# Problemy w inżynierii mechanicznej

# Problemy w inżynierii mechanicznej

redakcja naukowa
Seweryn Lipiński

Wydawnictwo
Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego
w Olsztynie

Kolegium Wydawnicze UWM
Przewodniczący
Zbigniew Chojnowski
Redaktor Działu
Marek Markowski

Recenzenci
Piotr Wincenty Czech, Artur Jacek Czupryński, Andrzej Dębowski,
Anna Danuta Dobrzańska-Danikiewicz, Włodzimierz Jan Dudziński, Paweł Grzegorz Fuć,
Wawrzyniec Gołębiewski, Piotr Gorzelańczyk, Krzysztof Górski,
Małgorzata Jasiulewicz-Kaczmarek, Łukasz Krzysztof Konat, Krzysztof Wiesław Kornarzyński,
Stanisław Kozioł, Adam Józef Lipiński, Seweryn Lipiński, Marcin Łukasiewicz,
Dominika Barbara Matuszek, Krzysztof Wojciech Nadolny, Jerzy Napiórkowski,
Krzysztof Nowacki, Tomasz Sylwester Nowakowski, Robert Oleniacz, Piotr Osiński,
Justyna Patalas-Maliszewska, Janusz Witold Piechocki, Jacek Jan Przybył, Tomasz Stawicki,
Zenon Syroka, Jacek Wawrzosek, Henryk Wyrębek

Redaktor wydawniczy
Mariola Jezierska

Projekt okładki
Urszula M. Patalas

Skład i łamanie
Marzanna Modzelewska

ISBN 978-83-8100-279-0

© Copyright by Wydawnictwo UWM • Olsztyn 2021

Wydawnictwo UWM
ul. Jana Heweliusza 14, 10-718 Olsztyn
tel. 89 523-36-61, fax 89 523-34-38
www.uwm.edu.pl/wydawnictwo/
e-mail: wydawca@uwm.edu.pl

Ark. wyd. 30,5; ark. druk. 25,75
Druk: Zakład Poligraficzny UWM w Olsztynie, zam. 399

# SPIS TREŚCI

*Przemysław Drożyner*
ROZDZIAŁ 1. Zintegrowane systemy zarządzania (ZSZ) a procesy utrzymania ruchu ..... 7

*Paulina Rewers, Marta Czaja, Kamila Janczura*
ROZDZIAŁ 2. Wyznaczenie wielkości partii produkcyjnej i częstości produkcji w przypadku produkcji poziomowanej na przykładzie wybranego procesu wytwarzania .... 31

*Jerzy Napiórkowski, Magdalena Lemecha, Krzysztof Ligier*
ROZDZIAŁ 3. Analiza wpływu losowych warunków glebowych na proces zużywania stali ... 49

*Krzysztof Ligier, Jerzy Napiórkowski, Magdalena Lemecha*
ROZDZIAŁ 4. Analiza wpływu zdeterminowanych warunków glebowych na proces zużywania stali ..... 65

*Jerzy Napiórkowski, Magdalena Lemecha, Krzysztof Ligier*
ROZDZIAŁ 5. Badania nad zużywaniem ściernym stali stosowanych na elementy robocze do uprawy gleby ..... 87

*Magdalena Lemecha, Jerzy Napiórkowski, Krzysztof Ligier*
ROZDZIAŁ 6. Analiza zużywania elementów roboczych z napawaną warstwą wierzchnią ... 105

*Adam Barylski, Maciej Gniot*
ROZDZIAŁ 7. Badania nad docieraniem płaskich elementów ceramicznych z wymuszonym dawkowaniem zawiesiny ściernej ..... 123

*Edward Lisowski, Dominik Kwiatkowski*
ROZDZIAŁ 8. Badania symulacyjne poduszek pneumatycznych do przemieszczania dużych ładunków ..... 139

*Oleksandr Vrublevskyi, Michał Janulin, Piotr Szczyglak, Jarosław Gonera*
ROZDZIAŁ 9. Optymalizacja wybranych parametrów eksploatacyjnych pojazdów ..... 167

*Jarosław Gonera, Jerzy Napiórkowski*
ROZDZIAŁ 10. Wpływ zróżnicowanych warunków eksploatacji na zużycie górnych partii nadwozia samochodu ..... 199

*Bronisław Kolator, Michał Janulin, Andrzej Olszewski, Oleksandr Vrublevskyi*
ROZDZIAŁ 11. Badania trakcyjne pojazdów samochodowych 4WD ..... 221

*Jarosław Gonera, Piotr Szczyglak, Michał Janulin, Oleksandr Vrublevskyi*
ROZDZIAŁ 12. Wpływ estrów metylowych kwasów tłuszczowych na eksploatację silnika diesla ..... 247

*Piotr Szczyglak, Jerzy Napiórkowski*
ROZDZIAŁ 13. Skład objętościowy strumienia spalin generowanych przez maszyny rolnicze w procesie ich użytkowania ..... 269

*Ryszard Hołownicki, Grzegorz Doruchowski*
ROZDZIAŁ 14. Inżynieria rolnicza u progu rewolucji cyfrowej ..... 303

*Grzegorz Doruchowski, Ryszard Hołownicki*
ROZDZIAŁ 15. Internetowe narzędzia decyzyjne i dydaktyczne służące ochronie wody przed zanieczyszczeniem środkami ochrony roślin ..... 323

*Jan Woliński*, *Kinga Łosicka*
ROZDZIAŁ 16. Wpływ stymulacji zmiennym polem magnetycznym na wartość i zmienność cech gryki odmiany Kora ..... 363

*Mariusz Żółtowski, Bogdan Żółtowski*
ROZDZIAŁ 17. Elementy główne metodyki badania miar rozpływu energii drgań w maszynach i konstrukcjach stalowych ..... 375

*Tomasz Olkowski, Seweryn Lipiński, Rafał Wojtkiewicz*
ROZDZIAŁ 18. Analiza możliwości osiągnięcia samowystarczalności energetycznej na przykładzie gminy Żuromin ..... 401

Przemysław Drożyner[1]

ROZDZIAŁ 1

# ZINTEGROWANE SYSTEMY ZARZĄDZANIA (ZSZ) A PROCESY UTRZYMANIA RUCHU

## 1.1. Ewolucja postrzegania roli służb utrzymania ruchu w przedsiębiorstwach

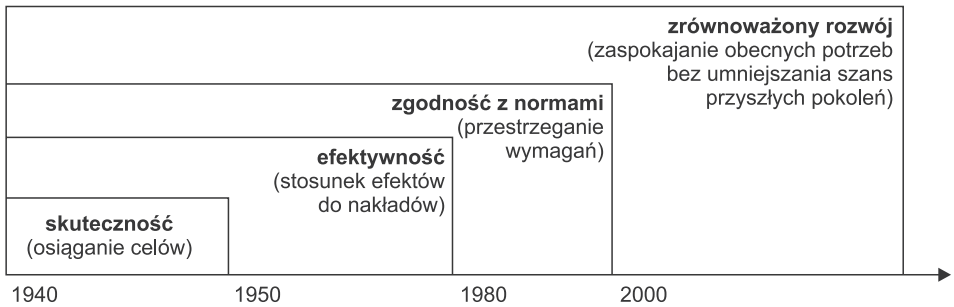
Tradycyjnie i historycznie postrzegany zakres działań służb UR dotyczy wspierania produkcji. Powszechnie akceptowano założenie, że głównym ich celem jest zapewnienie optymalnej gotowości urządzeń niezbędnych do realizacji procesów produkcyjnych lub usługowych. Problematyka utrzymania ruchu przez długi czas ewoluowała w tej właśnie formule.

Do lat 40. ubiegłego wieku, tj. w czasach taniej i łatwo dostępnej siły roboczej, dominowało podejście reaktywnego zapewnienia ruchu. Oznaczało to przeprowadzanie obsługi maszyn i urządzeń dopiero wtedy, kiedy ich stan techniczny tego wymagał. Czynności obsługowe były zatem wykonywane najczęściej jako reakcja na awarię. W kolejnych dekadach zaczęto eksploatować maszyny znacznie bardziej skomplikowane, mające większy wpływ na ciągłość produkcji. W przypadku awarii nie było już możliwe zastąpienie pracy tych maszyn siłą ludzką, a przestoje powodowały coraz większe straty ekonomiczne. Odtąd można mówić o planowo-zapobiegawczym, prewencyjnym podejściu. Obsługi i przeglądy zaczęły być planowane zarówno w aspekcie częstotliwości, jak i zakresu, ale wciąż odnosiły się do skuteczności działań obsługowych, czyli eliminacji awarii i zachowania ciągłości produkcji.

Od końca ubiegłego wieku coraz większą wagę przywiązuje się do aspektów efektywności działań, zachowania bezpieczeństwa ludzi i środowiska, zgodności z prawem i normami, a ostatnio zrównoważonego rozwoju (rys. 1). W teorii i praktyce w miejsce pojęcia „obsługiwanie techniczne" pojawiło się pojęcie „utrzymanie ruchu" (UR), choć w dalszym ciągu działania te są traktowane w kategoriach nieuniknionych kosztów.

Kolejny etap to okres koncepcji prognostycznego, proaktywnego utrzymania ruchu, polegającego na: monitorowaniu stanu technicznego maszyn, wprowadzeniu diagnostyki technicznej i udziale operatorów urządzeń w prostych czynnościach obsługowych. Koncepcje TPM, RCM, RBI oraz różne podejścia do zasad

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: przemyslaw.drozyner@uwm.edu.pl.




Rysunek 1.1. Postrzeganie aspektów celów działań na przestrzeni dziejów

utrzymania ruchu szeroko opisano w literaturze (Jasiulewicz-Kaczmarek 2016; Drożyner, Mazur 2014; Żółtowski, Niziński 2010; Legutko 2010; 2007; Niziński, Michalski 2007; Pintelon i in. 2006; Żółtowski, Tylicki 2004; Mikołajczak i in. 2004; Żurek 2004; Szpytko i in. 2003; Swanson 2001).

Obecnie w przedsiębiorstwach o wysokiej kulturze organizacyjnej i technicznej się uznaje, że proces UR ma lub może mieć zasadniczy wpływ nie tylko na ilość produkcji, koszty i jakość produktu finalnego, lecz także na bezpieczeństwo ludzi i środowiska. Utrzymanie ruchu staje się też ważnym elementem zrównoważonego rozwoju (Jasiulewicz-Kaczmarek, Żywica 2018, Szczuka, Drożyner 2015; Jasiulewicz-Kaczmarek, Drożyner 2013; Drożyner i in. 2011; Farrington-Darby i in. 2005; Fei, Honghui 1998).

Służby UR stają się nieodzownym elementem większości procesów biznesowych realizowanych przez przedsiębiorstwa, począwszy od pierwotnego zabezpieczenia ciągłości produkcji przez planowanie, logistykę i sprzedaż po procesy kadrowe (kompetencje, uprawnienia, godziny pracy pracowników służb UR) czy zapewnienie bezpieczeństwa i higieny pracy i ochrony środowiska.

Koszty utrzymania ruchu według różnych źródeł wynoszą nawet 5% obrotu firmy, stanowiąc – w zależności od branży – 4-15% kosztów produkcji i ok. 18% wartości inwentarzowej (Mikler 2008). Inne źródła podają, że koszty utrzymania to 10-40% kosztów produkcji (Maggard, Rhyne 1992), 15-50% (Coetzee 2004), a nawet 15-70% (Bevilacqua, Braglia 2000). Ahlmann (2002) ocenia, że koszty utrzymania maszyn w Szwecji stanowią 6,2% obrotu przedsiębiorstwa. Zdaniem Wiremana (1990) 30% kosztów poniesionych na utrzymanie ruchu wynika z niewłaściwego planowania prac i nadgodzin z tym związanych. Faktycznie ponoszone koszty mogą być znacznie wyższe. Awaria maszyny może oznaczać straty finansowe nie tylko z tytułu kosztów niezbędnych do jej usunięcia, lecz także braku zaplanowanej produkcji lub kar związanych z niedotrzymaniem terminów czy zanieczyszczeniem środowiska (Afrinaldi i in. 2017; Todinov 2006). Coraz częściej wymóg bezpiecznego – w sensie ekonomicznym, środowiskowym i bhp – utrzymania ruchu jest formułowany przez towarzystwa ubezpieczeniowe, a od skuteczności tego procesu zależą stawki ubezpieczenia. Należy również

pamiętać, że służby UR podejmują (właściwe lub niewłaściwe) decyzje o przeprowadzaniu takich czynności obsługowo-naprawczych, jak przegląd maszyny, osiowanie czy wyważanie, ale mogą też przez wybór strategii eksploatacji czy polityki zakupowej pozytywnie lub negatywnie wpływać na rozwój techniczny i technologiczny, a w konsekwencji na efektywność i skuteczność funkcjonowania całego przedsiębiorstwa (Drożyner i in. 2013). Zarządzanie procesami UR dotyczy zatem racjonalizacji i optymalizacji procesów decyzyjnych, zarówno w krótkim, jak i dłuższym horyzoncie czasowym (Loska 2012).

## 1.2. Idea zintegrowanych systemów zarządzania

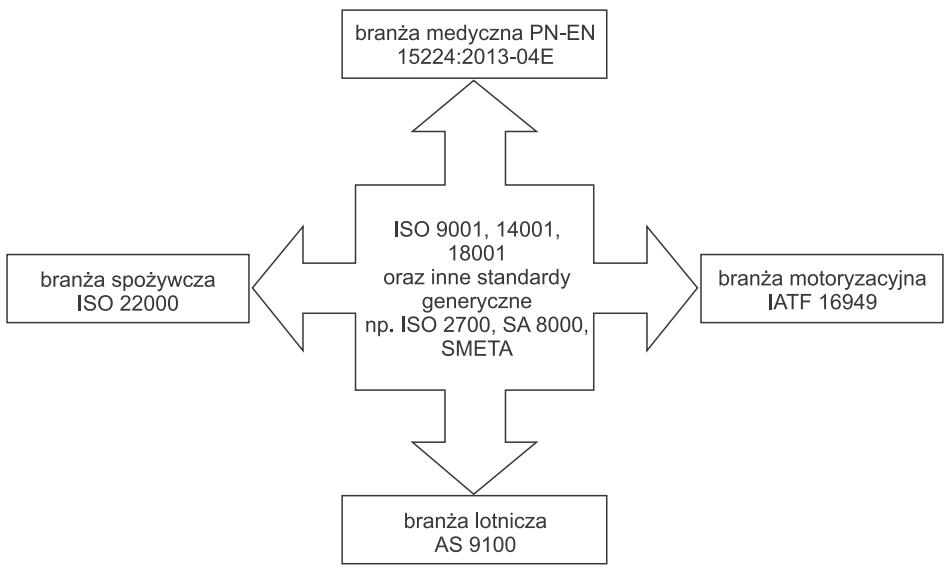
Początki standaryzacji w procesach produkcyjnych sięgają końca lat 50. ubiegłego wieku. W 1959 r. opracowano normę MIL-Q-9858, określającą wymagania stawiane dostawcom wojsk USA. W 1963 r. normę tę zmodyfikowano i wydano jako MIL-Q-9858, a jej wymagania stały się podstawą do opracowania i wdrożenia standardów dla NATO (AQAP-1 opublikowany w 1969 r.). W latach 70. opracowano normy jakościowe dotyczące przemysłu maszynowego oraz energetyki jądrowej. Z kolei pierwsze wydanie norm z serii ISO9000 nastąpiło w 1986 r. Normy te ewoluowały do obecnie obowiązującej wersji ISO 9001:2015. Należy podkreślić, że wymagania w nich zawarte w żaden sposób nie odnoszą się do właściwości wyrobu (usługi), a tylko systemu, w jakim zostały wytworzone lub zrealizowane. Kolejne najbardziej rozpowszechnione i ogólnobranżowe (generyczne) standardy, to ISO 14001 (zarządzanie środowiskiem) oraz ISO 18001 (zarządzanie bezpieczeństwem pracy).

Historia normy ISO 14001 sięga początków lat 90. ubiegłego wieku, kiedy coraz bardziej były nagłaśniane dyskusje o negatywnym wpływie człowieka na środowisko. Wymagania normy ISO 14001 miały wpłynąć na przemysł i na gospodarkę i spowodować zmniejszenie destrukcyjnego wpływu działań biznesowych na środowisko.

W 1996 r. British Standards Institution (BSI) opublikował standard BS 8800:1996 *Wytyczne systemów zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy*, który później – w wyniku współpracy BSI z innymi organami normalizacyjnymi oraz jednostkami certyfikacyjnymi – przekształcił się w dokument o nazwie OHSAS 18001:1999 *Occupational health and safety management systems – specification*, a ten z kolei w 2007 r. w OHSAS 18001:2007 (od marca 2018 r. obowiązuje już standard ISO 45001).

Początkowo firmy poddawały się procesowi certyfikacji (czyli potwierdzeniu spełnienia wymagań norm przez niezależne organizacje certyfikujące) jednego, dwóch czy też wszystkich tych trzech standardów oddzielnie, mając oddzielne certyfikaty ISO 9001 czy ISO 14001.

Ze względu na pewne wspólne wymagania tych standardów – np.: konieczność przeprowadzania audytów wewnętrznych, przeglądów zarządzania czy ciągłego doskonalenia, pojawiła się koncepcja integracji tych systemów w tzw. zintegrowane systemy zarządzania (ZSZ). Ich podstawą są wspólne wymagania integrowanych standardów, na bazie których w zależności od branży są wdrażane i integrowane systemy sektorowe, np.: ISO 22000, IFS, BRC, HACCP, GMP+, GMP, GHP w branży spożywczej, AS 9100 w branży lotniczej, czy IATF 16949 w branży motoryzacyjnej. Coraz częściej są integrowane również generyczne systemy odpowiedzialności społecznej – SMETA, SA8000 czy bezpieczeństwa informacji – ISO 27000 (rys. 2).




Rysunek 1.2. Idea zintegrowanych systemów zarządzania w zależności od branży

Integracja systemów powoduje efekt synergii i zdecydowany wzrost skuteczności i efektywności ich działania. Pojawia się pytanie, jaki jest wpływ takich zintegrowanych systemów zarządzania na postrzeganie roli służb UR w przedsiębiorstwach, w których takie systemy funkcjonują.

## 1.3. Przebieg i wyniki badań

### 1.3.1. Wyniki audytów

W latach 2002–2017 przeprowadzono ponad 1000 audytów systemów zarządzania w przedsiębiorstwach różnych branż: spożywczej, motoryzacyjnej, budowlanej, petrochemicznej, elektronicznej itd. Audyty były przeprowadzane w trzech

typach firm: które wdrożyły zintegrowane systemy zarządzania (800 audytów), które miały tylko certyfikat wdrożenia systemu ISO 9001 (140 audytów) oraz bez wdrożonego żadnego znormalizowanego systemu zarządzania (tzw. audyty drugiej strony, na zlecenie klienta audytowanej firmy, 90 audytów). Zidentyfikowano w sumie ponad 5000 różnego rodzaju niezgodności (niespełnienia wymagań według normy terminologicznej ISO 9000:2015) o charakterze prawnym (w tym niezgodności z prawem pracy, prawem środowiskowym i prawem dotyczącym bhp), normatywnym i jakościowym (w tym reklamacje klientów). W tabelach 1.1, 1.2, 1.3 oraz 1.4 przedstawiono zestawienie udziału niezgodności zidentyfikowanych w trakcie tych audytów, zarówno w działach utrzymania ruchu, jak i poza nimi, ale za których usunięcie kierownictwo audytowanych firm wskazało odpowiedzialność służb utrzymania ruchu. W tabelach odnotowano również liczbę tzw. dobrych praktyk, czyli działań, które znacznie wybiegają poza przyjęte standardy i zachowania.

Tabela 1.1. Udział niezgodności zidentyfikowanych w trakcie audytów przypisanych do obszaru utrzymania ruchu w przedsiębiorstwach z wdrożonym ZSZ

| Aspekt niezgodności | Całkowita liczba niezgodności | Liczba niezgodności przypisanych do obszaru utrzymania maszyn | Udział [%] |
|---|---|---|---|
| Środowisko | 800 | 560 | 70 |
| Bhp | 900 | 585 | 65 |
| Jakość | 950 | 380 | 40 |
| Prawo pracy | 200 | 110 | 55 |
| Inne niezgodności prawne | 150 | 75 | 50 |
| Reklamacje klientów | 200 | 20 | 10 |
| Razem | 3200 | 1730 | 54 |
| DOBRE PRAKTYKI – 10 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Tabela 1.2. Udział niezgodności zidentyfikowanych w trakcie audytów przypisanych do obszaru utrzymania ruchu w przedsiębiorstwach z wdrożonym systemem zarządzania jakością ISO 9001

| Aspekt niezgodności | Całkowita liczba niezgodności | Liczba niezgodności przypisanych do obszaru utrzymania maszyn | Udział [%] |
|---|---|---|---|
| Środowisko | 250 | 50 | 20 |
| Bhp | 280 | 80 | 29 |
| Jakość | 300 | 90 | 30 |
| Prawo pracy | 50 | 20 | 40 |
| Inne niezgodności prawne | 66 | 5 | 8 |
| Reklamacje klientów | 60 | 10 | 17 |
| Razem | 1006 | 255 | 25 |
| DOBRE PRAKTYKI – 3 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Tabela 1.3. Udział niezgodności zidentyfikowanych w trakcie audytów przypisanych do obszaru utrzymania ruchu w przedsiębiorstwach bez żadnego certyfikowanego systemu zarządzania

| Aspekt niezgodności | Całkowita liczba niezgodności | Liczba niezgodności przypisanych do obszaru utrzymania maszyn | Udział [%] |
|---|---|---|---|
| Środowisko | 200 | 10 | 5 |
| Bhp | 250 | 30 | 12 |
| Jakość | 200 | 20 | 10 |
| Prawo pracy | 80 | 50 | 63 |
| Inne niezgodności prawne | 22 | 0 | 0 |
| Reklamacje klientów | 66 | 0 | 0 |
| Razem | **818** | **110** | **13** |
| DOBRE PRAKTYKI – 0 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Tabela 1.4. Zestawienie liczby zidentyfikowanych niezgodności oraz liczby niezgodności przypisanych do obszaru UR w zależności od systemu zarządzania przedsiębiorstwa

| System zarządzania | Liczba niezgodności | Liczba niezgodności przypisanych UR | Udział [%] | Liczba audytów | Liczba niezgodności na audyt |
|---|---|---|---|---|---|
| Zintegrowany | 3200 | 1730 | 54 | 800 | 4 |
| ISO 9001 | 1006 | 255 | 25 | 140 | 7 |
| Brak certyfikowanego systemu | 818 | 110 | 13 | 90 | 9 |
| Razem | 5024 | 2095 | 41 | 1030 | 5 |

Źródło: opracowanie własne.

Rysunek 1.3. Nieoznakowana substancja chemiczna
Fot. Autor

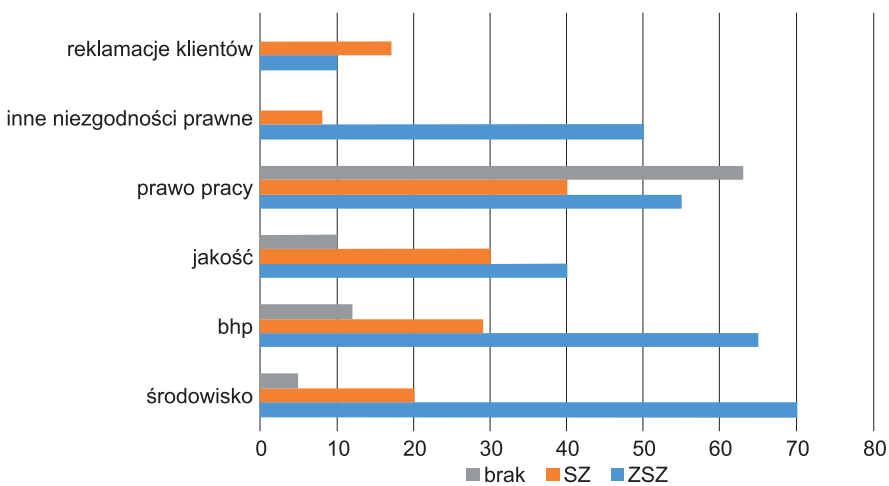
Rysunek 1.4. Brak ważnego badania UDT
Fot. Autor

Rysunek 1.5. Brak osłony
Fot. Autor

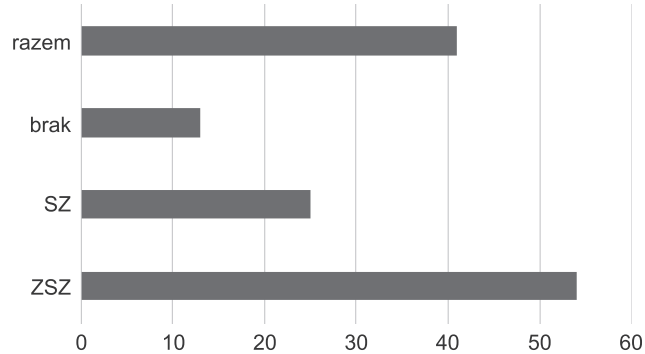
Niezgodności dotyczące prawa pracy to: braki wypoczynku dobowego, tygodniowego, nadmierna liczba nadgodzin, brak lub niepełna ocena ryzyka zawodowego (np. brak oceny ryzyka związanego ze spawaniem dla mechaników), brak szkolenia stanowiskowego. Reklamacje klientów dotyczyły głównie nieterminowego wykonania zlecenia ze względu na awarię maszyny oraz nieuzyskiwanie wymaganych parametrów (np. powierzchni) z uwagi na stan techniczny maszyny. Przykłady niezgodności zaprezentowano na rysunkach 1.3-1.5.

Z zestawienia zebranych danych (tab. 1.1-1.4 oraz rys. 1.6, 1.7) wynika, że:
- w przedsiębiorstwach z wdrożonymi ZSZ odnotowuje się statystycznie mniej niezgodności (4 na audyt) niż w przypadku przedsiębiorstw z certyfikowanym systemem ISO 9001 (7 niezgodności na audyt) i bez certyfikowanych systemów (9 niezgodności na audyt);
- zdecydowanie więcej niezgodności było przypisywanych działom UR w przedsiębiorstwach z wdrożonymi ZSZ (54% niezgodności); dla przedsiębiorstw z ISO 9001 i bez żadnego certyfikatu udział ten wynosił odpowiednio 25% i 13%;
- tylko w jednej kategorii niezgodności – prawo pracy – procentowy udział niezgodności przypisany do działów UR był największy w przedsiębiorstwach bez certyfikowanych systemów zarządzania;
- liczba dobrych praktyk jest największa w przedsiębiorstwach z wdrożonymi ZSZ. W przedsiębiorstwach bez certyfikowanych systemów zarzadzania nie odnotowano żadnej dobrej praktyki związanej z UR.

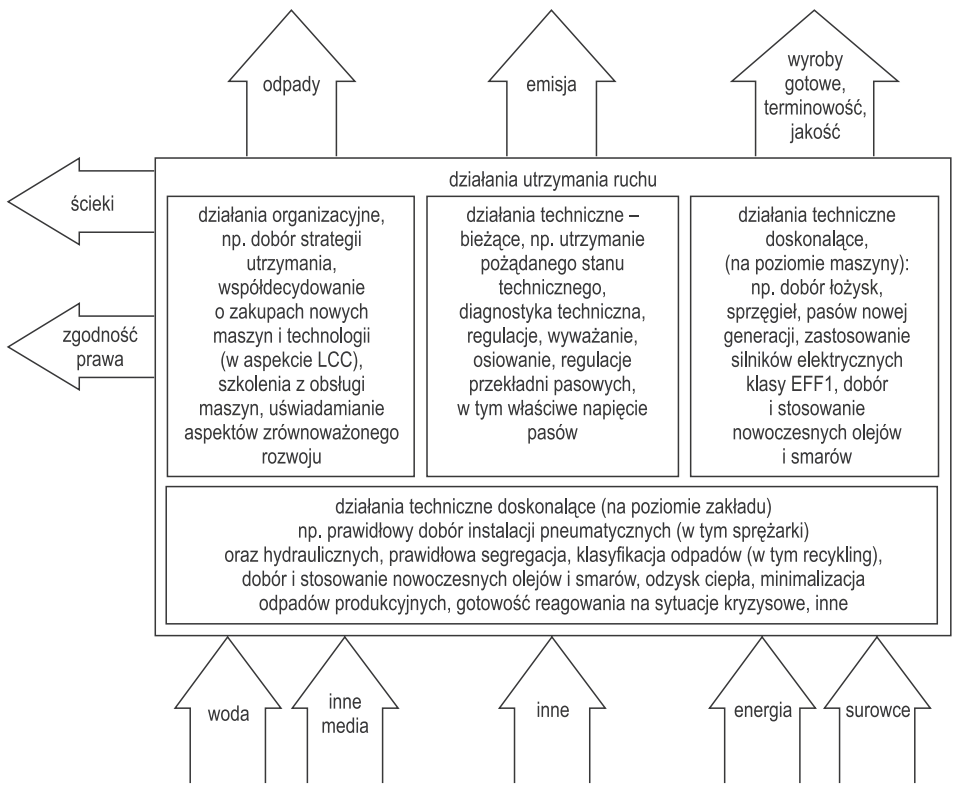
Dane te przede wszystkim pokazują, że w firmach z wdrożonymi ZSZ jest identyfikowanych znacznie mniej niezgodności niż w pozostałych, przy




Rysunek 1.6. Procentowe zestawienie niezgodności identyfikowanych w działach UR dla przedsiębiorstw z wdrożonym ZSZ, wdrożonym tylko systemem zarządzania jakością ISO 9001 (SZ) oraz bez wdrożonego i certyfikowanego SZ – z podziałem na kategorie niezgodności
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 1.7. Procentowe zestawienie niezgodności identyfikowanych w działach UR dla przedsiębiorstw z wdrożonym ZSZ, wdrożonym tylko systemem zarządzania jakością ISO 9001 (SZ) oraz bez wdrożonego i certyfikowanego SZ
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 1.8. Obszar działań utrzymania ruchu w przedsiębiorstwach z wdrożonym ZSZ
Źródło: na podstawie Drożynera i in. (2013).

czym częściej są one przypisywane działom UR. Pokazuje to, że rola służb UR w przedsiębiorstwach z wdrożonym ZSZ ma charakter znacznie szerszy i wykracza poza klasyczne ramy planowania, realizacji i rozliczania prac obsługowo-naprawczych. Utrzymanie ruchu jest pojmowane szerzej i obejmuje również bezpieczeństwo ludzi i środowiska, efektywność produkcji i zużycia mediów oraz jakość produktów i usług (rys. 1.8). W przedsiębiorstwach z wdrożonym systemem ISO 9001 i bez certyfikowanych systemów zarządzania bardzo rzadko niezgodności o charakterze środowiskowym czy związane z bezpieczeństwem pracy są przypisywane do działów UR, bo też nie są identyfikowane z takimi rolami. Odnotowywane tu niezgodności dotyczą najczęściej nieprzeprowadzenia zaplanowanych czynności obsługowych oraz nieprzestrzegania prawa pracy (głównie zbyt duża liczba godzin nadliczbowych, nieprzestrzeganie długości wypoczynku dobowego i tygodniowego).

W związku z takim poszerzeniem roli UR przedsiębiorstwa skłaniają się do poglądu, że utrzymanie maszyn nie jest jedynie kosztem, którego należy unikać, ale także aktywnym działaniem mogącym stanowić efektywny wkład w rozwój firmy (Niziński, Michalski 2007). Z zarządczego punktu widzenia istotne jest to, że wyniki działań UR można rozpatrywać w wymiernych wartościach, a nakładami stosunkowo łatwo zarządzać. Z analizy zadań, które musi spełnić utrzymanie ruchu w warunkach ZSZ, wynikają jego potencjalne cele i problematyka (tab. 1.5).

Tabela 1.5. Cele i problematyka służb UR w przedsiębiorstwach z wdrożonym ZSZ

| Utrzymanie ruchu | |
|---|---|
| Cele | problematyka |
| 1. Utrzymanie jakości i ciągłości produkcji<br>2. Zachowanie bezpieczeństwa pracy<br>3. Ochrona środowiska.<br>4. *Work-life balance*/etyka biznesu | 1. Zagadnienia degradacji materiałów, zużycia, diagnozowania stanu technicznego<br>2. Monitorowanie postępu technicznego i technologicznego<br>3. Prawo i standardy<br>4. Problematyka zarządzania – LCC, wybór strategii utrzymania, alokacja zasobów |

Źródło: opracowanie własne.

Jak widać, działania UR w takich systemach mają charakter interdyscyplinarny, a osiągnięcie celów produkcyjnych, jakościowych, środowiskowych i związanych z bezpieczeństwem pracy wymaga zaangażowania się w problematykę techniczną (degradacja, zużycie, diagnostyka, postęp techniczny i technologiczny), prawną i normatywną oraz zarządczą. Lista atrybutów utrzymania ruchu przestaje się bowiem ograniczać do umiejętności sprawnego posługiwania się narzędziami warsztatowymi i szybkiego zlokalizowania uszkodzenia, gdyż wydłuża się o kolejne: genezowanie i prognozowanie stanu technicznego, jakość produktu, bezpieczeństwo ludzi i środowiska czy rozwój techniczny i technologiczny.

Biorąc pod uwagę tak szeroki kontekst pojmowania roli UR w przedsiębiorstwach, można przyjąć definicję: utrzymanie ruchu to działania techniczne, ekonomiczne i organizacyjne przedsiębiorstwa dotyczące posiadanej infrastruktury, mające na celu zapewnienie bezpieczeństwa technicznego produkcji i optymalizację jej kosztów, ze spełnieniem wymagań interesariuszy. Bezpieczeństwo techniczne produkcji obejmuje bezpieczeństwo:

- ekonomiczne (ciągłość, terminowość i jakość produkcji),
- środowiskowe,
- życia i zdrowia człowieka, w tym tzw. *work-life balance* (równowaga życia zawodowego i prywatnego).

Pojawiają się dwa pytania:

- co sprawia, że wdrożenie ZSZ powoduje taką zmianę postrzegania roli służb UR we współczesnym przedsiębiorstwie, zarządzanym według reguł wdrożonych systemów;
- w jaki sposób mierzyć efektywność i skuteczność tak szeroko rozumianego procesu UR? W XIX w. lord Kelvin (Wiliam Thomas) wypowiedział sentencję: „Jeżeli czegoś nie można zmierzyć, to nie można tego ulepszyć…".

Odpowiedzi na te pytania wymagają odniesienia się do pojęcia „jakość" oraz przywołania pewnych wspólnych wymagań integrowanych standardów. Wymogi te dotyczą m.in.: konieczności identyfikowania interesariuszy i ich wymagań, stosowania podejścia procesowego, identyfikacji zainteresowanych stron i ich oczekiwań, analizy ryzyk i szans, kreślenia kompetencji pracowników, realizacji pomiarów i analiz oraz doskonalenia działań (wyrobów, procesów i systemów). Spełnienie tych wymogów w odniesieniu do roli służb UR łączy techniczne, ekonomiczne i organizacyjne aspekty ich działania i stanowi ramy dla holistycznego podejścia do współczesnych służb UR.

### 1.3.2. Jakość procesu UR

Platon definiował jakość jako „pewien stopień doskonałości". Według PN-EN 9000:2015 „jakość to stopień, w jakim zbiór inherentnych właściwości spełnia wymagania". Crosby (1980), twórca tzw. absolutów zarządzania jakością, w 1979 r. określił jakość jako „zgodność z wymaganiami". Z kolei dla Imai (1997), twórcy idei kaizen i lean, jakość to „wszystko, co można poprawić".

Według normy PN-EN 9000:2015 jakość to stopień, w jakim zbiór inherentnych właściwości spełnia wymagania. Przez „inherentne właściwości" należy rozumieć nierozerwalnie związane cechy pojęcia (wyrobu, usługi, procesu, systemu), którego jakość określamy. Z kolei wymagania są to oczekiwania wobec tych cech stawiane przez różne zainteresowane strony: klientów, konsumentów, organy administracji czy ustawodawcę. Problemem jest więc taki opis procesu UR w aspekcie jego jakości, który określi, jakie inherentne właściwości (cechy)

są do niego przypisane, kim są zainteresowane strony i jakie są ich oczekiwania wobec tych właściwości.

Niewątpliwie proces UR ma zainteresowane strony (przykład wyniku takiej identyfikacji przedstawiono w tabeli 1.6), których wymagania realizuje w ramach posiadanych zasobów. Przekształcenie tych wymagań w mierzalne cele stawiane procesom UR oraz pomiar stopnia osiągania tych celów pozwala na ocenę jakości funkcjonowania procesu UR w przedsiębiorstwie w aspekcie definicji jakości podanej wcześniej.

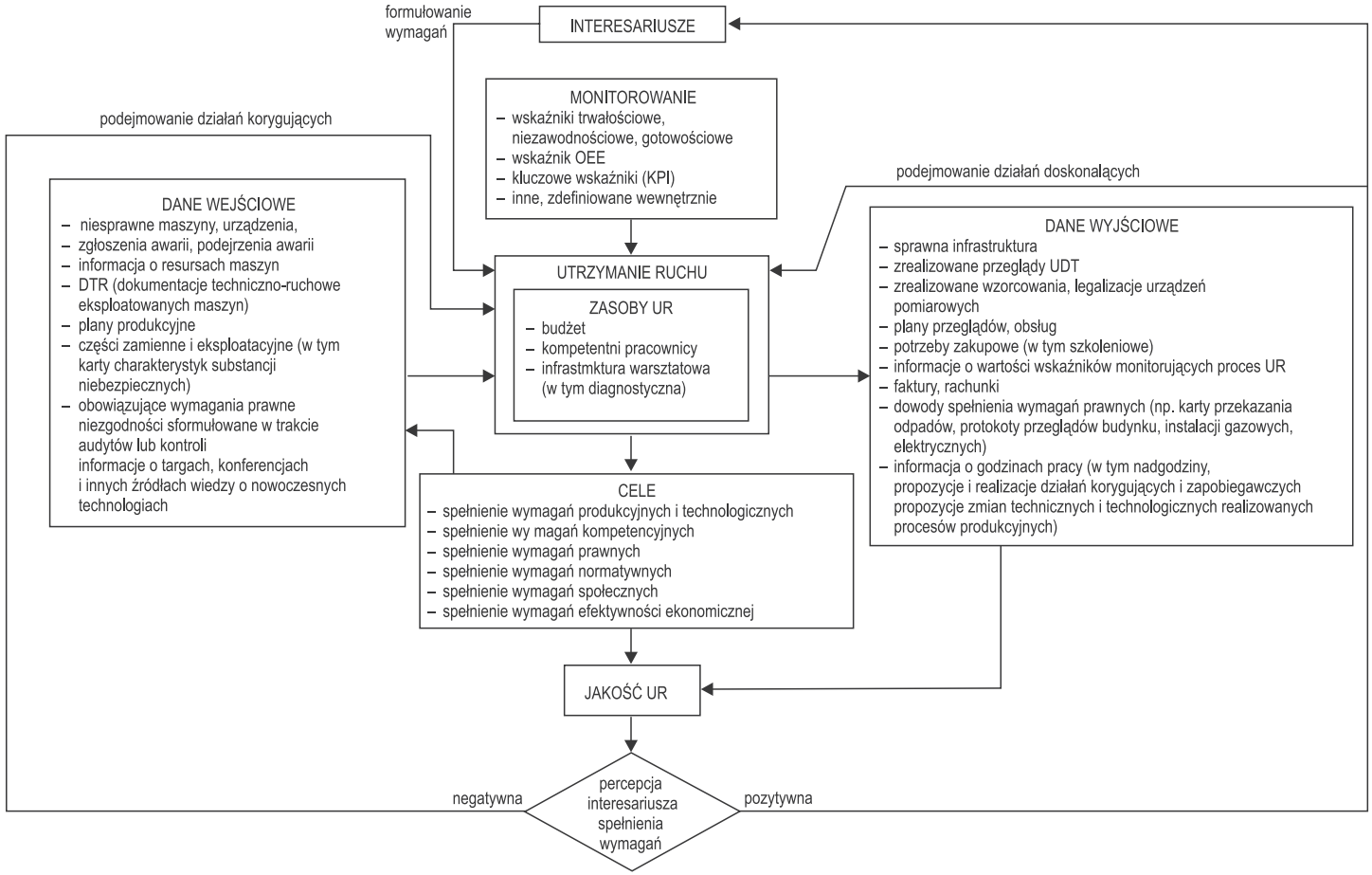
Tabela 1.6. Identyfikacja wymagań interesariuszy procesu UR

| Wymagania | Interesariusz | |
|---|---|---|
| | wewnętrzny | zewnętrzny |
| Produkcyjne i technologiczne, w tym terminowość, jakość wyrobu lub usługi, rozwój technologii | produkcja, planowanie produkcji, kontrola jakości, logistyka | klient, dostawcy nowych technologii, jednostki badawczo-rozwojowe |
| Kompetencyjne, w tym kwalifikacje personelu, wykształcenie, doświadczenie, uprawnienia | kadry | UDT, PIP |
| Spełnienie wymagań prawnych, w tym środowiskowych i bhp | zarząd | UDT, PIP, WIOŚ, lokalne społeczności |
| Spełnienie wymagań normatywnych, w tym zawartych w normach technicznych i zarządczych (jak ISO 9001) | kontrola jakości | klient, jednostki certyfikujące |
| Społeczne, w tym godziny pracy, wynagrodzenie, godziny wypoczynku, wypadki itd. | pracownicy, ich rodziny | lokalne społeczności, PIP |
| Efektywności ekonomicznej, w tym efektywność działań | zarząd | akcjonariusze |

Źródło: opracowanie własne.

Jakość procesu UR to stopień spełnienia wymagań interesariuszy tego procesu, które są wyrażone mierzalnymi, sformułowanymi w sposób udokumentowany celami utrzymania ruchu; stopień spełnienia tych wymagań jest weryfikowany w przyjętych odstępach czasowych przez porównanie aktualnego stopnia realizacji tych wymagań w stosunku do stopnia zaplanowanego.

Zaproponowane podejście powoduje, że możliwe staje się określenie i zdefiniowanie w mierzalny sposób jakości procesu UR w danym przedsiębiorstwie. Przez właściwą identyfikację interesariuszy i ważności ich wymagań, dobór mierników i ich wag można nie tylko mierzyć zdefiniowaną wcześniej jakość procesu UR, lecz także optymalizować działania innych procesów lub struktur organizacyjnych przedsiębiorstwa. Warunkiem koniecznym jest poprawne zdefiniowanie danych wejściowych do procesu, niezbędnych do uzyskania wymaganych wyjść oraz – co jest oczywiste – zapewnienie odpowiednich zasobów (rys. 1.6).



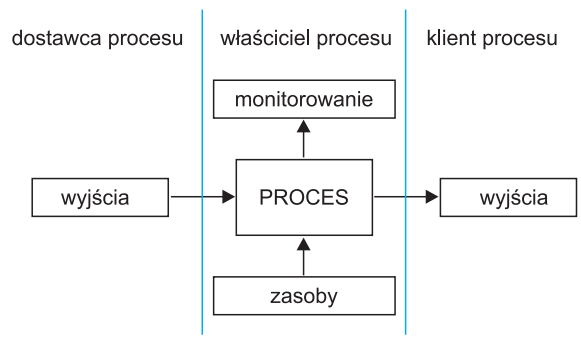

Rysunek 1.9. Model jakości procesu UR
Źródło: opracowanie własne.

### 1.3.3. Podejście procesowe i proceduralne do UR

Wobec wielości interesariuszy, celów i obszerności problematyki utrzymania ruchu powstaje pytanie, czy można sprowadzić te działania (rys. 1.7) do procedury określającej zasady postępowania z obiektami technicznymi, czy też traktować utrzymanie ruchu jako proces, który można monitorować, mierzyć, analizować i doskonalić.

Tak zwane podejście procesowe jest wymogiem wielu norm, w tym standardu zarządzania jakością ISO 9001, a jego zasady szeroko opisano w literaturze (Kohlbacher, Gruenwald 2011; Carmignani 2008; Drożyner, Mikołajczak 2007; Jasiulewicz-Kaczmarek 2007; Vatn i in. 1996). Stosując podejście procesowe, określa się i analizuje, jak elementy przedsiębiorstwa wpływają wzajemnie na siebie i na cały system działania.

Pojęcie „proces" z kolei definiuje się jako działanie, które przetwarza dostarczone przez dostawców procesu dane wejściowe w odbierane przez klientów procesu dane wyjściowe, z wykorzystaniem posiadanych zasobów (rys. 1.10).




Rysunek 1.10. Idea podejścia procesowego
Źródło: opracowanie własne.

W ramach podejścia procesowego należy zatem określić, jakie dane wejściowe (informacje, dokumenty, materiały eksploatacyjne, części zamienne, maszyny) są konieczne do prawidłowego funkcjonowania procesu, kto jest odpowiedzialny za dostarczanie tych danych, jakie są niezbędne zasoby, jakie powinny być wyjścia z procesu itd.

Dostawcy i klienci procesu mogą być wewnętrzni oraz zewnętrzni, np. dostawcą zewnętrznym jest dostawca usług serwisowych do przedsiębiorstwa, a klientem zewnętrznym – hurtownia, którą przedsiębiorstwo zaopatruje. Utrzymanie ruchu jest dostawcą wewnętrznym usług utrzymania ruchu dla procesu produkcji, a ten z kolei jest dostawcą wewnętrznym do działu sprzedaży. W każdym przypadku klient (zarówno wewnętrzny, jak i zewnętrzny) ma pewne wymagania, które dostawca stara się identyfikować. Stopień spełnienia tych wymagań określa bowiem jakość wyrobu lub usługi.

W przypadku przyjęcia podejścia procesowego do zarządzania niezbędne jest określenie dla każdego zidentyfikowanego procesu realizowanego w przedsiębiorstwie:
- celu tego procesu,
- jego właściciela,
- danych wejściowych i wyjściowych,
- zasobów (w tym ludzkich – m.in. przez określenie i zapewnienie kompetencji, odpowiedzialności i uprawnień), metod (w tym kryteriów i mierników) pomiaru skuteczności (ważne dla klienta procesu) i efektywności (ważne dla właściciela procesu) procesu.

Prawidłowe sformułowanie celu (celów) procesu jest bardzo istotne. Cele rozważanych procesów powinny być zatem sformułowane precyzyjnie, w sposób mierzalny, umożliwiający monitorowanie stopnia ich realizacji.

W podejściu proceduralnym z kolei zasady postępowania są ściśle określone w instrukcjach i procedurach, które – teoretycznie – powinny zapewniać skuteczność i efektywność tych działań. Praktyka jednak dowodzi, że w tym podejściu jest monitorowana jedynie skuteczność działania. Przykłady opisów aktywności służb UR w podejściu procesowym i proceduralnym przedstawiono w tabeli 1.7.

Tabela 1.7. Przykłady aktywności służb UR w podejściu procesowym i proceduralnym

| Zadanie | Opis zadania w podejściu proceduralnym | Opis zadania w podejściu procesowym |
|---|---|---|
| Okresowe przeglądy techniczne | określenie czasu i zakresu przeglądu, realizacja zadań | określenie czasu i zakresu przeglądu, realizacja zadań oraz raportowanie wykonywanych przeglądów technicznych, planowanie obsług (często z wykorzystaniem matematycznych modeli prognostycznych i ekonometrycznych), rejestracja i analiza danych statystycznych (czas przeglądu, koszt itd.), wdrożenie systemów CMMS (*Computerized Maintenance Management System*) |
| Naprawa | ustanowienie zasad zgłaszania i usuwania awarii | ustanowienie zasad zgłaszania i usuwania awarii oraz analiza przyczyn awarii (RCA – *Root Cause Analysis*) i wdrożenie działań korygujących, zapobiegawczych; rejestracja i analiza danych statystycznych – czas reakcji na awarię, czas i koszty usunięcia |
| Diagnostyka | najczęściej nieformalna, ograniczona do badań wizualnych | diagnostyka systemowa z rejestracją wartości pomiarowych sygnałów diagnostycznych i ich porównywaniem z wartościami granicznymi i historycznymi (analiza trendów), planowanie obsługi na podstawie prognozowania zmian w stanie technicznym obiektów |

Źródło: opracowanie własne.

### 1.3.4. Doskonalenie

Interesariuszami procesów UR są m.in. właściciele przedsiębiorstw (zarządy, akcjonariusze) zainteresowani zwiększeniem efektywności i doskonaleniem tych procesów. Ten wymóg jest coraz powszechniejszy i coraz częściej utrzymanie ruchu bywa postrzegane w kategoriach wartości dodanej, zarówno ekonomicznej (Parida, Kumar 2006; Marais, Saleh 2009), jak i środowiskowo-społecznej (Liyanage, Kumar 2003), a nawet z atrybutem innowacyjności (Lee i in. 2014).

Wdrażanie innowacji do procesów UR może dotyczyć optymalizacji tych procesów, jak też opracowywania i implementowania nowych rozwiązań na bazie badań naukowych, w tym np. modeli diagnostyczno-prognostycznych. W pierwszym przypadku powszechne jest stosowanie typowych narzędzi zarządzania, jak burza mózgów czy diagram Ishikawy, ale także wdrażanie rozwiązań typu RCM, RBI, TPM, 5S, FMEA czy Six Sigma (Drożyner, Veith 2002). Inne rozwiązania mogą dotyczyć m.in.:

- nowych materiałów używanych do produkcji maszyn (Dursun, Soutis 2014);
- nowych materiałów eksploatacyjnych (Ajukumar, Gandhi 2013);
- gospodarki smarowniczej (Marinković i in. 2014; Ismon i in. 2014);
- automatyki przemysłowej z urządzeniami kontrolno-pomiarowymi (Yamada i in. 2015; Sangregorio i in. 2015; Gowtham, Tandon 2013);
- wdrażania wyników badań nad mechanizmami i symptomami różnych zużyć trybologicznych i nietrybologicznych (Rigamonti 2016; Azadeh, Zadeh 2016; Lewandowski, Oelker 2014; Jantunen, i in. 2014; Valis, Koucky, Zak 2012).

Firmy, które wdrożyły sformalizowane systemy zarządzania jakością, środowiskiem, bhp itd., są zobowiązane wymaganiami odpowiednich norm do ciągłego prowadzenia działań doskonalących. W działaniach tych są wykorzystywane różne narzędzia i metody: burze mózgów, histogramy, analizy 5 × why i Pareto, diagramy Ishikawy, metoda G8D (Starzyńska i in. 2010; Mazur, Gołaś 2010). Narzędzia te służą do doskonalenia na ogół procesów zarządczych i produkcyjnych, rzadko natomiast procesów pomocniczych, za jakie uznaje się procesy UR.

Powszechne stosowanie w procesach UR tych klasycznych narzędzi rozpoczęło się wraz pojawieniem się koncepcji TPM (*Total Productive Maintenance*). Wspomniane narzędzia stosuje się w utrzymaniu ruchu do analizy przyczyn uszkodzeń – 5 × why, diagram Ishikawy (Chang, Lin 2006; Ben Daya 2009), priorytetyzacji czynności obsługowych – analizę Pareto (Borris 2006), doskonalenia procesów – burze mózgów (Madu 2000; Drożyner, Hoffa 2015). Opracowano już przykłady praktycznych zastosowań tych narzędzi w przemyśle kolejowym (Kumar i in. 2008), lotniczym (Al-kaabi i in. 2007; Vassilakis, Besseris 2009), motoryzacyjnym (Holtz, Campbell 2003), metalurgicznym (Gajdzik 2014) czy petrochemicznym (Prasanna, Desai 2011).

## Przykład zastosowania klasycznych narzędzi zarządzania jakością do optymalizacji procesów UR

W jednej z dużych mleczarni w północno-wschodniej Polsce zaobserwowano istotny wzrost liczby uszkodzeń wirówek do mleka – od poziomu 2-3 uszkodzeń w 2011 r. do 15-20 uszkodzeń w 2014 r. Główną przyczyną awarii wirówek były uszkodzenia łożysk łożyskujących wał główny urządzenia.

Ze względu na rosnące koszty związane z przestojami produkcyjnymi i samymi kosztami napraw zdecydowano się na próbę rozwiązania problemu z wykorzystaniem metody burzy mózgów, diagramu Ishikawy oraz 5 × why. W skład zespołu powołano dyrektora technicznego, technologa, dwóch mechaników, brygadzistę oraz pracownika produkcyjnego. W trakcie spotkania (burzy mózgów) utworzono diagram Ishikawy (zaadaptowany do metody 5M) przedstawiony na rysunku 1.11.

Rysunek 1.11. Diagram Ishikawy dla problemu „powtarzające się uszkodzenia łożysk"
Źródło: opracowanie własne.

Stwierdzono również, że jednoznacznie bezpośrednią przyczyną uszkodzeń łożysk są ich drgania i zaproponowano metodę 5 × why w celu dalszego zbadania problemu. Wyniki analizy przeprowadzonej tą metodą przedstawiono w tabeli 1.8.

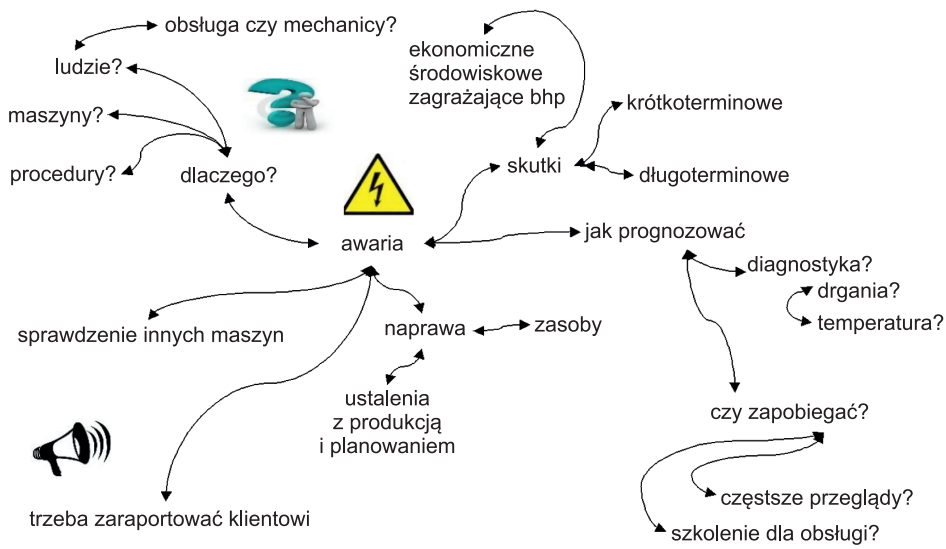
O skuteczności podjętych działań świadczy fakt, że od połowy 2014 r. nie zarejestrowano żadnego uszkodzenia wirówek.

Efektem ubocznym burzy mózgów było sporządzenie zbiorowej mapy myśli (rys. 1.12) dotyczącej oczekiwanych działań i analiz w przypadku awarii maszyn, istotnych z punktu widzenia procesów technologicznych. Przedstawiona mapa stała się przyczynkiem do stworzenia „listy kontrolnej", która jest wykorzystywana do analizy nieoczekiwanych zdarzeń produkcyjnych (głównie awarii) i zapewnia uwzględnienie wszystkich istotnych aspektów związanych z działaniami korekcyjnymi, korygującymi, zapobiegawczymi i doskonalącymi.

Tabela 1.8. Analiza 5 × why dla problemu powtarzających się uszkodzeń łożysk wirówek

| Odpowiedź | Pytanie |
|---|---|
| 1. Częste uszkodzenia łożysk wirówki | dlaczego? |
| 2. Obserwowany jest wysoki poziom drgań łożyska | dlaczego? |
| 3. Wirujący „bąk" jest niewyważony | dlaczego? |
| 4. Talerzyki „bąka" są niewłaściwie montowane po procesie mycia wirówki | dlaczego? |
| 5. Pracownicy nie wiedzą, że sposób montowania talerzyków po procesie mycia ma wpływ na stan dynamiczny (niewyważenie) wirującego układu | dlaczego? |
| Pracownicy nie zostali przeszkoleni w zakresie prawidłowego montażu wirówki po jej myciu | |

Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 1.12. Mapa myśli obrazująca istotne aspekty awarii maszyn
Źródło: opracowanie własne.

Kolejne działania dotyczyły optymalizacji czasów napraw. Wykonano szacunkową analizę czasów czynności realizowanych od momentu zgłoszenia awarii służbom UR do momentu jej usunięcia. Pod uwagę wzięto czasy: usuwania awarii, kompletacji niezbędnych narzędzi i dokumentacji, komunikacji z pracownikami produkcji i komunikacji wewnętrznej. Wyniki przedstawiono w tabeli 1.9 wraz z szacunkiem czasu produktywnego i bezproduktywnego (poszukiwanie narzędzi i dokumentacji, nieuzasadnione przemieszczanie się pracowników, nieefektywna komunikacja). Uznano, że w celu zminimalizowania wpływu pozycji 2 i 3 na całkowity czas naprawy korzystne będzie wdrożenie systemu 5S, obejmującego nie tylko fizyczne wyposażenie warsztatu (maszyny, urządzenia, narzędzia), lecz także skatalogowanie i skompletowanie dokumentacji techniczno-ruchowej dla wszystkich eksploatowanych w zakładzie maszyn. W rezultacie uzyskano ok. 30-procentowe zmniejszenie średniego czasu usuwania awarii.

Tabela 1.9. Udział poszczególnych czynności w całkowitym czasie usuwania awarii [%]

| Czynność | Udział [%] |
|---|---|
| 1. Usuwanie awarii | 35 |
| 2. Kompletacja niezbędnych narzędzi | 20 |
| 3. Kompletacja niezbędnej dokumentacji | 20 |
| 4. Komunikacja z pracownikami produkcji | 10 |
| 5. Komunikacja wewnętrzna | 15 |
| Czas produktywny | 70 |
| Czas nieproduktywny | 30 |

Źródło: opracowanie własne.

## 1.4. ISO 55001 a procesy utrzymania ruchu

Rosnącą rolę procesów utrzymania ruchu dostrzegły również organizacje normalizacyjne. W 2014 r. Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna opublikowała standard ISO 55001 będący normą odnoszącą się do zarządzania aktywami. Przez aktywa firmy rozumie się tutaj rzecz, przedmiot, jednostkę, która ma aktualną lub przyszłą wartość dla tej firmy. Taka definicja sugeruje, że zarządzanie dotyczy również niematerialnych aktywów, jak reputacja czy własność intelektualna, ale faktycznie odnosi się tylko do aktywów fizycznych. W takim sensie zarządzanie aktywami jest *de facto* zarządzaniem infrastrukturą – budynkami, maszynami, pojazdami i innym wyposażeniem technicznym. W rozumieniu normy system zarządzania aktywami musi uwzględniać 7 ogólnych elementów:

– otoczenie wewnętrzne i zewnętrzne przedsiębiorstwa oraz jego majątek (tzw. kontekst organizacji i interesariusze);
– zaangażowanie kierownictwa (*leadership*);
– planowanie systemu;
– zapewnienie zasobów;
– realizację;
– ocenę skuteczności i efektywności systemu;
– doskonalenie.

Wyznaczenie kontekstu organizacji oznacza konieczność zidentyfikowania wewnętrznych i zewnętrznych interesariuszy przedsiębiorstwa, potrzeb i wymagań tych interesariuszy w stosunku do posiadanych aktywów oraz wymagań prawnych i normatywnych. Norma wymaga określenia strategicznych celów przedsiębiorstwa i utworzenia strategicznego planu zarządzania aktywami (tzw. SAMP – *Strategic Asset Management Plan*), który będzie spójny z założonymi celami. Plan w założeniu ma odpowiadać na pytania:

– co ma być zrobione?
– na kiedy ma to być zrobione?
– jakie zasoby są potrzebne?
– kto jest odpowiedzialny?
– jak będą oceniane wyniki?

Realizacja założonych celów zgodnie z przyjętym SAMP będzie możliwa tylko wówczas, gdy najwyższe kierownictwo (zarząd) przedsiębiorstwa będzie realnie zaangażowane w wykonanie planu, tzn. zapewni niezbędne zasoby, zakomunikuje wewnątrz przedsiębiorstwa ważność zagadnienia, określi odpowiedzialności i uprawnienia.

Planowanie – zgodnie z wymaganiami normy – musi uwzględniać analizę ryzyk i szans związanych z osiąganiem przez system zarządzania aktywami zaplanowanych rezultatów, redukowaniem niepożądanych efektów oraz ciągłym doskonaleniem. Wytyczne do wdrażania systemu zarządzania aktywami zawarte w normie ISO 55002 sugerują używanie takich metod i narzędzi, jak: RCM (*Reliability Centered Maintenance*), FMEA (*Failure Mode Effects Analysis*), HAZOP (*Hazard and Operationability Study*), RCFA (*Root Cause Failure Analysis*). Zapewnienie zasobów dotyczy głównie zasobów ludzkich (finansowe są uwzględnione w planowaniu) w celu kompetentnego i świadomego postawienia zadań personelowi, ustanowienia skutecznych kanałów komunikacji oraz wdrożenia skutecznego systemu nadzoru nad dokumentami i zapisami. Wymagania dotyczące realizacji zaplanowanych działań głównie się koncentrują na tzw. zarządzaniu zmianą i outsourcingu. Standard wymaga przeprowadzenia analizy ryzyka, zarówno w przypadku konieczności dokonania zmian w planie zarządzania, jak i zlecenia realizacji niektórych procesów na zewnątrz.

Widać zatem, że standard ISO 55001 adresuje do procesów związanych z utrzymaniem ruchu, normalizuje i „autoryzuje" (jest to system zarządzania, który może być certyfikowany przez jednostki certyfikujące) działania, które do tej pory wynikały z wymagań wdrażanych przez firmy innych standardów.

## 1.5. Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone badania wykazały, że postrzeganie roli służb utrzymania ruchu zależy od tego, czy przedsiębiorstwo wdrożyło znormalizowany system zarządzania ISO 9001, czy zintegrowało ten system z innymi systemami zarządzania (ZSZ), czy też funkcjonuje bez żadnych znormalizowanych systemów.

W tym ostatnim przypadku odnotowano statystycznie największą liczbę niezgodności na audyt, ale też najmniej niezgodności było przypisywanych służbom UR. Z kolei w przedsiębiorstwach ze ZSZ odnotowuje się statystycznie najmniej niezgodności, ale udział niezgodności przypisywanych służbom UR jest największy.

Fakt ten pokazuje, że rola służb UR w przedsiębiorstwach z wdrożonym ZSZ ma charakter znacznie szerszy i wykracza poza klasyczne ramy planowania, realizacji i rozliczania prac obsługowo-naprawczych. Utrzymanie ruchu jest pojmowane szerzej i obejmuje również bezpieczeństwo ludzi i środowiska, efektywność produkcji i zużycia mediów oraz jakość produktów i usług. Wynika to z realizacji wymagań wdrażanych standardów, głównie o charakterze systemowym: konieczność przyjęcia podejścia procesowego, analizy ryzyk i szans, identyfikacji interesariuszy i ciągłego doskonalenia. Przykładowo liczba dobrych praktyk jest największa w przedsiębiorstwach z ZSZ. W przedsiębiorstwach bez certyfikowanych systemów zarzadzania nie odnotowano żadnej dobrej praktyki związanej z UR.

Przedsiębiorstwa z wdrożonym ZSZ, najczęściej o wysokiej kulturze organizacyjnej i technicznej, zmieniają nastawienie do procesów UR i przestają zaliczać je do kosztów, które trzeba minimalizować, a zaczynają postrzegać jako koszty, którymi można i trzeba zarządzać. Zarządzanie kosztami wymaga szerszego spojrzenia na problematykę utrzymania ruchu, która obecnie obejmuje już nie tylko aspekty *stricte* techniczne, lecz także ekonomiczne, logistyczne, prawne i organizacyjno-zarządcze. Decyzje o optymalizacji wykorzystania posiadanych zasobów, zakupie nowych zasobów, wdrażaniu postępu technicznego i technologicznego, a później działania wynikające z tych decyzji wymagają zarówno wiedzy technicznej i ekonomicznej, jak i kompetencji zarządczych.

Można zatem stwierdzić, że wdrożenie i utrzymanie ZSZ jest – dla służb UR – motorem napędowym rozwoju ich zakresów działań, roli i kompetencji pracowników. Powoduje również potrzebę opracowania wspólnej platformy dla tak pozornie odległych pojęć, jak stan techniczny maszyny, trwałość zmęczeniowa, rachunek kosztów i zarządzanie jakością.

**Literatura**


Afrinaldi F., Tasman A.M., Zhang H.C., Hasan A. 2017. *Minimizing economic and environmental impacts through an optimal preventive replacement schedule: Model and application*. Journal of Cleaner Production, 143: 882-893.

Ajukumar V., Gandhi O. 2013. *Evaluation of green maintenance initiatives in design and development of mechanical systems using an integrated approach*. Journal of Cleaner Production, 51: 34-46.

Al-kaabi H., Potter A., Naim M. 2007. *Insights into the maintenance, repair and verhaul configurations of European airlines*. Journal of Air Transportation, 12(2): 27-42.

Azadeh A., Zadeh S.A. 2016. *An integrated fuzzy analytic hierarchy process and fuzzy multiple-criteria decision-making simulation approach for maintenance policy selection*. Simulation, 92: 3–18.

Bevilacqua M., Braglia M. 2000. *The analytic hierarchy process applied to maintenance strategy selection*. Reliability Engineering and System Safety, 70(1): 71–83.

Borris S. 2006. *Total productive maintenance*. McGraw-Hill, New York.

Carmignani G. 2008. *Process-based management. A structured approach to provide the best answers to the ISO 9001 requirements*. Business Process Management Journal, 14(6).

Chang J., Lin C. 2006. *A study of storage tank accidents*. Journal of Loss Prevention in The Process Industries, 19(1): 51–59.

Coetzee J.L. 2004. *Maintenance*. Trafford Publishing, Victoria.
Crosby P.B. 1980. *Quality is free: The art of making quality certain*. Published by Mentor, Dublin.
Drożyner, P., Kaczmarek-Jasiulewicz, M., Olejnik K. 2013,. *The role of maintenance activities to maintain certification of quality, environmental, safety and social responsibility standards*. Národné Fórum Družby, 89-95.
Drożyner P., Hoffa P. 2015. *Doskonalenie procesów utrzymania ruchu z wykorzystaniem narzędzi zarządzania jakością*, Logistyka, 6(CD 1): 75-79.
Drożyner P., Mazur A. 2014. *Podejście procesowe w zarządzaniu utrzymaniem ruchu (UR)1*. Logistyka, 6.
Drożyner P., Mikołajczak P., Szuszkiewicz J., Jasiulewicz-Kaczmarek M. 2011. *Management standardization versus quality of working life*. International Conference on Ergonomics and Health Aspects of Work with Computers. Springer, Berlin–Heidelberg, s. 30–39.
Drożyner P., Veith E. 2002. *Risk based inspection methodology overview*. Diagnostyka, 27: 82–88.
Dursun T., Soutis C. 2014. *Recent developments in advanced aircraft aluminium alloys*. Materials & Design, 56: 862–871.
Farrington-Darby T., Pickup L., Wilson J. 2005. *Safety culture in railway maintenance*. Safety Science, 43(1): 39–60.
Fei L., Honghui Z.H.Y. 1998. *Green manufacturing – The sustainable development model of modern manufacturing industries*. China Mechanical Engineering, 6.
Gajdzik B. 2014. *Autonomous and professional maintenance in metallurgical enterprise as activities within total productive maintenance*. Metalurgija, 53(2): 269–272.
Gowtham A., Tandon V. 2013. *Apparatus and method for optimizing maintenance and other operations of field devices in a process control system using user-defined device configurations*. U.S. Patent No. 8,555,190.8.
Holtz R., Campbell P. 2003. *Six Sigma: Its implementation in Ford's facility management and maintenance functions*. Journal of Facilities Management, 2(4): 320–329.
Ismon M., Zaman I., Ghazali M.I. 2014. *Condition monitoring of variable speed worm gearbox lubricated with different viscosity oils*. Applied Mechanics and Materials, 773–774: 178–182.
Jantunen E., Arnaiz A., Baglee D., Fumagalli L. 2014. *Identification of wear statistics to determine the need for a new approach to maintenance*. Euromaintenance, Helsinki.
Jasiulewicz-Kaczmarek M. 2007. *Zasada „podejścia procesowego" w utrzymaniu ruchu*. W: *Logistyka i zarządzanie produkcją – nowe wyzwania i odległe granice*. Red. M. Fertsch, K. Grzybowska, A. Stachowiak. Politechnika Poznańska, Instytut Inżynierii Zarządzania, Poznań.
Jasiulewicz-Kaczmarek M., Drożyner P. 2011. *Maintenance management initiatives towards achieving sustainable development*. W: *Information technologies in environmental engineering environmental science and engineering*. Red. P. Golinska-Dawson, M. Fertsch, J. Marx Gómez. Springer – Verlag, Berlin – Heidelberg, s. 707–721.
Jasiulewicz-Kaczmarek M., Drożyner P. 2013. *The role of maintenance in reducing the negative impact of a business on the environment*. W: *Sustainability appraisal: Quantitative methods and mathematical techniques for environmental performance evaluation*. Red. M.G. Erechtchoukova, P.A. Khaiter, P. Golinska-Dawson. EcoProduction, Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg, s. 142–166.
Jasiulewicz-Kaczmarek M., Żywica P. 2018. *The concept of maintenance sustainability performance assessment by integrating balanced scorecard with non-additive fuzzy integral*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 20(4): 650–661.
Jasiulewicz-Kaczmarek M. 2016. *SWOT analysis for Planned Maintenance strategy – a case study*. IFAC- PapersOnLine, 49(12): 674–679 .
Kohlbacher M., Gruenwald S. 2011. *Process orientation conceptualization and easurement*. Business Process Management Journal, 17(2).
Kumar S., Espling U., Kumar U. 2008. *Holistic procedure for rail maintenance in Sweden*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F. Journal of Rail and Rapid Transit, 222(4): 331–344.
Lee J., Kao H.-A., Yang S. 2014. *Service innovation and smart analytics for industry 4.0 and big data environment*. Procedia CIRP, 16: 3–8.

Legutko S. 2007. *Eksploatacja maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.
Legutko S. 2010. *Podstawy eksploatacji maszyn i urządzeń*. WSiP, Warszawa.
Lewandowski M., Oelker S. 2014. *Towards autonomous control in maintenance and spare part logistics – challenges and opportunities for preacting maintenance concepts*. Procedia Technology, 15: 333–340.
Liyanage P., Kumar U. 2003. *Towards a value-based view on operations and maintenance performance management*. Journal of Quality in Maintenance Engineering, 9(4): 333–350.
Madu C. 2000. *Competing through maintenance strategies*. International Journal of Quality & Reliability Management, 17(9): 937–949.
Maggard B., Rhyne D. 1992. *Total productive maintenance: a timely integration of production and maintenance*. Production and Inventory Management Journal, 33(4): 6–10.
Marais K., Saleh J. 2009. *Beyond its cost, the value of maintenance: an analytical framework for capturing its net present value*. Reliability Engineering & System Safety, 94(2): 644–657.
Marinković A., Marković S., Minewitsch A. 2014. *Lubrication and maintenance of thrust ball bearing in bucket wheel excavators*. Tribologie und Schmierungstechnik, 61(4): 44–48.
Mazur A., Gołaś H. 2011. *Application of pro-quality methods and tools for production process improvement*. W: *Improvement of production processes*. Red. S. Borkowski, M. Krynke. Publisher Tripsoft, Trnava, s. 99–114.
Mikler J. 2008. *Efektywne zarządzanie procesem utrzymania ruchu. Przegląd metod*. Inżynieria & Utrzymanie Ruchu. https://www.utrzymanieruchu.pl/efektywne-zarzadzanie-procesem-utrzymania-ruchu-przeglad-metod/.
Mikołajczak P., Michalski R., Drożyner P. 2004. *Wybór strategii utrzymania maszyn w aspekcie ryzyka uszkodzeń*. Technical Sciences, Supplement 1: 161–172.
Niziński S., Michalski R. 2007. *Utrzymanie maszyn i pojazdów*. ITE, Radom.
Parida A., Kumar U. 2006. *Maintenance performance measurement (MPM): issues and challenges*. Journal of Quality in Maintenance Engineering, 12(3): 239–251.
Pintelon L., Pinjala S.K., Vereecke A., 2006, Evaluating the effectiveness of maintenance strategies, Journal of Quality in Maintenance Engineering, 12(1): 7–20.
Prasanna N., Desai T. 2011. *Quality circle implementation for maintenance management in petrochemical industry*. Journal of Engineering Research and Studies, 2(1): 155–162.
Rigamonti M., Baraldi P., Zio E., Alessi A., Astigarraga D., Galarza A. 2016. *Identification of the degradation state for condition-based maintenance of insulated gate bipolar transistors: A self-organizing map approach*. Microelectronics Reliability, 60: 48–61.
Sangregorio P., Cologni A.L., Owen F.C., Previd F. 2015. *Remote maintenance system for semi-automated manufacturing machines*. IEEE 1st International Forum on Research and Technologies for Society and Industry Leveraging a better tomorrow (RTSI), Turin, s. 457-461, doi: 10.1109/RTSI.2015.7325140.
Starzyńska B., Hamrol A., Grabowska M. 2010. *Poradnik menedżera jakości. Kompendium wiedzy o narzędziach jakości*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.
Swanson L. 2001. *Linking maintenance strategies to performance*. International Journal of Production Economics, 70(3): 237–244.
Szczuka M., Drożyner P. 2015. *Metoda charakterystyki dobrych praktyk społecznej odpowiedzialności biznesu*. Logistyka, 6, CD 1: 456–461.
Szpytko J., Salamonowicz T., Żurek J. 2003. *System wnioskowania decyzyjnego w zakresie obsługiwania urządzenia*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 38(2): 139–149.
Valis D., Koucky M., Zak L. 2012. *On approaches for non-direct determination of system deterioration*. Eksploatacja i Niezawodność, 14(1).
Vassilakis E., Besseris G. 2009. *An application of TQM tools at a maintenance division of a large aerospace company*. Journal of Quality in Maintenance Engineering, 15(1): 31–46.
Vatn J., Hokstad P., Bodsberg L. 1996. *An overall model for maintenance optimization*. Reliability Engineering & System Safety, 51(3): 241–257.
Wireman T. 1990. *World class maintenance management*. Industrial Press, New York.
Yamada T., Yoshio M., Tohru A. 2015. *Plant monitor and control device and a maintenance support method thereof*. S. Patent No. 8 930 000.

Żółtowski B., Niziński S. 2010. *Modelowanie procesów eksploatacji*. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji PIB, Radom.
Żółtowski B., Tylicki H. 2004. *Wybrane problemy eksploatacji maszyn*. Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa im. Stanisława Staszica, Piła.
Żurek J. 2004. *Analiza systemu eksploatacji z punktu widzenia kosztów i niezawodności*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 39.4: 117–126.

## ZINTEGROWANE SYSTEMY ZARZĄDZANIA (ZSZ) A PROCESY UTRZYMANIA RUCHU

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań nad rolą służb utrzymania ruchu w trzech rodzajach przedsiębiorstw: które wdrożyły znormalizowany system zarządzania ISO 9001, które zintegrowały ten system z innymi systemami zarządzania (ZSZ) oraz które funkcjonują bez żadnych znormalizowanych systemów. Wykazano, że postrzeganie roli tych służb w funkcjonowaniu przedsiębiorstwa zależy od określonego rodzaju przedsiębiorstwa. W przedsiębiorstwach bez wdrożonych certyfikowanych systemów zarządzania utrzymanie ruchu sprowadza się na ogół do planowania, realizacji i rozliczania prac obsługowo-naprawczych. W pozostałych przedsiębiorstwach ma charakter znacznie szerszy i obejmuje również bezpieczeństwo ludzi i środowiska, efektywność produkcji i zużycia mediów oraz jakość produktów i usług. Wynika to z realizacji wymagań wdrażanych standardów, głównie o charakterze systemowym: konieczność przyjęcia podejścia procesowego, analizy ryzyk i szans, identyfikacji interesariuszy i ciągłego doskonalenia.

## INTEGRATED MANAGEMENT SYSTEMS AND MAINTENANCE PROCESSES

Abstract

The paper presents the results of research on the role of maintenance services in three types of enterprises: which implemented the ISO 9001 standardized management system, which integrated this system with other management systems (IMS) and which operate without any standardized systems. It has been shown that the perception of the role of these services in the functioning of an enterprise depends on the above-mentioned type of enterprise. In enterprises without implemented certified management systems, maintenance is usually reduced to planning, implementation and settlement of maintenance and repair work. In other enterprises it has a much broader character and includes in its scope human and environmental safety, efficiency of production and consumption of utilities as well as the quality of products and services. This is due to the implementation of the requirements of the standards being implemented, mainly of a systemic nature: the need to adopt a process approach, risk and opportunity analysis, stakeholder identification and continuous improvement.

Paulina Rewers[1], Marta Czaja[2], Kamila Janczura[3]

ROZDZIAŁ 2

# WYZNACZENIE WIELKOŚCI PARTII PRODUKCYJNEJ I CZĘSTOŚCI PRODUKCJI W PRZYPADKU PRODUKCJI POZIOMOWANEJ NA PRZYKŁADZIE WYBRANEGO PROCESU WYTWARZANIA

## 2.1. Wprowadzenie

Przedsiębiorstwa produkcyjne, chcąc zachować konkurencyjność na rynku, muszą stale dostosowywać się do zmieniających się warunków popytu. Popyt definiuje się jako funkcyjną zależność między ceną wyrobu a ilością, którą klienci są w stanie kupić (Begg i in. 2014). Wahania popytu mogą być niwelowane przez zwiększanie poziomu zapasów wyrobów gotowych lub zwiększanie elastyczności systemu produkcyjnego (Liker 2004). Zwiększone poziomy zapasów stabilizują produkcję przez oddzielenie systemu produkcyjnego od zapotrzebowania. Jest to podejście tradycyjne, które jednak prowadzi do wydłużenia cyklu, zwiększenia wielkości partii produkcyjnej, a tym samym do zmniejszenia elastyczności produkcji (Korytkowski i in. 2014; Dennis 2007). Zwiększanie elastyczności systemu produkcyjnego, polegające na szybkim realizowaniu bieżącego zapotrzebowania klientów, wymusza jednak bieżące przekazywanie popytu do systemu produkcyjnego. W takim przypadku produkcja najczęściej przybiera formę produkcji na zamówienie. Determinuje to tworzenie zmiennych harmonogramów produkcji, co często skutkuje okresowym zwiększaniem nadgodzin lub czasów bezczynności (Dolgui, Proth 2010). Zazwyczaj organizacja systemu całkowicie elastycznego jest bardzo trudna lub wręcz niemożliwa, w związku z tym jest wymagane rozwiązanie pośrednie, którym może stać się poziomowana produkcja (jap. *heijunka*) (Rother 2009).

Poziomowanie produkcji w ostatnich latach zyskało popularność wśród przedsiębiorstw produkcyjnych jako narzędzie służące do wyrównywania produkcji i lepszej kontroli zapasów (Korytkowski i in. 2014). Celem heijunki jest niwelowanie skoków produkcji przez tworzenie cyklicznych harmonogramów produkcji.

[1] Zakład Inżynierii Produkcji, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika Poznańska, e-mail: paulina.rewers@put.poznan.pl.

[2] student, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika Poznańska, e-mail: marta.czaja@student.put.poznan.pl.

[3] student, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika Poznańska, e-mail: kamila.janczura@student.put.poznan.pl.

Cykliczne, stałe harmonogramy pomagają w stabilizacji produkcji, jednocześnie nie powodują zwiększenia stanów magazynowych (Liker 2004). Niestety w wielu przedsiębiorstwach zaplanowanie produkcji według zasad heijunki jest bardzo trudne. Dzieje się tak, szczególnie gdy produkcja nie jest stabilna, tzn. maszyny są awaryjne, brak jest powtarzalności produkcji, nie ma standardów itd. Dlatego jest ważne, aby przed przystąpieniem do organizowania planowania według zasad poziomowania usystematyzować produkcję, np. przez wdrożenie narzędzi *lean manufacturing*, jak SMED, 5S i inne.

Głównym założeniem poziomowania jest produkowanie wyrobów w małych partiach, możliwie jak najczęściej i w jak największym miksie. Dużą trudność sprawia jednak poprawne ustalenie wielkości i częstości produkcji poszczególnych wyrobów, tak aby jednocześnie zaspokajać bieżący popyt klienta i nie przekraczać dopuszczalnych stanów magazynowych.

W artykule zaprezentowano przykład wyznaczenia wielkości partii produkcyjnej i częstości produkcji dla wybranego modelu procesu wytwarzania. Zaproponowano trzy warianty planu produkcji, utworzono symulację komputerową procesu w programie FlexSim i przeanalizowano wyniki pod kątem stopnia zrealizowania zamówień (na czas – w momencie złożenia zamówienia przez klienta, po czasie i brak realizacji) oraz obciążenia maszyn. Analiza ma na celu wskazanie najlepszego planu produkcji. Przedstawione badanie jest częścią badań nad opracowaniem metody planowania spływu wyrobów z produkcji w przypadku produkcji poziomowanej.

## 2.2. Analiza literatury

Poziomowanie produkcji jest sposobem planowania zorientowanym na równomierny spływ wyrobów z produkcji. Polega na ustaleniu sekwencji oraz wielkości spływu wyrobów z procesu, tak aby popyt bieżący był realizowany z magazynu i nie powodował nagłych zmian w planie produkcji (Rewers i in. 2017). Oznacza to, że należy opracować taki plan produkcji, który będzie powtarzalny i nie będzie powodował nagłych skoków i opóźnień w produkcji. Bez poziomowania produkcji przedsiębiorstwa nie są w stanie tak dokładnie kontrolować i przewidywać spływów z produkcji oraz wielkości zapasów wyrobów gotowych.

Cele produkcji poziomowanej to:
– wygładzony przepływ w całym łańcuchu dostaw (Monden 1993);
– eliminacja skoków w produkcji (Andel 1999);
– redukcja zapasów (Coleman, Vaghefi 1994);
– unikanie nadmiernego obciążenia pracą (Rinehart 1997);
– zwiększanie zdolności produkcyjnych (Yano, Rachamadugu 1991);
– zwiększanie konkurencyjności (Teece i in. 1997).

Wspólnym tematem wszystkich wymienionych celów jest wyłączne skupienie się na procesie produkcyjnym.

Koncepcję poziomowanej produkcji dla przemysłu motoryzacyjnego opracowano w koncernie Toyota ponad 50 lat temu (Liker 2004; Monden 1983). Według tej koncepcji zarządzania heijunka ze standaryzacją pracy oraz kaizen są fundamentem Toyota Production System (TPS) (Liker 2004; Liker, Maier 2011; Van Standen, Du Plessis 2012).

W literaturze można spotkać przykłady zastosowania poziomowania produkcji w różnych przedsiębiorstwach. Abdulmalek i Rajgopal (2007) pokazali wykorzystanie heijunki przez przemysł stalowy jako jednego z elementów transformacji lean, wraz z: mapowaniem strumienia wartości, SMED, 5S, JIT, TPM. Huchmeier i in. (2009) w jednej ze swoich prac porównali heijunkę i Just in Sequence (JIS). Studium przypadku dotyczyło produkcji silników BMW. Przeprowadzone badanie wykazało wyższość heijunki nad JIS w przypadku stosowania wygładzania najbardziej ekstremalnych pików produkcji. Z kolei Runkler (2011) porównał heijunkę i kanban na przykładzie producenta układów elektronicznych. Przy stabilnym popycie i udokumentowanej historii sprzedaży wyrobów heijunka osiągnęła lepszy rezultat pod względem wielkości stanów magazynowych i zdolności do realizacji zamówień klientów niż kanban.

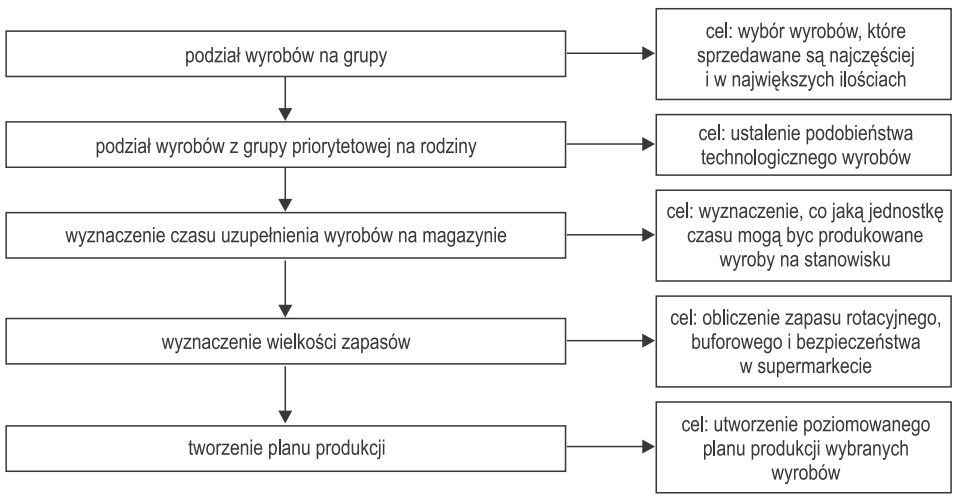
Kilku autorów opisało metodycznie wdrożenie poziomowania w przedsiębiorstwach produkcyjnych. Jeden z przykładów opisali Araujo i Queiroz (2010). Według autorów wdrożenie obejmuje dwa etapy: priorytetyzację produktu, czyli wybór produktów najczęściej kupowanych przez klienta, oraz utworzenie poziomowanego planu produkcji. Autorzy wykazali również, że w wyniku podjętych działań średnie miesięczne zapasy zmniejszyły się o 23%, średnia wielkość partii produkcyjnej zmniejszyła się o 18%, co spowodowało wzrost miesięcznej produkcji o 10%.

Procedurę wdrażania poziomowanej produkcji w przedsiębiorstwie przy małej wielkości produkcji oraz wysokim zróżnicowaniu wyrobów opisali w swoich pracach Bohnen i in. (2009; 2011). Procedura rozpoczyna się od sporządzenia i analizy mapy strumienia wartości oraz, w razie potrzeby, analizy popytu (pierwszy etap). Na podstawie analizy jest budowany tzw. model (wzór) poziomowania, który składa się z czterech podstawowych elementów. Pierwszy opisuje wolumen produkcji, czyli ilość danego produktu, jaka musi zostać wytworzona w określonym czasie. Drugi element opisuje stopień agregacji, czyli poziomowania rodzin lub typów produktów. Trzeci określa podziałkę – termin dla planowania produkcji. Ostatni przedstawia specyfikę poziomowania – poziomowanie tylko jednego typu wyrobu lub wielu typów wyrobów. Drugi etap to podział produktów na rodziny. Podział ten zależy od podobieństwa procesów technologicznych lub konstrukcji wyrobów. Trzeci etap to utworzenie wzoru poziomowania. Wzór ten ma odzwierciedlenie w wartości wskaźnika EPEI (*Every Part Every Interval*). Obrazuje częstość wytwarzania wyrobów w ramach ustalonego harmonogramu w określonej podziałce czasowej. W ostatnim etapie zakłada się uruchomienie

wcześniej utworzonego wzoru produkcji poziomowanej oraz ciągłe jej doskonalenie. W tym przypadku jako doskonalenie rozumie się zawężanie rodzin wyrobów aż będzie się tworzyć harmonogram dla pojedynczych sztuk wyrobów.

Metodykę wdrażania poziomowanej produkcji z dużym zróżnicowaniem wyrobów przedstawili Liker i Meier (2011). Autorzy swoją metodę określają jako „tnij i szatkuj" i zawiera ona takie etapy, jak: podział produktów na rodziny wyrobów o wspólnych cechach i krokach produkcji, ustalenie harmonogramu, uruchomienie produkcji.

Inną metodykę przedstawili Rewers i in. (2017, 2018, 2019). Metodyka składa się z pięciu etapów przedstawionych na rysunku 2.1.




Rysunek 2.1. Metodyka produkcji poziomowanej
Źródło: opracowanie własne.

Najważniejszy, a zarazem najtrudniejszy do wykonania, jest ostatni etap – tworzenie poziomowanego planu produkcji. Podczas tworzenia poziomowanego planu produkcji należy wziąć pod uwagę trzy czynniki:
– wielkość partii produkcyjnej;
– częstość produkcji partii wyrobów (interwały);
– kolejność produkowanych rodzin wyrobów.

W artykule zaprezentowano przykład wskazania wariantu wielkości partii produkcyjnej i częstości produkcji, który z danymi parametrami początkowymi uzyska najlepsze wyniki spośród analizowanych wariantów pod względem zamówień zrealizowanych (niezrealizowanych) na czas oraz obciążenia maszyn. Przedstawiony przykład jest częścią badań nad opracowaniem metody planowania spływu wyrobów z produkcji w przypadku produkcji poziomowanej.

## 2.3. Metodyka badawcza

Metodyka badawcza składa się z ośmiu podstawowych etapów:
– utworzenie modelu procesu wytwarzania;
– założenie wielkości i częstości zamówień klienta;
– utworzenie wariantów planu produkcji na podstawie przyjętych danych symulacyjnych;
– utworzenie modelu w programie symulacyjnym FlexSim;
– uruchomienie symulacji;
– wygenerowanie wyników symulacji do analizy;
– opracowanie wyników pod kątem realizacji zamówień i obciążenia maszyn;
– opracowanie wniosków z badania.

Pierwszy etap to tworzenie modelu procesu wytwarzania. Na tym etapie zakłada się liczbę stanowisk, powiązania między nimi, ustala się wyroby itd. Przyjmuje się również takie dane symulacyjne, jak: czasy jednostkowe, przygotowawczo-zakończeniowe.

Następny etap to założenie wielkości i częstotliwości zamówień klienta. Na potrzeby badania przyjęto, że produkuje się wyroby niesezonowe oraz że wszystkie wyroby są produkowane według poziomowanego planu.

Po analizie zamówień następuje utworzenie wariantów planu produkcji. Podziałka dla planu produkcji wynosi jeden dzień roboczy. W opisywanym przykładzie założono trzy warianty planu, które zostaną opisane dalej.

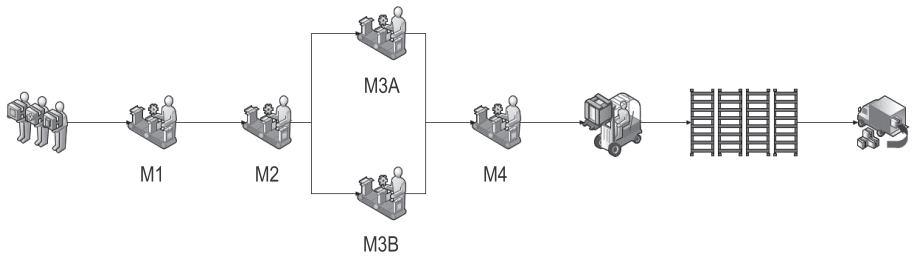
Kolejny etap to tworzenie modelu w programie symulacyjnym FlexSim. Na tym etapie odwzorowuje się zaprojektowany proces wytwarzania w środowisku symulacyjnym, programuje się model oraz implementuje się dane liczbowe.

Po uruchomieniu symulacji następuje generowanie wyników, które następnie można przeanalizować. W przypadku tego badania wyniki opracowano pod kątem realizacji zamówień oraz obciążenia maszyn.

## 2.4. Badanie symulacyjne

### 2.4.1. Dane symulacyjne

Przedstawiony przykład był inspirowany rzeczywistym procesem wytwarzania. Model procesu wytwarzania składa się z pięciu stanowisk roboczych (rys. 2.2). Na potrzeby badania przyjęto średnią dzienną wielkość zamówień klienta ($n$), czasy maszynowe ($t_j$ – wartości zmienne, $T_{pz}$ – wartość stała – 4 minuty), dostępny czas produkcji (produkcja 5 dni w tygodniu, jedna zmiana ośmiogodzinna z 30-minutową przerwą) oraz liczbę wyrobów (10 różnych wyrobów, podobnych konstrukcyjnie i technologicznie) (tab. 2.1).




Rysunek 2.2. Model procesu wytwarzania
Źródło: opracowanie własne.

Tabela 2.1. Dane symulacyjne

| Numer wyrobu | M1 $t_j$ [min] | M2 $t_j$ [min] | M3 $t_j$ [min] | M4 $t_j$ [min] | $n$ [szt./dzień] |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 4,5 | 4,28 | 11,96 | 4,93 | 10 |
| 2 | 4,6 | 4,37 | 12,04 | 5, | 10 |
| 3 | 4,65 | 4,42 | 11,97 | 5,3 | 10 |
| 4 | 4,8 | 4,56 | 11,6 | 4,7 | 8 |
| 5 | 4,87 | 4,63 | 11,47 | 4,66 | 8 |
| 6 | 4,48 | 4,26 | 11,46 | 4,68 | 7 |
| 7 | 4,2 | 3,99 | 11,36 | 4,6 | 5 |
| 8 | 4,18 | 3,97 | 11,34 | 4,58 | 5 |
| 9 | 4,23 | 4,02 | 11,39 | 4,63 | 5 |
| 10 | 4,21 | 4 | 11,38 | 4,5 | 4 |

Źródło: opracowanie własne.

Na podstawie zdefiniowanych danych przyjęto trzy warianty planu produkcji. Wariant 1 – bazowy – zakłada produkcję średniej dziennej wielkości zamówień klienta w jednej partii. Oznacza to, że partia produkcyjna liczy tyle sztuk, ile wynosi średnie dzienne zapotrzebowanie klienta. Warianty 2 i 3 powstały ze zwiększenia częstości produkcji (co wiąże się również ze zmniejszeniem wielkości produkcji). Wariant 2 zakłada produkcję wyrobów dwa razy dziennie, w partiach produkcyjnych zmniejszonych o połowę. Wariant 3 zakłada produkcję trzy razy dziennie, w partiach produkcyjnych zmniejszonych trzykrotnie. Wielkości i częstości produkcji w poszczególnych wariantach przedstawiono w tabeli 2.2.

Należy podkreślić, że wielkości partii w wariantach dla poszczególnych wyrobów są wartościami niezmiennymi, to znaczy: jeśli w wariancie 3 produkcja wyrobu nr 8 wynosi 5 sztuk, to oznacza, że 3 razy dziennie odbędzie się produkcja 2 sztuk wyrobu nr 8. Plan produkcji zakłada produkcję wszystkich wyrobów w kolejności od wyrobu nr 1 do wyrobu nr 10. W wariantach 2 i 3 sekwencja ta powtarza się odpowiednio dwu- i trzykrotnie.

Tabela 2.2. Wielkości i częstości produkcji w poszczególnych wariantach

| Numer wyrobu | Wariant 1 | | Wariant 2 | | Wariant 3 | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | wielkość partii | częstość produkcji | wielkość partii | częstość produkcji | wielkość partii | częstość produkcji |
| 1 | 10 | 1× na dzień | 5 | 2× na dzień | 4 | 3× na dzień |
| 2 | 10 | | 5 | | 4 | |
| 3 | 10 | | 5 | | 4 | |
| 4 | 8 | | 4 | | 3 | |
| 5 | 8 | | 4 | | 3 | |
| 6 | 7 | | 4 | | 3 | |
| 7 | 5 | | 3 | | 2 | |
| 8 | 5 | | 3 | | 2 | |
| 9 | 5 | | 3 | | 2 | |
| 10 | 4 | | 2 | | 2 | |

Źródło: opracowanie własne.

Założono, że symulacja zostanie przeprowadzona dla 180 dni roboczych. Dla każdego dnia roboczego wygenerowano zamówienia dzienne klienta. Zamówienia były generowane losowo według rozkładu normalnego z określoną średnią (równą średniemu dziennemu zapotrzebowaniu klienta) i odchyleniem standardowym (równym 5 sztuk). Fragment tabeli zamówień przedstawiono w tabeli 3, gdzie moment złożenia zamówienia jest to czas, w którym klient składa zamówienie na wyroby (w badaniach założono, że klient składa zamówienia co 450 minut – 1 zmianę roboczą).

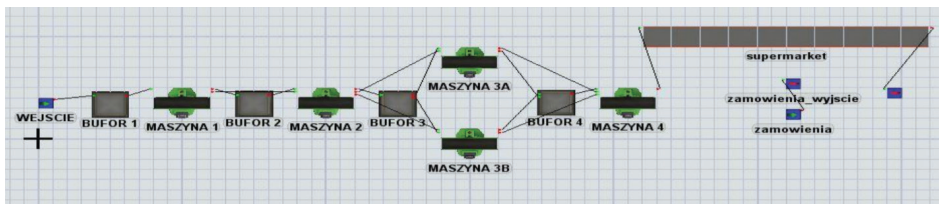
Tabela 2.3. Fragment tabeli zamówień

| Nr wyrobu | Wielkość zamówienia [szt.] | Moment złożenia zamówienia [min] |
|---|---|---|
| 1 | 6 | 450 |
| 2 | 10 | 450 |
| 3 | 8 | 450 |
| 4 | 8 | 450 |
| 5 | 6 | 450 |
| 6 | 7 | 450 |
| 7 | 5 | 450 |
| 8 | 7 | 450 |
| 9 | 5 | 450 |
| 10 | 3 | 450 |

Źródło: opracowanie własne.

### 2.4.2. Model w programie FlexSim

Kolejnym etapem badań było przygotowanie modelu w programie FlexSim oraz implementacja uprzednio przedstawionych danych. Model składa się z (rys. 2.3):
– źródła surowców (WEJŚCIE);
– czterech buforów (BUFOR 1, 2, 3, 4);
– pięciu maszyn (MASZYNA 1, 2, 3A, 3B 4),
– magazynu wyrobów gotowych (supermarket);
– elementu umożliwiającego opuszczenie wyrobów z supermarketu (supermarket_wyjscie);
– elementu przyjmującego zamówienia klienta (zamowienia);
– elementu wydającego zamówienia na produkcję (zamowienia_wyjscie).




Rysunek 2.3. Model procesu wytwarzania w programie FlexSim
Źródło: opracowanie własne.

Plan produkcji, a czasami operacji, przezbrojeń, kolejnością wykonywania wyrobów oraz liczbą sztuk do wyprodukowania, implementuje się w elemencie „WEJSCIE". Jest to źródło surowców, które pozwala na określenie konkretnej liczby produkowanych wyrobów, a także służy do określenia czasu, w którym surowce potrzebne do produkcji mają się pojawić na buforze. „BUFOR" jest magazynem międzystanowiskowym. Gdy maszyna skończy produkować jedną sztukę wyrobu, pobiera kolejną z buforu. Gdy ostatnia maszyna w linii produkcyjnej kończy produkować wyrób, gotowy produkt trafia na regały supermarketu, gdzie obowiązuje zasada FIFO.

Element określony jako „supermarket_wyjscie" pozwala na pobieranie wyrobów z supermarketu oraz kontrolę liczby sztuk wszystkich wyrobów, jakie zostały pobrane w celu realizacji zamówienia klienta. Element „ZAMOWIENIA" określa wielkość zamówienia, a także czas po jakim są one realizowane (zamówienia pojawiają się raz dziennie, na koniec dnia roboczego). Ostatni element „ZAMOWIENIA_WYJSCIE" pozwala na realizację zamówień oraz kontrolę liczby zrealizowanych zamówień.

Również w programie symulacyjnym FlexSim przygotowano tabelę, w której automatycznie będą zapisywały się rezultaty symulacji. Tabela zawiera następujące elementy (rys. 2.4):

– nr_zamówienia – liczba porządkowa zamówień;
– nazwa_zamawianego_wyrobu oraz item_type_zamawianego_wyrobu – umożliwia sprawdzenie, czy kolejne 10 zamówień dotyczy 10 różnych wyrobów;
– wielkość_zamówienia – liczba sztuk wyrobu zamawiana przez klienta;
– moment_złożenia_zamówienia – czas założenia zamówienia przez klienta;
– moment_zrealizowania_zamówienia – czas, w którym klient otrzymał wyrób;
– czas_realizacji_zamówienia – jeżeli zamówienie zostało zrealizowane po czasie, to umożliwia sprawdzenie, po jakim czasie zostało ono w pełni zrealizowane;
– status_zamowienia – w tym przypadku stopień realizacji zamówienia jest rozpatrywany w dwóch przypadkach: zrealizowane i w_trakcie_realizacji, to drugie jednak po zakończeniu symulacji jest uznawane jako zamówienie niezrealizowane;
– liczba_aktualnie_zrealizowanych_sztuk – jeżeli zamówienie zostało zrealizowane, to wartość tej kolumny jest równa wartości z kolumny wielkość_zamówienia;
– liczba_sztuk_do_zrealizowania – jeżeli zamówienie ma status w_trakcie_realizacji, czyli nie zostało zrealizowane w trakcie symulacji, to w tej kolumnie można sprawdzić, ile sztuk zabrakło do realizacji zamówienia.

Model | MASZYNA1 | MASZYNA2 | MASZYNA3 | MASZYNA4 | realizacja_zamowien

| | nr_zamowien | nazwa_zama | item_type_za | wielkosc_zam | moment_zloz | moment_zrez | czas_realizac | status_zamo | liczba_aktual | liczba_sztuk_ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1.00 | Product1 | 1.00 | 200.00 | 450.00 | 450.00 | 0.00 | zrealizowane | 200.00 | 0.00 |
| | 2.00 | Product2 | 2.00 | 210.00 | 450.00 | 450.00 | 0.00 | zrealizowane | 210.00 | 0.00 |
| | 3.00 | Product3 | 3.00 | 220.00 | 450.00 | 541.58 | 91.58 | zrealizowane | 220.00 | 0.00 |
| | 4.00 | Product4 | 4.00 | 170.00 | 450.00 | 578.43 | 128.43 | zrealizowane | 170.00 | 0.00 |
| | 5.00 | Product5 | 5.00 | 150.00 | 450.00 | 632.92 | 182.92 | zrealizowane | 150.00 | 0.00 |
| | 6.00 | Product6 | 6.00 | 105.00 | 450.00 | 450.00 | 0.00 | zrealizowane | 105.00 | 0.00 |
| | 7.00 | Product7 | 7.00 | 135.00 | 450.00 | 733.15 | 283.15 | zrealizowane | 135.00 | 0.00 |
| | 8.00 | Product8 | 8.00 | 70.00 | 450.00 | 450.00 | 0.00 | zrealizowane | 70.00 | 0.00 |
| | 9.00 | Product9 | 9.00 | 95.00 | 450.00 | 828.72 | 378.72 | zrealizowane | 95.00 | 0.00 |
| | 10.00 | Product10 | 10.00 | 40.00 | 450.00 | 450.00 | 0.00 | zrealizowane | 40.00 | 0.00 |
| | 11.00 | Product1 | 1.00 | 205.00 | 900.00 | 900.00 | 0.00 | zrealizowane | 205.00 | 0.00 |
| | 12.00 | Product2 | 2.00 | 190.00 | 900.00 | 900.00 | 0.00 | zrealizowane | 190.00 | 0.00 |
| | 13.00 | Product3 | 3.00 | 185.00 | 900.00 | 979.51 | 79.51 | zrealizowane | 185.00 | 0.00 |
| | 14.00 | Product4 | 4.00 | 145.00 | 900.00 | 900.00 | 0.00 | zrealizowane | 145.00 | 0.00 |
| | 15.00 | Product5 | 5.00 | 160.00 | 900.00 | 1079.25 | 179.25 | zrealizowane | 160.00 | 0.00 |
| | 16.00 | Product6 | 6.00 | 120.00 | 900.00 | 900.00 | 0.00 | zrealizowane | 120.00 | 0.00 |
| | 17.00 | Product7 | 7.00 | 115.00 | 900.00 | 1171.33 | 271.33 | zrealizowane | 115.00 | 0.00 |
| | 18.00 | Product8 | 8.00 | 85.00 | 900.00 | 900.00 | 0.00 | zrealizowane | 85.00 | 0.00 |

Rysunek 2.4. Tabela z rezultatami symulacji
Źródło: opracowanie własne.

## 2.5. Wyniki symulacji

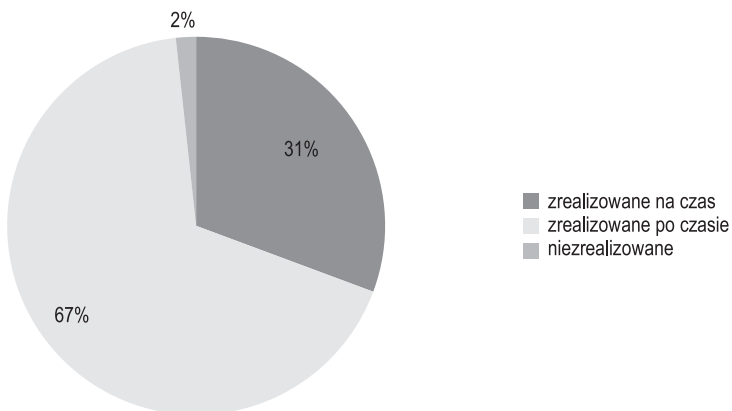
### 2.5.1. Realizacja zamówień

W tabeli 2.4 oraz na rysunku 2.5 przedstawiono realizację zamówień dla wariantu 1. W przypadku tego wariantu większość zamówień (1779 zamówień) zrealizowano, przy czym tylko 552 z nich zrealizowano na czas.

Tabela 2.4. Realizacja zamówień dla wariantu 1

| | |
|---|---|
| Zrealizowane na czas | 552 |
| Zrealizowane po czasie | 1217 |
| Niezrealizowane | 31 |

Źródło: opracowanie własne.



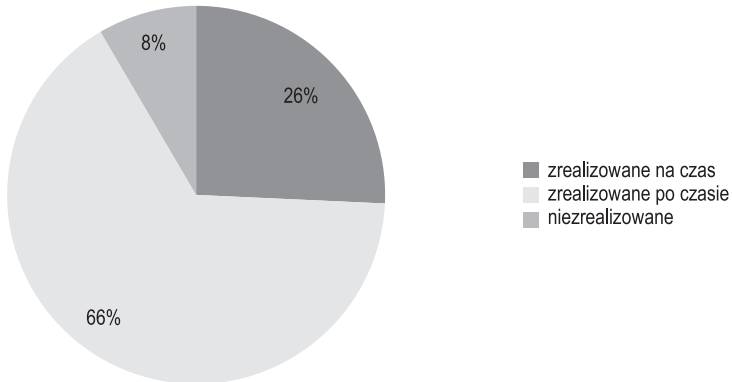

Rysunek 2.5. Realizacja zamówień dla wariantu 1
Źródło: opracowanie własne.

W tabeli 2.5 oraz na rysunku 2.6 przedstawiono realizację zamówień dla wariantu 2. W tym wariancie aż 152 zamówień nie zrealizowano. Warto jednak zauważyć, że procent zamówień zrealizowanych po czasie jest bardzo zbliżony do wariantu 1.

Tabela 2.5. Realizacja zamówień dla wariantu 2

| | |
|---|---|
| Zrealizowane na czas | 463 |
| Zrealizowane po czasie | 1185 |
| Niezrealizowane | 152 |

Źródło: opracowanie własne.



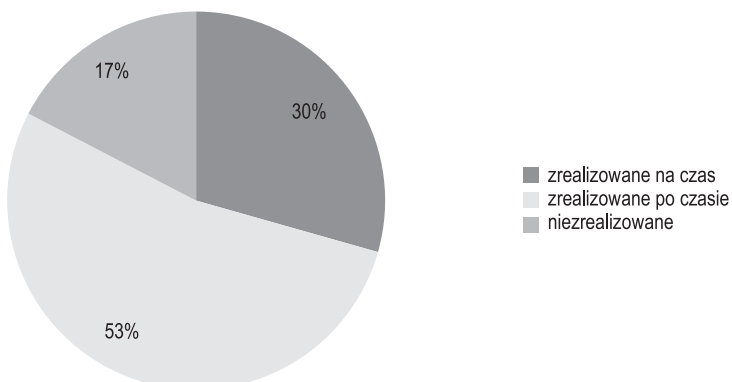

Rysunek 2.6. Realizacja zamówień dla wariantu 2
Źródło: opracowanie własne.

W tabeli 2.6 oraz na rysunku 2.7 przedstawiono realizację zamówień dla wariantu 3. W wariancie 3 odnotowano najwięcej zamówień niezrealizowanych. Zamówień zrealizowanych na czas jest jednak więcej niż w wariancie 2.

Tabela 2.6. Realizacja zamówień dla wariantu 3

| | |
|---|---|
| Zrealizowane na czas | 529 |
| Zrealizowane po czasie | 958 |
| Niezrealizowane | 313 |

Źródło: opracowanie własne.



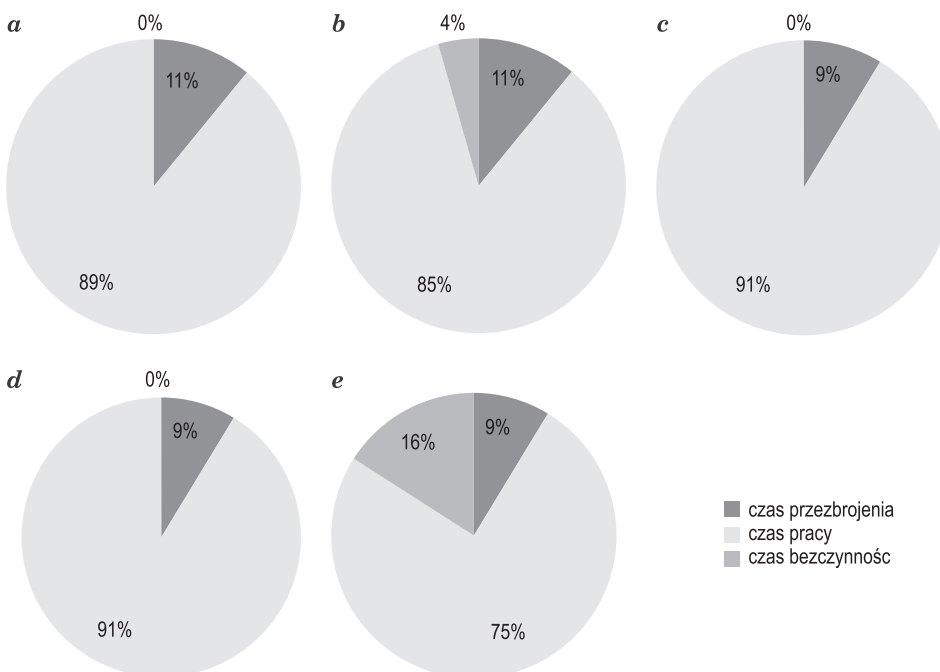

Rysunek 2.7. Realizacja zamówień dla wariantu 3
Źródło: opracowanie własne.

Największy stopień realizacji zamówień na czas spełniono w przypadku wariantu 1. Między wariantem 1 a wariantem 3 nie ma dużej różnicy w zrealizowanych na czas zamówieniach, szczególnie że wielkość partii w wariancie 3 zmniejszono w stosunku do wariantu 1 (a co za tym idzie zwiększono liczbę przezbrojeń). Sytuacja się zmienia w liczbie zamówień zrealizowanych po czasie. Tutaj również największy stopień realizacji spełniono w wariancie 1, natomiast wariant 2 przewyższa znacznie liczbę zrealizowanych po czasie zamówień w wariancie 3. Liczba zamówień niezrealizowanych jest największa w przypadku wariantu 3.

### 2.5.2. Obciążenie maszyn

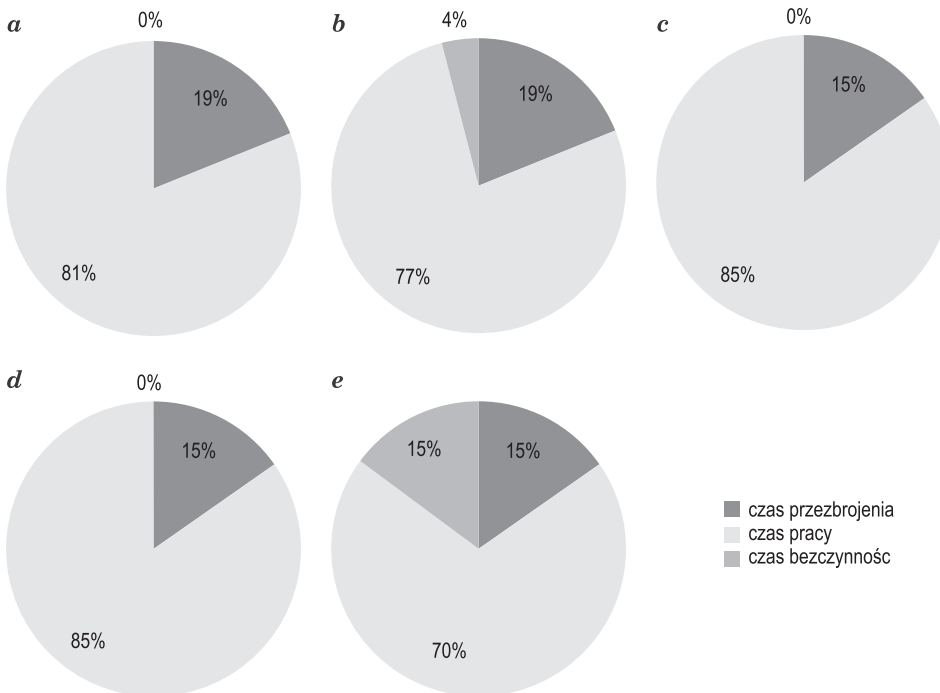
Wykresy obciążenia maszyn wyeksportowano z programu FlexSim. Wykresy zawierają informacje o czasie przezbrojenia (*Setup*), bezczynności (*Idle*) oraz pracy (*Processing*).

Na rysunku 2.8 przedstawiono obciążenie poszczególnych maszyn w wariancie 1. Największą wartością czasu bezczynności charakteryzuje się maszyna 4, natomiast maszyna 1 oraz 3A i 3B cały czas pracowały lub były przezbrajane.



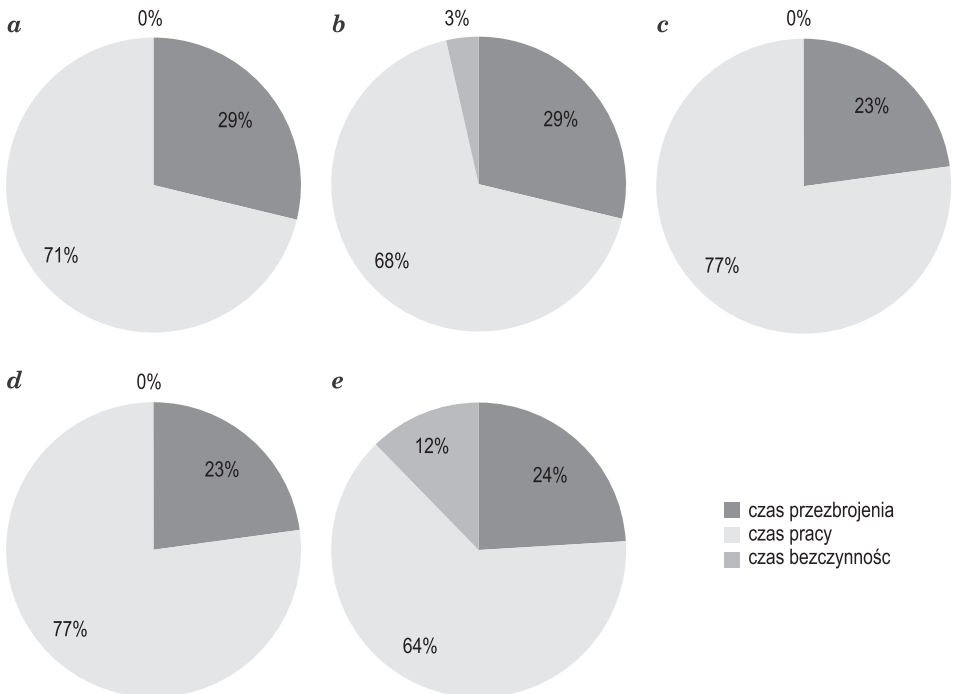

Rysunek 2.8. Obciążenie maszyn w wariancie 1: *a* – maszyna 1, *b* – maszyna 2, *c* – maszyna 3A, *d* – maszyna 3B, *e* – maszyna 4
Źródło: opracowanie własne.

Na rysunku 2.9 przedstawiono obciążenie poszczególnych maszyn w wariancie 2. W tym wariancie również największą wartością czasu bezczynności charakteryzuje się maszyna 4, natomiast maszyna 1 oraz 3A i 3B cały czas pracowały lub były przezbrajane.




Rysunek 2.9. Obciążenie maszyn w wariancie 2: *a* – maszyna 1, *b* – maszyna 2, *c* – maszyna 3A, *d* – maszyna 3B, *e* – maszyna 4
Źródło: opracowanie własne.

Na rysunku 2.10 przedstawiono obciążenie poszczególnych maszyn w wariancie 3. W tym wariancie można zauważyć największe wartości *setup*, które są spowodowane największą częstością produkcji w porównaniu z pozostałymi wariantami.




Rysunek 2.10. Obciążenie maszyn w wariancie 3: *a* – maszyna 1, *b* – maszyna 2, *c* – maszyna 3A, *d* – maszyna 3B, *e* – maszyna 4
Źródło: opracowanie własne.

## 2.6. Wnioski

Produkcja poziomowana stabilizuje harmonogram produkcji, jak również zapewnia odpowiedni poziom elastyczności systemu produkcyjnego, z zachowaniem jak najniższego poziomu zapasów. Przedstawione badania są fragmentem badań dotyczących opracowania metody planowania spływu wyrobów z procesu produkcyjnego. Metoda ta ma umożliwić tworzenie poziomowanego planu produkcji.

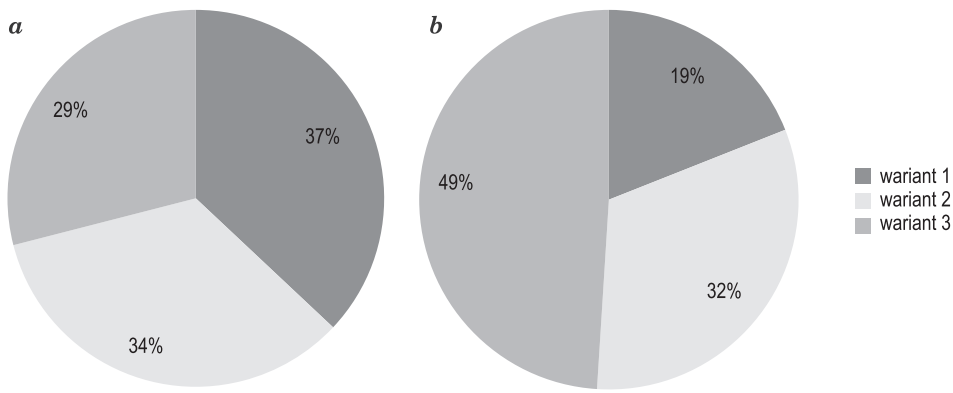
W artykule skupiono się na wyznaczeniu wariantu wielkości partii produkcyjnej i częstości produkcji dla wybranego modelu procesu wytwarzania, który w danych parametrach wejściowych uzyska najlepsze wyniki pod względem zamówień zrealizowanych (niezrealizowanych) na czas oraz obciążenia maszyn. Zaproponowano 3 warianty planu produkcji, utworzono symulację komputerową procesu w programie FlexSim i przeanalizowano wyniki symulacji. Analiza ma na celu wskazanie najlepszego wariantu planu produkcji.

Wariant 1 zakładał produkcję średniej dziennej wielkości zamówień klienta w jednej partii. Wariant 2 zakładał produkcję wyrobów dwa razy dziennie, w partiach produkcyjnych zmniejszonych o połowę. Wariant 3 zakładał produkcję trzy razy dziennie, w partiach produkcyjnych zmniejszonych trzykrotnie. Zestawienie wyników symulacji w odniesieniu do realizacji zamówień przedstawiono w tabeli 2.7.

Tabela 2.7. Realizacja zamówień w poszczególnych wariantach

| Wariant | Zrealizowane na czas [szt.] | Zrealizowane po czasie [szt.] | Niezrealizowane [szt.] |
|---|---|---|---|
| I | 552 | 1217 | 31 |
| II | 463 | 1185 | 152 |
| III | 529 | 958 | 313 |

Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 2.11. Obciążenie maszyn w poszczególnych wariantach: *a* – praca (*processing*), *b* – postój (*idle+setup*)
Źródło: opracowanie własne.

Z przedstawionych wyników można wysnuć wniosek, że najwięcej zamówień zrealizowanych na czas oraz najmniej niezrealizowanych jest w wariancie 1. Może to wynikać z faktu, że w przypadku tego wariantu najmniej czasu z całego dostępnego czasu pracy poświęcono na przezbrojenia czy przestoje. W związku z tym dla przedstawionego przypadku najbardziej korzystna wielkość partii to taka, w której każdy wyrób jest produkowany w jednej partii. Oznacza to, że partia ta powinna być możliwie jak największa i produkowana z najmniejszą możliwą częstością.

W artykule przedstawiono fragment prowadzonych badań. Obecnie są wykonywane symulacje dla różnych danych początkowych oraz różnych modeli procesu wytwarzania. Prowadzone są również prace nad dopracowaniem symulatora w programie symulacyjnym FlexSim, który umożliwi jeszcze dokładniejsze odzwierciedlanie rzeczywistych elementów systemu produkcyjnego.

**Literatura**


Abdulmalek F.A., Rajgopal J. 2007. *Analyzing the benefits of lean manufacturing and value stream mapping via simulation: A process sector case study*. International Journal of Production Economics, 107(1): 223–236.

Andel T. 1999. *Accentuate heijunka, eliminate junk, supply chain flow*. Material Handling Engineering, 54(8): 77.

Araujo L.F.D., Queiroz A.A.D. 2010. *Production Leveling (Heijunka) Implementation in a Batch Production System: A Case Study*. International Federation For Information Processing, s. 105–112.

Begg D., Fischer S., Dornbusch R. 2014. *Makroekonomia*. Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa.

Bohnen F., Maschek T., Deuse J. 2011. *Leveling of low volume and high mix production based on a Group Technology approach*. Journal of Manufacturing Science and Technology, 4: 247-251.

Buhl M., Bohnen F., Deuse J., Schneider R. 2009. *Effiziente Kleinserienfertigung durch Produktionsnivellierung*. Productivity Management, 14: 19–22.

Coleman J.B., Vaghefi M. 1994. *Heijunka: a key to the Toyota production system*. Production & Inventory Management Journal, 34(4): 31-35.

Dennis P. 2007. *Lean Production Simplified*. 2nd ed. Productivity Press, Nowy Jork.

Dolgui A., Proth J.M. 2010. *Supply chain engineering: useful methods and techniques*. Springer, Berlin.

Huttmeir A., de Treville S., van Ackere A., Monnier L., Prenninger J. 2009. *Trading off between heijunka and just-in-sequence*. International Journal of Production Economics, 118(2): 501–507.

Korytkowski P., Grimaud F., Dolgiu A. 2014. *Exponential smoothing for multi-product lot-sizing with heijunka and varying demand*. Management and Production Engineering Review, 5(2): 20-26.

Liker J.K. 2004. *The Toyota way, 14 management principles from the world's greatest manufacturer*. 1st ed. McGraw-Hill, Nowy Jork.

Liker J.K., Meier D. 2011. *Droga Toyoty Fieldbook, Praktyczny przewodnik wdrażania 4P Toyoty*. MT Biznes, Warszawa.

Monden Y. 1983. *Toyota Production System*. Industrial Engineering and Management Press. Institute of Industrial Engineers, Georgia.

Monden Y. 1993. *Toyota Management System*. Productivity Press, Nowy Jork.

Rewers P., Hamrol A., Żywicki K., Kulus W., Bożek M. 2017. *Production Leveling as an Effective Method for Production Flow Control - Experience of Polish Enterprises*. Procedia Engineering, 182: 619-626.

Rewers P., Trojanowska J., Diakun J., Rocha A., Reis L.P. 2018. *A Study of Priority Rules for a Levelled Production Plan*. Advances in Manufacturing. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 111-120, Springer, Berlin, s. 111-120.

Rewers P., Żywicki K., Diakun J. 2019. *Comparison Study of Different Production Control Policies in Condition of Various Demand for Final Products*. W: *Advances in Manufacturing II*. Vol. 2. *Production Engineering and Management, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Red. A. Hamrol, A. Kujawińska, M.F.S. Barraza. Springer, Berlin, s. 268-280.

Rinehart, J. 1997. *After lean production: evolving employment practices in the world auto industry*. American Journal of Sociology, 104(4): 1212-1214.

Rother M. 2009. *Toyota Kata: Managing People for Continuous Improvement and Superior Results*. McGraw-Hill, Nowy Jork.

Runkler T.A. 2011. *Controlling discrete manufacturing processes using Kanban and Heijunka approaches*. 9th IEEE International Conference on Industrial Informatics, s. 181–186.

Staden M. van, Plessis W. du. 2012. *Being the lean dream*. CIE42 Proceedings, 16-18 July 2012, Cape Town, South Africa.

Teece D.J., Pisano G., Shuen A. 1997. *Dynamic capabilities and strategic management*. Strategic Management Journal, 18(7): 509–533.

Yano C., Rachamadugu R. 1991. *Sequencing to minimize overload in assembly lines with product options*. Management Science, 37(5): 572.

## WYZNACZENIE WIELKOŚCI PARTII PRODUKCYJNEJ I CZĘSTOŚCI PRODUKCJI W PRZYPADKU PRODUKCJI POZIOMOWANEJ NA PRZYKŁADZIE WYBRANEGO PROCESU WYTWARZANIA


### Streszczenie

Poziomowanie produkcji (jap. *heijunka*) jest skuteczną metodą wyrównywania produkcji i kontroli zapasów. Pozwala na stabilizację produkcji oraz zapewnia jej odpowiedni poziom elastyczności. W artykule zaprezentowano fragment badań dotyczących opracowania metody planowania spływu wyrobów z produkcji. Skupiono się na wyznaczeniu wariantu wielkości partii produkcyjnej i częstości produkcji dla wybranego modelu procesu wytwarzania, który w danych parametrach wejściowych uzyska najlepsze wyniki pod względem zamówień zrealizowanych (niezrealizowanych) na czas oraz obciążenia maszyn. Zaproponowano trzy warianty planu produkcji, utworzono symulację komputerową procesu w programie FlexSim i przeanalizowano wyniki symulacji. Analiza ma na celu wskazanie najlepszego wariantu planu produkcji.


## DETERMINATION OF PRODUCTION BATCH SIZE AND FREQUENCY OF PRODUCTION FOR PRODUCTION LEVELLINH ON THE EXAMPLE OF A SELECTED MANUFACTURING PROCESS


### Abstract

Production levelling, also referred to as production smoothing (jap. heijunka), is an effective method for reducing unevenness in the production process and maintaining better control over stock levels. It helps keep production at a steady pace and ensure the desired level of flexibility. The article presents a fragment of research on developing a method for planning the flow of products from production. Focus has been put on finding the right combination of lot size and production interval which, assuming certain input parameters, yields the best outcome in terms of timely/untimely order fulfillment and machine load. Three variants of the production plan were proposed, a computer simulation of the process was created in FlexSim and the results of the simulation were analyzed. The analysis aims to indicate the best of the analyzed production plan variants.

Jerzy Napiórkowski[1], Magdalena Lemecha[2], Krzysztof Ligier[3]

ROZDZIAŁ 3

# ANALIZA WPŁYWU LOSOWYCH WARUNKÓW GLEBOWYCH NA PROCES ZUŻYWANIA STALI

## 3.1. Wprowadzenie

Proces racjonalnego doboru postaci konstrukcyjno-technologicznych elementów roboczych oraz planowania przebiegu eksploatacji jest możliwy wówczas, gdy znany jest przebieg ich zużywania. Poznanie i opisanie zużywania w glebie sprowadza się do kompleksowego opisania procesu tarcia ujmującego glebę-element roboczy-parametry obróbki (Napiórkowski i in. 2014). Gleba jest złożonym, ożywionym tworem przyrody, w którym zachodzą ciągłe procesy rozkładu i syntezy, zarówno związków mineralnych, jak i organicznych, oraz ich przemieszczanie (Bhakat i in. 2007).

Podczas obróbki gleby na element roboczy oddziałują dwie grupy wymuszeń. Pierwsza z nich jest sterowana przez użytkownika i wynika z założeń poczynionych podczas uprawy gleby. Do grupy tej można zaliczyć (Napiórkowski 2005):
– prędkość roboczą wykonywanego zabiegu uprawowego;
– głębokość zabiegu;
– rodzaj zabiegu uprawowego;
– powierzchnię obrobioną.

Drugą grupę stanowią wymuszenia związane z oddziaływaniem gleby, które można podzielić na (Napiórkowski 2005):
– właściwości gleby zdeterminowane w procesie glebotwórczym;
– właściwości losowe gleby zależne od oddziaływania zbioru czynników środowiskowych w czasie.

Do właściwości losowych charakteryzujących stan gleby w czasie uprawy zalicza się m.in. (Napiórkowski 2005):
– wilgotność gleby;
– zwięzłość gleby;
– odczyn gleby.

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: jerzy.napiorkowski@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: magdalena.lemecha@uwm.edu.pl.
[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: krzysztof.ligier@uwm.edu.pl.

Cechy zdeterminowane gleby, jak uziarnienie, nie decydują o kompleksowych jej właściwościach ściernych. Uzyskanie pełnej charakterystyki oddziaływania zużyciowego jest możliwe po uwzględnieniu losowych właściwości gleby, zależnych przede wszystkim od zawartości wody. Ze względu na właściwości heterogeniczne, topografię, rodzaj roślinności, transpirację oraz opady, zawartość wody się zmienia, zarówno w aspekcie przestrzennym, jak i czasowym. Istnieje wiele prac opisujących tę wielkość przez scharakteryzowanie takimi miarami, jak wilgotność, czy też wpływem siły ssącej gleby na przebieg zużywania tworzyw konstrukcyjnych (Napiórkowski 2005; Moore 1975; Kostencki, Borowiak 2011). Wyniki dotychczasowych badań wykazały, że wpływ wilgotności masy glebowej na właściwości tribologiczne nie jest jednoznaczny. Dla gleb luźnych z dużą zawartością frakcji piaszczystych i żwirowych wraz ze wzrostem wilgotności masy glebowej wzrasta siła tarcia. Ze wzrostem wilgotności frakcji gliniastych i ilastych natomiast następuje zmniejszanie sił tarcia, a tym samym zużycia (Natsis i in. 2008). Ośrodek glebowy składa się z oddzielnych ziaren i cząstek, między którymi występują pory, które najczęściej są wypełnione wodą zawierającą pęcherzyki gazu (powietrza, pary wodnej i $CO_2$). Odzwierciedleniem zarówno udziału poszczególnych frakcji glebowych, jak i ich wilgotności, jest gęstość objętościowa gleby. Jest ona podstawową charakterystyką określającą stosunek ilościowy fazy stałej, ciekłej i gazowej.

W większości prac się wskazuje, że o właściwościach zużyciowych gleby decyduje jej uziarnienie, zwięzłość oraz wilgotność (Stachowiak, Batchelor 2005; Bayhan 2006). Obecność w naturalnych masach glebowych produktów rozkładu i syntezy związków organicznych i mineralnych w połączeniu z wilgocią powoduje natomiast, że gleby charakteryzują się zróżnicowanym odczynem pH. Zróżnicowanie to może być tak duże, że gleby są opisywane jako gleby kwaśne i zasadowe (*Gleboznawstwo* 2015). Odczyn gleby jest związany z zawartością wodoru w glebie jako produktu procesów rozkładu związków organicznych zachodzących w glebie. Jednym ze zjawisk niszczenia metali w wyniku oddziaływania wolnego wodoru w środowisku pracy metalu jest zużycie wodorowe. Jest ono efektem właściwości wodoronośnych tego środowiska (Stabryła, Starczewski 2006). Zużycie wodorowe opisano m.in. na powierzchniach wirników i tarcz rozrządu pomp w układach hamulcowych oraz łożyskach tocznych.

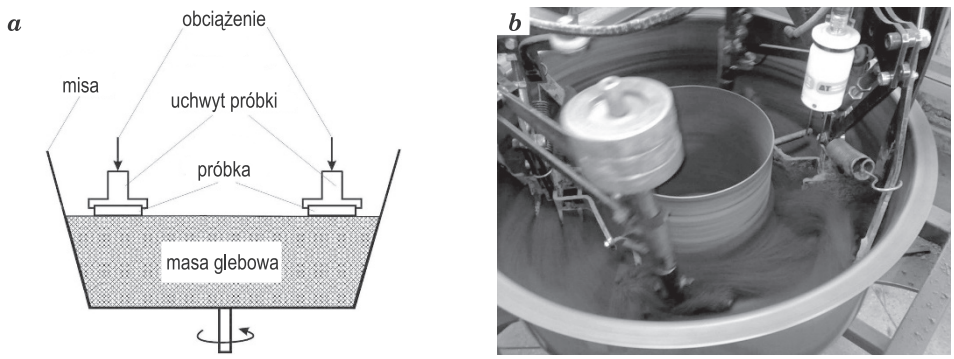
Celem badań było przeanalizowanie wybranych losowych warunków glebowych na proces zużywania stali.

## 3.2. Metodyka badań

Badaniom poddano stal 38GSA stosowaną do produkcji elementów roboczych narażonych na zużycie ścierne. Skład chemiczny określony metodą spektroskopii rentgenowskiej prezentował się następująco: %C – 0,35, %Si – 1,17,

%Mn – 1,07, %P – 0,028, %S – 0,02. Twardość stali mierzona zgodnie z PN-EN ISO 6507-1:2018-05 wynosiła 450 HV10. Zastosowano obciążenie wgłębnika 98 N w czasie obciążenia 10 s.

Badania odporności na zużywanie ścierne analizowanej stali przeprowadzono metodą „wirującej misy" z wykorzystaniem urządzenia MZWM–1 (rys. 3.1) (*Badanie i modelowanie procesów…* 2014). W trakcie badań każda z próbek przebyła całkowitą drogę tarcia wynoszącą 10 000 m, z prędkością 1,7 $m \cdot s^{-1}$ oraz obciążeniem pionowym równym 49 N. Pomiar masy próbki przeprowadzano co 2000 m na wadze laboratoryjnej o dokładności wynoszącej 0,0001 g.




Rysunek 3.1. Laboratoryjne stanowisko zużyciowe typu „wirująca misa":
*a* – ogólny schemat urządzenia z oznaczeniem głównych elementów wykonawczych,
*b* – fragment urządzenia w czasie jego pracy
Źródło: opracowanie własne.

Badania laboratoryjne prowadzono w celu określenia zmian intensywności zużycia stali w zależności od:
– zwięzłości masy glebowej (w zakresie 0,05–0,7 MPa);
– gęstości objętościowej (od 1,30 $g \cdot cm^{-3}$ do 1,84 $g \cdot cm^{-3}$), w tym wilgotności (od 6,5% do 26%) i siły ssącej gleby (od 1,1 pF do 2,2 pF);
– odczynu pH masy glebowej (od 3,5 do 7,5).

Wszystkie warianty badań były wykonywane w pięciu powtórzeniach.

W badaniach używano różnych mas ściernych, odpowiednio przygotowanych przez modyfikowanie wybranych właściwości w celu uzyskania zróżnicowania ich wartości.

Jako miarę zużycia przyjęto zużycie masowe obliczane ze wzoru:

$$Z_w = m_0 - m_x \tag{3.1}$$

gdzie:
$Z_w$ – zużycie masowe [g],
$m_0$ – masa początkowa próbki [g],
$m_x$ – masa próbki po drodze tarcia $x$ [g].

Po zakończeniu badań obliczono zużycie jednostkowe, odnosząc zużycie masowe do drogi tarcia i pola powierzchni próbki:

$$Z_{js} = \frac{Z_w}{s \cdot P} \quad [\mathrm{g \cdot km^{-1} \cdot cm^{-2}}] \tag{3.2}$$

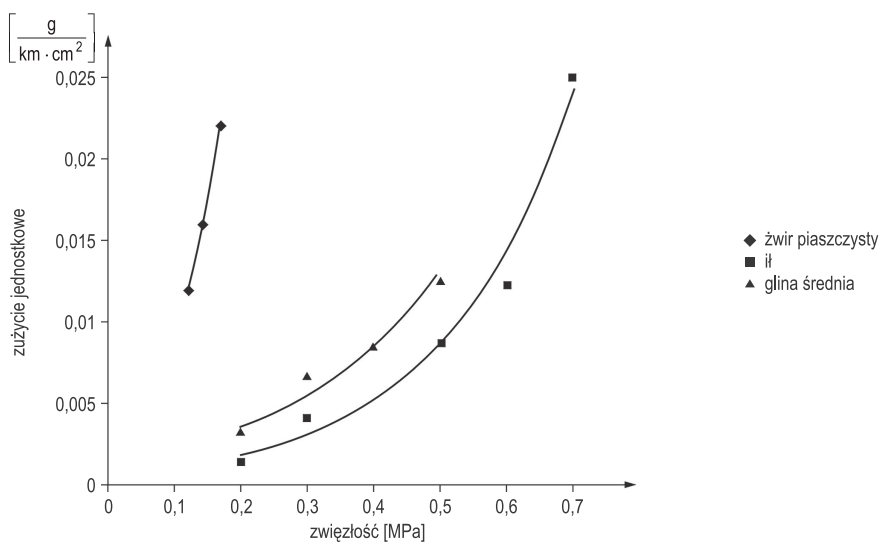
gdzie:

$Z_{js}$ – zużycie jednostkowe próbki po 10 000 m [$\mathrm{g \cdot km^{-1} \cdot cm^{-2}}$],
$Z_w$ – zużycie masowe (ubytek masy) po 10 000 m [g],
$s$ – droga tarcia [km],
$P$ – pole powierzchni próbki [$\mathrm{cm^2}$].

Mikrostrukturę powierzchni próbek oceniono metodą mikroskopii świetlnej mikroskopem Huvitz HMR300. Powierzchnię po zużyciu zaś oceniono po przebiegu całkowitej drogi tarcia pod skaningowym mikroskopem elektronowym JEOL typu JSM 5310LV w układzie cyfrowym. Mikroskop jest wyposażony w detektor elektronów odbitych, detektor elektronów wtórnych i spektrometr rentgenowski typu EDS Ultra DR7 ThermoScentific.

## 3.3. Zależność intensywności zużywania od zwięzłości gleby

Zwięzłość gleby określa się oporem jaki stawia gleba podczas prób jej rozcinania lub rozklinowania. Miarą zwięzłości jest stosunek siły potrzebnej do wprowadzenia w glebę stożkowego wgłębnika do jego przekroju. W wielu pracach




Rysunek 3.2. Zależność między zużyciem jednostkowym stali 38GSA a gatunkiem i zwięzłością gleby
Źródło: opracowanie własne.

(Bałgarimow, Amirżanow 1978; Obiedkow, Garżijew 1983) zwięzłość jest utożsamiana z twardością gleby. Ogólnie za gleby zwięzłe uważa się gliny i iły, średniozwięzłe – piaski gliniaste i utwory pyłowe, słabo zwięzłe – piaski słabo gliniaste, luźne piaski i żwiry (*Klasyfikacja uziarnienia gleb…* 2009). Badania zwięzłości gleb przeprowadzono zwięzłościomierzem glebowym zbudowanym w Instytucie Agrofizyki PAN w Lublinie (Gliński, Kostankiewicz 1991).

Zwięzłość gleby wpływa na intensywność zużywania przede wszystkim w glebach spoistych, powszechnie uznawanych za zwięzłe. Wraz ze zwiększaniem się zawartości piasku następuje zmniejszenie znaczenia zwięzłości w przebiegu zużywania (rys. 3.2).

## 3.4. Wpływ gęstości masy glebowej na zużycie stali

Gęstość (dawniej zwana gęstością właściwą) to stosunek masy fazy stałej gleby do objętości tej fazy. Gęstość gleby jest cechą stabilną i zależy głównie od składu minerałów i ilości materii organicznej, nie zależy od stopnia ułożenia ziaren gleby, od ilości więc porów i wolnych przestrzeni w glebie (Zawadzki 2006).

Skrótowo gęstością gleby określa się gęstość objętościową gleby, która jest stosunkiem masy próbki gleby do jej objętości w stanie naturalnym. Opisuje się ją w dwóch wariantach (Zawadzki 2006):

– gęstość objętościowa gleby wilgotnej będąca stosunkiem masy gleby wilgotnej (w stanie naturalnym, często w wilgotności bliskiej pojemności polowej, czyli maksymalnej, jaką może naturalnie zatrzymać gleba) do naturalnej objętości próbki gleby;
– gęstość objętościowa gleby suchej (często charakteryzowana po prostu jako gęstość objętościowa gleby) będąca stosunkiem masy fazy stałej gleby do naturalnej objętości próbki gleby:

$$\rho_{\mathrm{ow}} = \frac{M_w}{V} \text{ oraz } \rho_{\mathrm{os}} = \frac{M_s}{V} \ [\mathrm{g \cdot cm^{-3}}] \tag{3.3}$$

gdzie:

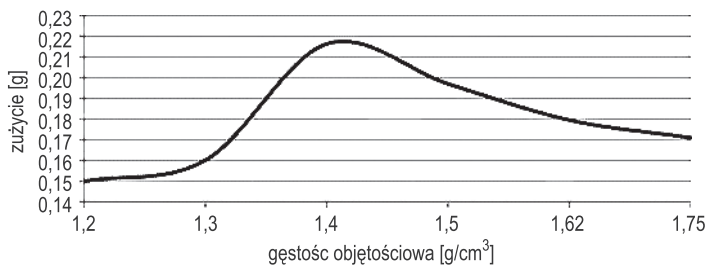
$\rho_{\mathrm{ow}}$ – gęstość objętościowa gleby wilgotnej [$\mathrm{g \cdot cm^{-3}}$];
$\rho_{\mathrm{os}}$ – gęstość objętościowa gleby suchej [$\mathrm{g \cdot cm^{-3}}$];
$M_w$ – masa gleby wilgotnej [g];
$M_s$ – masa gleby suchej [g];
$V$ – objętość próbki gleby w stanie naturalnym [$\mathrm{cm^3}$].

Gęstość objętościową bada się przez pobranie próbki gleby o naturalnym układzie do cylindra o znanej objętości i znanej masie. Następnie glebę wraz z cylindrem się waży (w przypadku gęstości objętościowej gleby suchej – po uprzednim wysuszeniu gleby w 105°C do stałej masy) i oblicza gęstość objętościową. Analizę taką powinno się wykonać przynajmniej w trzech powtórzeniach.

Gęstość objętościowa, szczególnie gleby wilgotnej, jest wartością bardzo zmienną. Gęstość gleby suchej wzrasta wraz z zagęszczeniem cząstek gleby, czyli zmniejszeniem liczby porów. Zazwyczaj w wierzchnich poziomach jest ona mniejsza niż w poziomach głębszych (0,9-1,9 g/cm$^3$ w poziomach powierzchniowych gleb mineralnych, ≥2,0 g/cm$^3$ w bardzo zbitych poziomach). Wynika to z mniejszej ilości materii organicznej, słabiej rozwiniętej struktury gleby oraz mniejszego wpływu czynników atmosferycznych, zwierząt i korzeni roślin, które rozpulchniają glebę (*Gleboznawstwo* 2015).

Gęstość objętościowa jest charakterystyką dynamiczną i dla gleby o tym samym uziarnieniu i oddziałującym obciążeniu zewnętrznym oraz wilgotności zależy od losowego ułożenia cząstek glebowych w strukturze gleby (porowatości chwilowej). Podczas badań analizę zużycia przeprowadzono dla zakresu gęstości objętościowej 1,30 g/cm$^3$ do 1,84 g/cm$^3$. Średnia gęstość dla gleby suchej wynosiła 1,45 g/cm$^3$, wilgotnej 1,41 g/cm$^3$ oraz 1,65 g/cm$^3$ mokrej.

Uzyskane z badań wyniki wskazują, że wraz ze wzrostem gęstości objętościowej wzrasta wartość zużycia stali (rys. 3.3). Maksymalną wartość zużycia uzyskano dla gęstości na poziomie wartości 1,4 g/cm$^3$, po czym nastąpił stopniowy spadek zużycia wraz ze wzrostem gęstości.

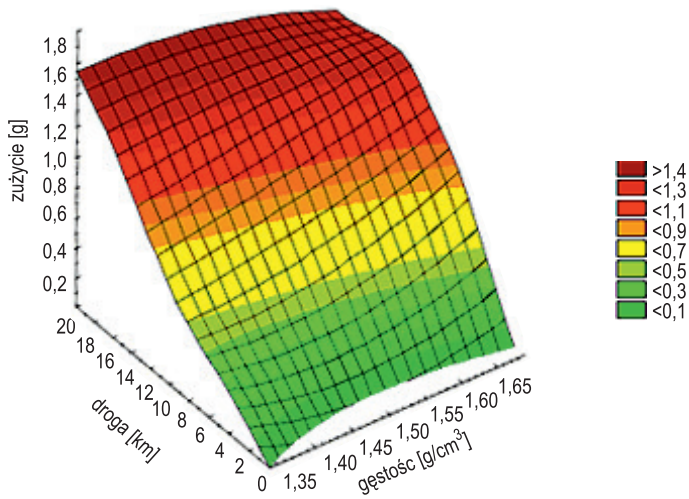



Rysunek 3.3. Przebieg zużycia w funkcji gęstości objętościowej masy glebowej
Źródło: na podstawie Napiórkowskiego, Lemechy (2018).

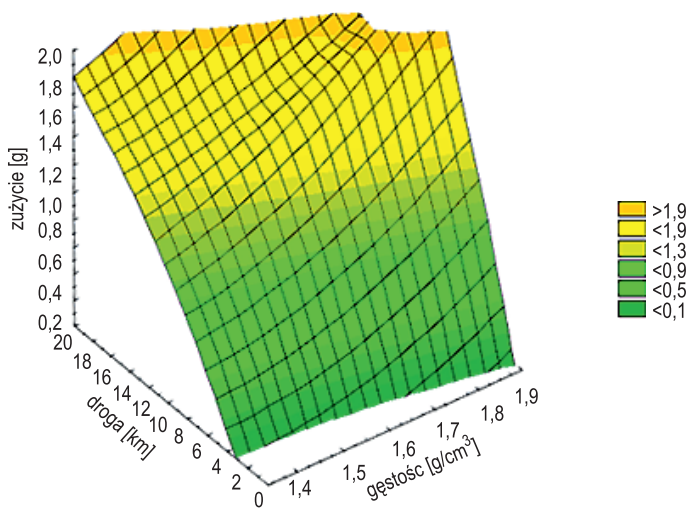
Przebieg zużycia w poszczególnych stanach nasycenia wodą gleby w odniesieniu do gęstości przedstawiono na rysunkach 3.4-3.6.

Najintensywniejsze zużycie stali stwierdzono w glebie wilgotnej i było ono o ok. 27% większe niż w pozostałych masach glebowych. Zjawiska decydujące o przebiegu procesu tarcia zachodzą przede wszystkim na powierzchniach cząstek. Charakter oddziaływań cząstek między sobą i roztworami gruntowymi zależy od chemizmu układów, natomiast natężenie tych oddziaływań od powierzchni, szczególnie szkieletu fazy stałej, na której zachodzą te zjawiska. W przypadku gleby suchej ziarna glebowe charakteryzują się dużą swobodą przemieszczania, a tym samym dużą swobodą wybierania położenia o minimalnym nacisku na powierzchnię tarcia. W miarę wzrostu wilgotności gleby o znacznym udziale frakcji iłu i pyłu (47,34%) zwiększa się plastyczność frakcji pyłowych i ilastych w masie glebowej (wzrost masy) na skutek sił kohezji ziaren, który powoduje

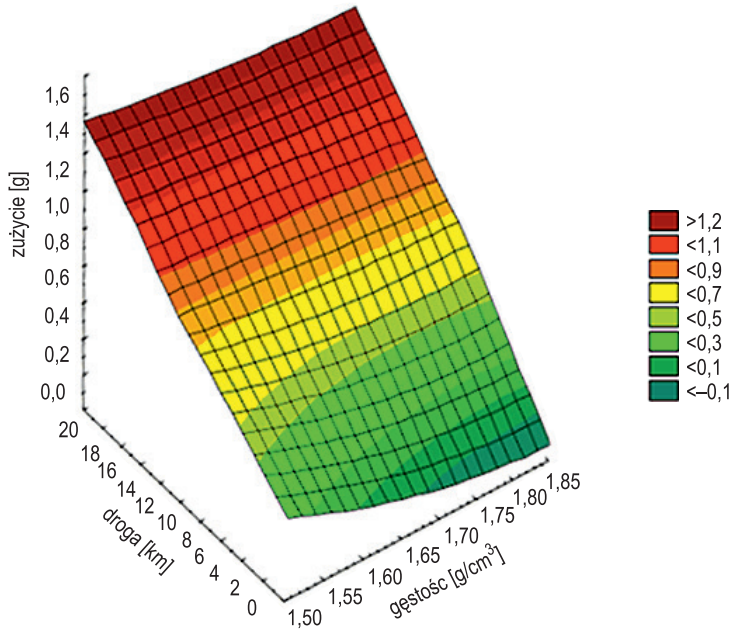
ograniczenie stopni swobody. W tym przypadku dla wilgotności ok. 12% stwierdzono najmniej korzystne warunki do jej obróbki w aspekcie zużywania. Zjawiska fizykochemiczne zachodzące na powierzchni granicznej cząstki glebowej zależą od zawartości zróżnicowanych jonów. Jony znajdujące się wewnątrz cząstek (wewnątrz siatki krystalicznej) są całkowicie zrównoważone. Jony znajdujące się na powierzchni granicznej są związane tylko z jednej strony cząstki, a od strony zewnętrznej nie są związane i dążą do połączenia się




Rysunek 3.4. Przebieg zużycia sumarycznego stali w glebie suchej
Źródło: na podstawie Napiórkowskiego, Lemechy (2018).




Rysunek 3.5. Przebieg zużycia sumarycznego stali w glebie wilgotnej
Źródło: na podstawie Napiórkowskiego, Lemechy (2018).




Rysunek 3.6. Przebieg zużycia sumarycznego stali w glebie mokrej
Źródło: na podstawie Napiórkowskiego, Lemechy (2018).

z jonami lub molekułami znajdującymi się w zasięgu ich sił molekularnego przyciągania. Dzięki temu ziarno glebowe uzyskuje możliwość wiązania na swojej powierzchni granicznej molekuł wodnych tworzących wodę związaną oraz jonów tworzących podwójną warstwę jonową. Warstwa wody związanej składa się z dwóch podwarstw: pierwszą stanowi woda higroskopijna (adsorbowana), a drugą woda błonkowata. Woda adsorbowana (higroskopijna) tworzy powłokę na powierzchni cząstki gruntu na skutek przyciągania molekuł wodnych z kationami przez aniony na powierzchni cząstki mineralnej. Powłoka ta to warstwa kationów trwale związanych z powierzchnią cząstki, wiążąca wodę adsorbowaną na powierzchni cząstki, osiąga wytrzymałość wiązania do 2500 MPa (Szymański 2007). Siły wiążące poszczególne molekuły wody maleją w miarę oddalania się od powierzchni cząstki gleby. W polu ich działania poza podwarstwą wody higroskopijnej tworzy się druga podwarstwa, nosząca nazwę wody błonkowatej, związana już znacznie słabiej z powierzchnią cząstki. Dalsze nasycenie wodą (stan mokry) prowadzi do działania rozklinowującego cząstki glebowe, odsuwając je od siebie, gdyż siły powierzchniowego przyciągania molekuł wodnych są większe niż siły wzajemnego przyciągania się cząstek. To powoduje, że w procesie tarcia uczestniczą znaczne powierzchnie przestrzeni wypełnianych wodą, powodując możliwość zwiększenia swobody ziaren glebowych na powierzchni ścierania. Pociąga to za sobą zmianę sposobu zużywania (rys. 3.7 i 3.8). W przypadku tarcia stali w glebie wilgotnej stwierdzono występowanie zarówno

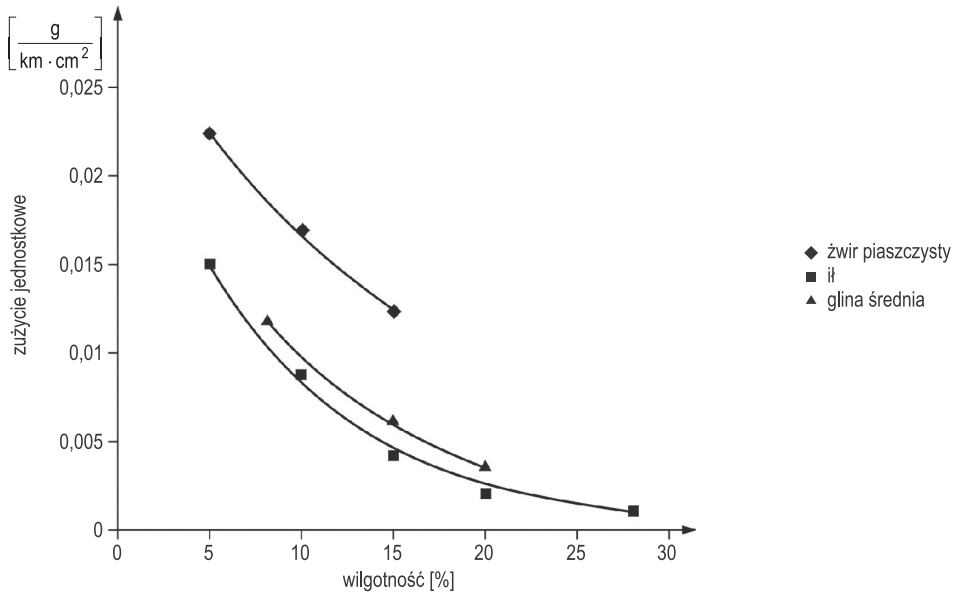
Rysunek 3.7. Powierzchnia stali po zużywaniu w glebie o gęstości objętościowej 1,41 g/cm$^3$
Źródło: opracowanie własne.

Rysunek 3.8. Powierzchnia stali po zużywaniu w glebie o gęstości objętościowej 1,65 g/cm$^3$
Źródło: opracowanie własne.

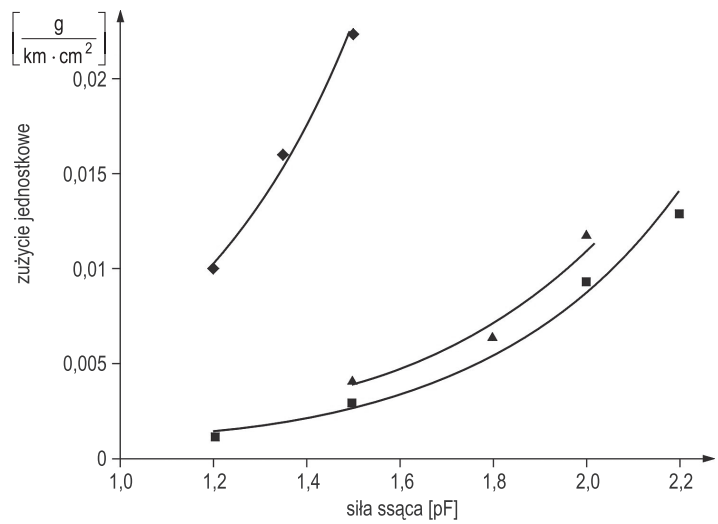
procesów mikroskrawania i bruzdowania, jak i zużycia zmęczeniowego w wyniku uderzeń cząstek szkieletu gleby. Świadczy to o niestabilnych procesach tarcia przyczyniających się do zwiększenia intensywności zużywania.

Z gęstością objętościową jest związana wilgotność gleby i siła ssąca. Woda w glebie podlega działaniu sił, m.in. elektrostatycznych, kapilarnych i osmotycznych. Całkowita siła wiążąca wodę z glebą jest nazwana siłą ssącą albo potencjałem wody (*Gleboznawstwo* 2006). Siła ssąca odzwierciedla zawartość wody w glebie. Jeżeli gleba jest w pełni nasycona wodą, siła ssąca spada do zera, w miarę zaś ubywania wody z gleby – wzrasta. Siła ssąca gleby jest mierzona w jednostkach ciśnienia wyrażonych w centymetrach słupa wody. Do określenia siły ssącej gleby jest przyjmowany symbol pF oznaczający logarytm z wysokości słupa wody mierzonej w cm, odpowiadający ciśnieniu z jakim woda jest wiązana w glebie.

Badanie wpływu wielkości charakteryzujących stan gleby na przebieg zużywania przeprowadzono, przyjmując następujące parametry tarcia: obciążenie jednostkowe 66 kPa, prędkość tarcia 1,39 m/s, droga tarcia – 10 000 m. Uzyskane wyniki potwierdziły wpływ wilgotności gleby (rys. 3.9) oraz siły ssącej na zużycie stali 38GSA (rys. 3.10).




Rysunek 3.9. Zależność między zużywaniem jednostkowym stali 38GSA a gatunkiem i wilgotnością gleby
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 3.10. Związek między zużyciem jednostkowym stali 38GSA a gatunkiem i siłą ssącą gleby
Źródło: opracowanie własne.

Wraz z nasyceniem gleby wodą następuje zmniejszenie intensywności zużywania we wszystkich rodzajach gleb. Stopień tych zmian zależy jednak od rodzaju gleby. Wszystkie utwory glebowe zmieniają swoje właściwości wraz ze zmianą zawartości wody. Najwyraźniej są one widoczne w przypadku gleby ilastej. Ił w stanie suchym jest bardzo twardy i zbity, tworzy ostrokrawędziaste agregaty glebowe, natomiast w stanie wilgotnym staje się plastyczny i lepki. Glina średnia, podobnie jak wcześniej wymieniony ił, w stanie suchym tworzy twarde agregaty glebowe o ostrych krawędziach, których oddziaływanie powoduje powstanie licznych rys i śladów po zużywaniu mechanicznym. Wzrost wilgotności powoduje zmianę właściwości gleby, a tym samym zmianę sposobu zużywania.

## 3.5. Wpływ odczynu pH glebowej masy ściernej na zużycie stali

Odczyn gleby jest to stan roztworu glebowego uwarunkowany stosunkiem jonów wodorowych (H+) do wodorotlenowych (OH-) kształtujący się pod wpływem kwasów, zasad i soli (Uggla 1981; Gonet i in. 2015). Odczyn roztworu może być trojaki: kwaśny, zasadowy i obojętny. W Polsce gleby o odczynie kwaśnym i bardzo kwaśnym zajmują 50% powierzchni kraju, słabo kwaśne – 30%, a gleby obojętne i zasadowe – 20%.

O kwaśnym odczynie gleb decyduje przede wszystkim:
– nadmierne wysuszenie gleby;
– brak składników zasadowych w skałach macierzystych;
– odprowadzanie składników zasadowych z plonami roślin;
– doprowadzenie do gleb substancji zakwaszających.

Na podstawie przewodnictwa elektrycznego stwierdzono, że w temperaturze 22°C iloczyn koncentracji jonów wodorowych i wodorotlenowych jest stały i równa się 10-14. Oznacza to, że w jednym litrze wody destylowanej zawartych jest 10-7 równoważników gramowych jonów wodorowych i tyle samo jonów wodorotlenowych. Odczyn gleby zależy więc od stężenia jonów [H+] i [OH-]:
– roztwory obojętne: [H+] = [OH-] = 10-7 [H+];
– roztwory kwaśne: [H+] » [OH-]=100÷10-7 [H+];
– roztwory zasadowe [H+] « [OH-]=10-7÷10-14 [H+].

W celu uproszczenia wyliczeń matematycznych Sorensen wprowadził oznaczenie pH – ujemny logarytm stężenia jonów wodorowych w roztworze; pH= -log[H+].

Kwasowość gleby powodują jony wodorowe [H+] zawarte w roztworze glebowym. Kwasowość pochodzącą od jonów [H+] zawartych w roztworze glebowym nazywamy kwasowością czynną. Kwasowość pochodzącą od zaadsorbowanych jonów [H+] i [Al3+] nazywamy kwasowością potencjalną. Na koloidach glebowych stwierdzono dwa rodzaje ładunków ujemnych:
– ładunki trwałe;
– ładunki zależne od stężenia jonów wodorowych.

Pierwsze występują głównie w minerałach iłowych. Spowodowane są przez siły elektrostatyczne wywodzące się z podstawień izomorficznych w kryształach tych minerałów. Aniony związane przez te ładunki trwałe są wymienne we wszystkich wartościach. Ładunki drugiego rodzaju nie są trwałe i zależą bezpośrednio od pH. Wywodzą się z kilku źródeł. Pierwszym z nich są $H_2SiO_3$ i $Al(OH)_3$ na wolnych powierzchniach kryształów i zewnętrznych powierzchniach minerałów krzemianowych. Drugim – grupy karboksylowe (–COOH) i fenolowe koloidów próchnicowych. Każda z tych grup zawiera wodór związany kowalencyjnie, który nie dysocjuje w niskich wartościach pH. W miarę wzrostu pH jony H+ zaczynają jednak dysocjować, pozostawiając na koloidach ujemne ładunki. W ten sposób wodór jest wymieniany przez inne kationy, które ze swej strony są również wymienne (Uggla 1981; Fred 1971).

Do badań zastosowano glebę pobraną w lesie sosnowym z głębokości ok. 20 cm pod powierzchnią gruntu. Zgodnie z PN-EN ISO 14668-2 (2004) glebę zdefiniowano jako piasek gliniasty i składała się ona z piasku (85,8%), pyłu (11,2%) i iłu (3%). Wilgotność gleby wyznaczono za pomocą pomiaru masy fazy stałej wysuszonej w temperaturze 105°C i zawierała się ona w przedziale 10÷12%. Odczyn pH mierzono za pomocą pH-metru FieldScout firmy Spectrum Technologies, Inc. Zmierzona wartość pH dla badanej gleby wynosiła 4,2. Glebę umieszczono w pojemnikach, gdzie była odkwaszana przez dodawanie wapna palonego (CaO) w różnych ilościach. W ten sposób otrzymano gleby o tym samym składzie uziarnienia, lecz o zróżnicowanym odczynie pH (tab. 3.1).

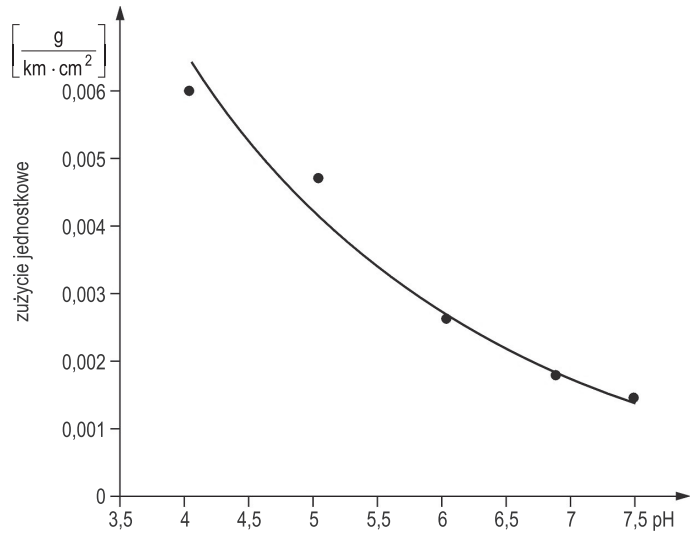
Tabela 3.1. Zróżnicowanie odczynu pH gleby użytej do badań

| Gleba | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| Odczyn pH | 4,2 | 5,2 | 6,1 | 7 | 7,5 |

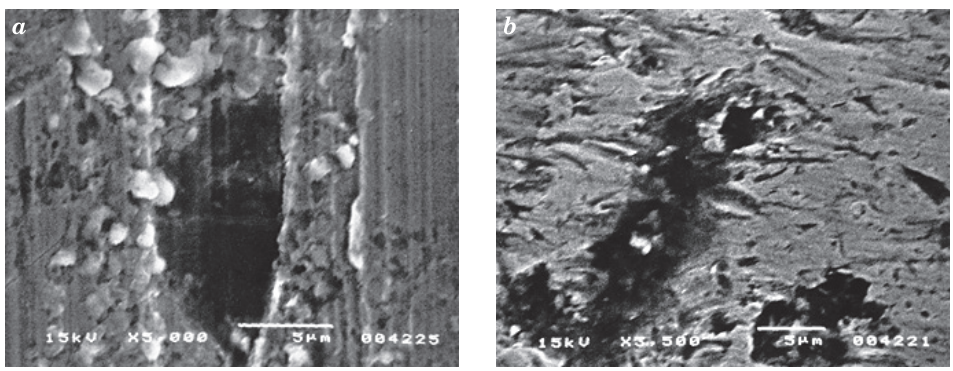
W tak przygotowanej glebie umieszczono część próbek. Próbki umieszczano w pojemnikach zawierających 2 kg gleby i przechowywano je przez 21 dni. Następnie badano zużycie próbek w maszynie zużyciowej typu wirująca misa, używając mas glebowych o zróżnicowanym odczynie pH.

Na podstawie uzyskanych wyników (przedstawionych na rys. 3.11) stwierdzono zależność wpływu kwasowości gleby na przebieg zużywania. Zużycie stali 38GSA w glebie bardzo kwaśnej było ponad 3-krotnie, kwaśnej zaś ponad 2-krotnie intensywniejsze niż w glebie obojętnej.

Analiza powierzchni próbek zużywanych w masach glebowych o zróżnicowanej kwasowości wykazała, że wygląd powierzchni próbek różni się w zależności od odczynu pH mas glebowych. Powierzchnia zużywania w glebie bardzo kwaśnej (rys. 3.12*a*) charakteryzuje się wzajemnym przenikaniem zużywania chemicznego (powstawanie tlenków, głębokich wżerów) oraz mechanicznego (mikroskrawanie i bruzdowanie). W przypadku gleb o odczynie obojętnym dominuje zużywanie mechaniczne (rys. 3.12*b*). Występujące lokalne wżery mogą świadczyć o występowaniu także niewielkiego zużywania chemicznego.




Rysunek 3.11. Przebieg intensywności zużywania stali w zależności od pH gleby
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 3.12. Widok powierzchni po próbach tarcia w glebie: *a* – bardzo kwaśnej, *b* – obojętnej
Źródło: opracowanie własne.

Zjawiska zauważone podczas zużywania w glebach bardzo kwaśnych i kwaśnych można zaliczyć do zużywania wodorowego. Źródłami nawodorniania jest otaczające środowisko, w tym zwiększona kwasowość gleb, i wodór technologiczny zawarty w metalu.

Przebieg zużywania stwierdzony w glebach kwaśnych odpowiada klasycznemu wodorowemu zużywaniu przez wykruszanie. Podczas zużywania następuje gromadzenie wodoru w miejscach nieciągłości struktury warstwy wierzchniej, jak granice ziaren i faz oraz dyslokacje. Zostaje tam on zatrzymany w sposób trwały na skutek wysokiej energii wiązania kompleksu „atom wodoru – pułapka". Cyklicznie powtarzające się impulsy mechaniczne przemieszczają kolejne porcje

atomów wodoru do miejsc ich przechwytywania, aż do osiągnięcia lokalnych stężeń wywołujących zarodkowania i powstawanie lokalnych wykruszeń warstwy wierzchniej o głębokości 1–2 μm.

## 3.6. Podsumowanie

Podsumowując przedstawione wyniki badań nad wpływem wybranych właściwości fizycznych gleby na proces zużywania stali, można stwierdzić, że:

1. Zwięzłość gleby wpływa na intensywność zużywania przede wszystkim w glebach spoistych, powszechnie uznawanych za zwięzłe. Wraz ze zwiększaniem się w glebie zawartości piasku następuje zmniejszenie znaczenia zwięzłości w przebiegu zużywania.

2. Posługiwanie się gęstością objętościową w kontekście oceny zużycia stali jest obarczone zmiennością spowodowaną niestabilnością tej charakterystyki. W badaniach potwierdzono dużą zmienność uzyskiwanych wartości, nawet dla tej samej charakterystyki wilgotnościowej masy glebowej. Uzyskane wyniki wskazują, że najniższe wartości zużycia stali występują z małym udziałem ściernych ziaren glebowych w objętości gleby oraz przy znacznych ich wartościach. Zależność ta jest niezgodna z powszechnie przyjmowanym założeniem, że większa gęstość objętościowa przyczynia się do zwiększenia rzeczywistej powierzchni tarcia, a tym samym wzrostu intensywności zużycia. W przypadku gleby gliniastej zwiększenie gęstości objętościowej wynika z nasączenia wodą frakcji ilastych i pylastych. Przy dużej powierzchni tarcia woda w niej zawarta staje się środkiem smarującym, przyczyniając się do stabilizacji procesu tarcia i zmniejszenia zużycia. Wraz z nasyceniem gleby wodą następuje zmniejszenie intensywności zużywania we wszystkich rodzajach gleb. Wzrost wilgotności powoduje zmianę właściwości gleby, a tym samym zmianę sposobu zużywania. Stopień tych zmian zależy jednak od rodzaju gleby. W celu uzyskania wiedzy na temat wpływu gęstości objętościowej na zużycie stali badania należałoby rozszerzyć o inne rodzaje mas glebowych.

3. Wykazano, że wraz ze wzrostem kwasowości gleby zwiększa się intensywność zużycia stali. Zwiększona ilość wodoru wydziela się w reakcji składowych elementów stali w środowisku kwaśnym. Zużycie wodorowe ma znaczący wpływ na zużywanie elementów obrabiających glebę, nie jest to jednak zjawisko dominujące. Należy je jedynie traktować jako zużycie, które intensyfikuje zużycie ścierne, będące podstawowym rodzajem zużycia występującego w elementach obrabiających glebę.

**Literatura**

*Badanie i modelowanie procesów zużywania ściernego i zmęczeniowego.* 2014. Red. J. Napiórkowski. Wydawnictwo UWM, Olsztyn.

Bałgarimow A.F., Amirżanow B.S. 1978. *Dołgowiecznost raboczich organow maszin*. Traktory i Selchozmasziny, 10: 14-17.

Bhakat A.K., Mishra A.K., Mishra N.S. 2007. *Characterization of wear and metallurgical properties for development of agricultural grade steel suitable in specific soil conditions*. Wear, 263(1-6): 228-233.

Fred A. 1971. *Ionic Concentrations and Activities in Soil Solutions*. Soil Science Society of America Journal, 35(3): 420-426.

*Gleboznawstwo*. 2006. Red. S. Zawadzki. Wyd. IV. Państwowe Wydawnictwo Rolnicze i Leśne, Warszawa.

*Gleboznawstwo*. 2015. Red. A. Mocek. Wyd. I. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa.

Gliński J., Kostankiewicz K. 1991. *Metody i aparatura do badań agrofizycznych*. Problemy Agrofizyki, 64.

Gonet S., Smal H., Chojnicki J. 2015. *Właściwości chemiczne gleb*. W: *Gleboznawstwo*. Red. A. Mocek. Wyd. I. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa.

*Klasyfikacja uziarnienia gleb i tworów mineralnych*. 2009. Roczniki Gleboznawcze, LX(2): 5-16.

Kostencki P., Borowiak P. 2011. *Pressure exerted by the soil, in selected points of ploughshare working surface during cultivation of silty soil*. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 56(2): 94-97.

Moore M.A. 1975. *Abrasive wear by soil*. Tribology International, 8(3): 105-110.

Napiórkowski J. 2005. *Zużyciowe oddziaływanie gleby na elementy robocze narzędzi rolniczych*. Inżynieria Rolnicza, 12(72).

Napiórkowski J., Lemecha M. 2018. *The effect of abrasive soil mass density on the tribological properties of steel*. Bimonthly Tribologia, 281(5): 65-70. DOI: 10.5604/01.3001.0012.7655.

Natsis A., Petropoulos G., Pandazaras C. 2008. *Influence of local soil conditions on mouldboard ploughshare abrasive wear*. Tribology International, 41(3): 151-157.

Obiedkow F.P., Garżijew R.K. 1983. *Izrasziwanije raboczich organow pługa*. Mechanizacja i Elektryfikacja Sielskowo Choziajstwa, 10: 4-8.

PN-EN ISO 14668-2. 2004. *Badania geotechniczne. Oznaczanie i klasyfikowanie gruntów*. Część 2. *Zasady klasyfikowania*.

PN-EN ISO 6507-1:2018-05. 2019. *Metale. Pomiar twardości sposobem Vickersa*. Część 1. *Metoda badania*.

Stabryła J., Starczewski L. 2006. *Oddziaływanie wodoronośnych składników gleby na zużycie ścierne narzędzi rolniczych*. Problemy Eksploatacji, 1: 199-206.

Stachowiak G.W., Batchelor A.W. 2005. *Engineering tribology*. Wyd. 3. Elsevier Butterworth-Heinemann, Amsterdam, Boston.

Szymański A. 2007. *Mechanika gruntów*. SGGW, Warszawa,

Uggla H. 1981. *Gleboznawstwo rolnicze*. PWN, Warszawa.

## ANALIZA WPŁYWU LOSOWYCH WARUNKÓW GLEBOWYCH NA PROCES ZUŻYWANIA STALI

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań nad wpływem wybranych losowych warunków glebowych na proces zużywania stali 38GSA. Badania laboratoryjne prowadzono metodą „wirującej misy" z użyciem naturalnych mas glebowych. W trakcie badań modyfikowano wybrane właściwości fizyczne mas glebowych, jak: gęstość objętościowa, zwięzłość oraz odczyn pH. Wykazano, że zwięzłość gleby wpływa na intensywność zużywania przede wszystkim w glebach spoistych, powszechnie

uznawanych za zwięzłe. Określono wpływ gęstości objętościowej na proces zużycia stali, wskazując, że wraz ze wzrostem gęstości objętościowej wzrasta zużycie stali. Maksymalną wartość zużycia stali uzyskano dla wartości gęstości gleby na poziomie 1,4 g/cm$^3$, po czym następuje stopniowy spadek wartości zużycia wraz ze wzrostem gęstości. Wykazano, że wraz ze wzrostem kwasowości gleby zwiększa się intensywność zużycia stali. Zużycie wodorowe należy traktować jako zużycie, które intensyfikuje zużycie ścierne będące podstawowym rodzajem zużycia występującego w elementach obrabiających glebę.

## ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF RANDOM SOIL CONDITIONS ON THE STEEL WEAR PROCESS


### Abstract

The paper presents the results of research on the impact of selected random soil conditions on the wear process of 38GSA steel. The tests were carried out on 38GSA steel used for working parts exposed to abrasive wear. Friction tests were performed under laboratory conditions using the "spinning bowl" method. The research was conducted in natural soil abrasive mass. During the research, selected physical properties of soil masses were modified, such as: bulk density, compactness and pH. It has been shown that soil compactness significantly affects the intensity of consumption primarily in cohesive soils, commonly considered to be compact. The impact of volumetric density on the process of steel wear was determined, indicating that as the volumetric density increased, the consumption of steel increased. The maximum value of steel wear was obtained for the soil density value at the level of 1.4 g/cm$^3$, followed by a gradual decrease in the value of wear with increasing density. Based on the obtained results, it has been concluded that along with an increase in soil acidity, the steel wear intensity also increases. The highest value of wear was observed in acidic soil, followed by neutral, with the lowest value corresponding to alkaline soil.

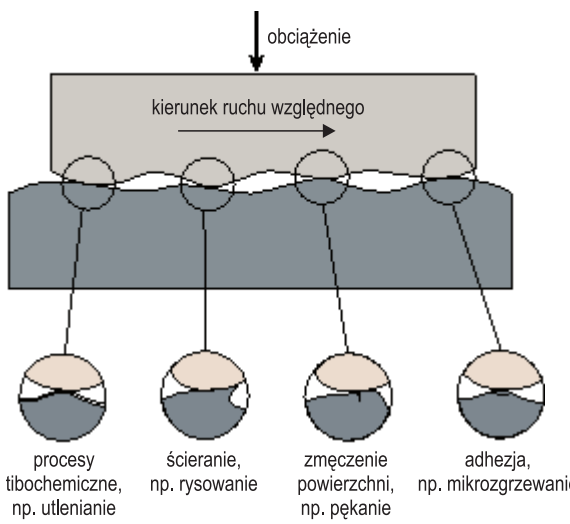
Krzysztof Ligier[1], Jerzy Napiórkowski[2], Magdalena Lemecha[3]

ROZDZIAŁ 4

# ANALIZA WPŁYWU ZDETERMINOWANYCH WARUNKÓW GLEBOWYCH NA PROCES ZUŻYWANIA STALI

## 4.1. Procesy zużycia ściernego

Samo zużycie, najczęściej rozumiane jako ubytek materiału, jest bardzo złożonym procesem zainicjowanym przez działanie różnych mechanizmów zużywania, które w niektórych przypadkach działają jednocześnie lub następują po sobie. Termin „proces zużywania" określa fizyczne i chemiczne elementarne procesy w obszarze styku współpracujących elementów. W literaturze wyróżnia się cztery elementarne procesy zużywania, które pokazano na rysunku 4.1, tj.: adhezję, ścieranie, zmęczenie powierzchni i procesy tribochemiczne.



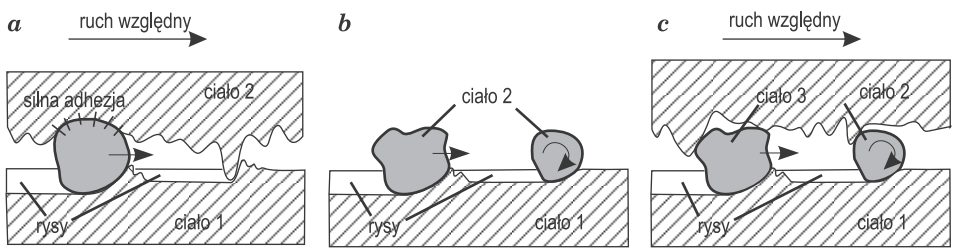

Rysunek 4.1. Elementarne procesy zużywania
Źródło: opracowanie własne.

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: krzysztof.ligier@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: jerzy.napiorkowski@uwm.edu.pl.
[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: magdalena.lemecha@uwm.edu.pl.

Oprócz tych głównych procesów, w dziedzinie zużywania tribologicznego należy wymienić dyfuzję i tribosublimację. W tych procesach zmiany w materiale kojarzonych ciał mają wymiary atomowe, gdy atomy i cząsteczki z tribologicznie naprężonych obszarów powierzchni dyfundują do kojarzonych ciał lub sublimują do otaczającego ośrodka.

Procesy zużycia ściernego są zazwyczaj klasyfikowane jako:

– procesy tarcia zachodzące w obecności dwóch ciał (*two-body*), w tym przypadku zużycie jest efektem oddziaływania na zużywaną powierzchnię wypukłości powierzchni współpracującej umocnionego ziarna ściernego (rys. 4.2*a*) lub luźnych ziaren ściernych (rys. 4.2*b*), które mogą swobodnie się przesuwać i toczyć po powierzchni;
– procesy tarcia zachodzące w obecności trzech ciał (*three-body*), gdy cząstki ścierne się przesuwają i toczą między współpracującymi powierzchniami (rys. 4.2*c*). Pochodzenie cząstek ściernych może być różne. Mogą one pochodzić z zewnątrz systemu tribologicznego (kurz, brud, piasek) lub być generowane w samym systemie tribologicznym (produkty zużycia).




Rysunek 4.2. Procesy zużycia ściernego
Źródło: opracowanie własne.

Procesy zużycia ściernego przedstawione na rysunku 4.2 powodują niszczenie powierzchni przez rysowanie, bruzdowanie i mikroskrawanie oraz zmęczenie powierzchniowe. Procesy zużycia zmęczeniowego powierzchni mogą występować na skutek oddziaływania ziaren ściernych uderzających i toczących się po zużywanej powierzchni.

Zjawiskiem towarzyszącym eksploatacji elementów roboczych w masie glebowej jest intensywne zużywanie, będące procesem fizykochemicznych zmian jakościowych i ilościowych zachodzących na powierzchni tarcia (Napiórkowski i in. 2014; Bayhan 2006).

Proces racjonalnego doboru postaci konstrukcyjno-technologicznych elementów roboczych oraz planowania przebiegu eksploatacji jest możliwy wówczas, gdy jest znany przebieg ich zużywania. Poznanie i opisanie zużywania w glebie sprowadza się do kompleksowego opisania procesu tarcia ujmującego glebę-element roboczy-parametry obróbki (Napiórkowski i in. 2014). Gleba jest złożonym, ożywionym tworem przyrody, w którym zachodzą ciągłe procesy roz-

kładu i syntezy, zarówno związków mineralnych, jak i organicznych, oraz ich przemieszczanie (Bhakat i in. 2007).

Podczas obróbki gleby na element roboczy oddziałują dwie grupy wymuszeń. Pierwsza z nich jest sterowana przez użytkownika i wynika z założeń poczynionych podczas uprawy gleby. Do grupy tej można zaliczyć (Napiórkowski 2005):
– prędkość roboczą wykonywanego zabiegu uprawowego;
– głębokość zabiegu;
– rodzaj zabiegu uprawowego;
– powierzchnię obrobioną.

Drugą grupę stanowią wymuszenia związane z oddziaływaniem gleby, które można podzielić na (Napiórkowski 2005):
– właściwości gleby zdeterminowane w procesie glebotwórczym;
– właściwości losowe gleby zależne od oddziaływania zbioru czynników środowiskowych w czasie.

Do zdeterminowanych właściwości gleby ukształtowanych w procesie glebotwórczym zalicza się (Napiórkowski 2005):
– skład granulometryczny gleby;
– twardość ziaren ściernych;
– skład chemiczny gleby;
– geometrię ziaren ściernych.

Do właściwości losowych charakteryzujących stan gleby w czasie uprawy zalicza się m.in. (Napiórkowski 2005):
– wilgotność gleby;
– zwięzłość gleby;
– odczyn gleby.

Jak wynika z przedstawionego opisu charakterystyka wymuszeń oddziaływujących na element roboczy zawiera wiele wielkości, które z jednej strony pokazują złożoność opisu rozpatrywanych zjawisk, z drugiej zaś stwarzają wiele trudności w analizie procesu zużywania.

Reakcją elementu roboczego na wymuszenia, z uwzględnienieniem jego cech konstrukcyjno-materiałowych, jest przebieg procesu zużywania. Wielość czynników wpływających na przebieg zużywania elementu roboczego powoduje, że obecnie nie jest możliwe uwzględnienie ich wszystkich w jednym modelu. Możliwe jest jednak takie sterowanie badaniami, aby zidentyfikować istotne wymuszenia i opisać ich wpływ na przebieg zużywania z przyjęciem na stałym poziomie pozostałych. Modele takie będą zbudowane na podstawie wyników odpowiednio przeprowadzonych doświadczeń w warunkach laboratoryjnych i eksploatacyjnych.

Wielość czynników wpływających na przebieg zużywania elementów roboczych w masie glebowej sprawiła, że dotychczas nie ma sformalizowanej teorii wzajemnego oddziaływania gleby i elementu roboczego. W większości prac się wskazuje, że o właściwościach zużyciowych gleby decyduje jej uziarnienie, odczyn oraz wilgotność (Stachowiak, Batchelor 2005; Gościański i in. 2007).

Zależnie od interakcji masy glebowej, parametrów procesu oraz właściwości elementu roboczego zużywanie może zachodzić w różnych konfiguracjach. W glebowej masie ściernej najczęściej występują uderzenia luźnych cząstek ścierających o powierzchnie materiału ścieranego (tzw. *two-body abrasive wear*). W przypadku zwięzłych (ciężkich) glebowych mas ściernych mogą być one traktowane jako ziarna umocowane powodujące ubytki materiału na skutek procesów charakterystycznych dla zużycia ściernego (tzw. *three-body abrasive wear*) (Mikołajczak, Napiórkowski 2016; Napiórkowski i in. 2015; Choteborský 2016). W literaturze opisano wiele modeli zużywania ściernego. Modele te dotyczą zarówno oddziaływania ściernego dwóch ciał (Masen i in. 2005; Zum Gahr 1988; Torrance 2005; Xie, Williams 1996), jak i trzech ciał (Torrance 2005; Fang i in. 2004; Xie, Bhushan 1996). Istotnym aspektem modelowania zużycia ściernego dla wariantu trzech ciał jest charakterystyka cząstek ściernych (Stachowiak, Stachowiak 2001). Na aspekt czynników związanych z charakterystykami masy ściernej, a wśród nich: uziarnienie, zwięzłość oraz wilgotność, zwraca uwagę wielu autorów prac z tego zakresu (Choteborský 2016; Hutchings 1992; Pellegrini i in. 2009a; Sin i in. 1979; Misra, Finnie 1980; Pellegrin, Stachowiak 2005; Woldman i in. 2012). Większość wskazuje na konieczność zdefiniowania masy glebowej w kontekście prognozowania zużywania.

## 4.2. Charakterystyka gleb w aspekcie oddziaływania zużyciowego

### 4.2.1. Klasyfikacja gleb

Uziarnienie gleby, dawniej nazywane składem mechanicznym lub składem granulometrycznym, jest to wyrażony w procentach rozkład wielkości ziaren rozdrobnionego materiału. Uziarnienie określa się w laboratorium, badając procentową zawartość poszczególnych frakcji w stosunku do ciężaru całej próbki badanego kruszywa lub gruntu.

Zgodnie z klasyfikacją uziarnienia gleb i utworów mineralnych opracowaną w roku 2008 przez Polskie Towarzystwo Geologiczne gleby i utwory mineralne podzielono na frakcje i podfrakcje granulometryczne według średnicy ziaren wyrażonej w milimetrach. Klasyfikację tę przedstawiono w tabeli 4.1 (*Klasyfikacja uziarnienia gleb…* 2008).

W zależności od wagowej procentowej zawartości frakcji piaskowej, pylastej i iłowej w częściach ziemistych Polskie Towarzystwo Geologiczne również gleby i utwory mineralne sklasyfikowało na grupy i podgrupy (tab. 4.2).

Tabela 4.1. Podział utworów mineralnych na frakcje i podfrakcje granulometryczne

| Nazwa frakcji i podfrakcji granulometrycznych | Symbol | Średnica ziaren ($d$) w milimetrach |
|---|---|---|
| A. CZĘŚCI SZKIELETOWE | | $d>2$ |
| I. Frakcja blokowa | b | $d>600$ |
| II. Frakcja głazowa | gł | $200<d\leq600$ |
| III. Frakcja kamienista | k | $75<d\leq200$ |
| IV. Frakcja żwirowa: | ż | $2<d\leq75$ |
| 1. Żwir gruby | żgr | $20<d\leq75$ |
| 2. Żwir średni | żśr | $5<d\leq20$ |
| 3. Żwir drobny | żdr | $2<d\leq5$ |
| B. CZĘŚCI ZIEMISTE | | $d\leq2$ |
| V. Frakcja piaskowa: | p | $0{,}05<d\leq2{,}0$ |
| 1. Piasek bardzo gruby | pbgr | $1{,}0<d\leq2{,}0$ |
| 2. Piasek gruby | pgr | $0{,}5<d\leq1{,}0$ |
| 3. Piasek średni | pśr | $0{,}25<d\leq0{,}5$ |
| 4. Piasek drobny | pdr | $0{,}10<d\leq0{,}25$ |
| 5. Piasek bardzo drobny | pbdr | $0{,}05<d\leq0{,}10$ |
| VI. Frakcja pyłowa | py | $0{,}002<d\leq0{,}05$ |
| 1. Pył gruby | pygr | $0{,}02<d\leq0{,}05$ |
| 2. Pył drobny | pydr | $0{,}002<d\leq0{,}02$ |
| VII. Frakcja iłowa | i | $d\leq0{,}002$ |

Źródło: na podstawie *Klasyfikacja uziarnienia gleb…* (2008).

Tabela 4.2. Podział gleb i utworów mineralnych na grupy i podgrupy granulometryczne według wagowej procentowej zawartości frakcji piaskowej, pyłowej i iłowej w częściach ziemistych

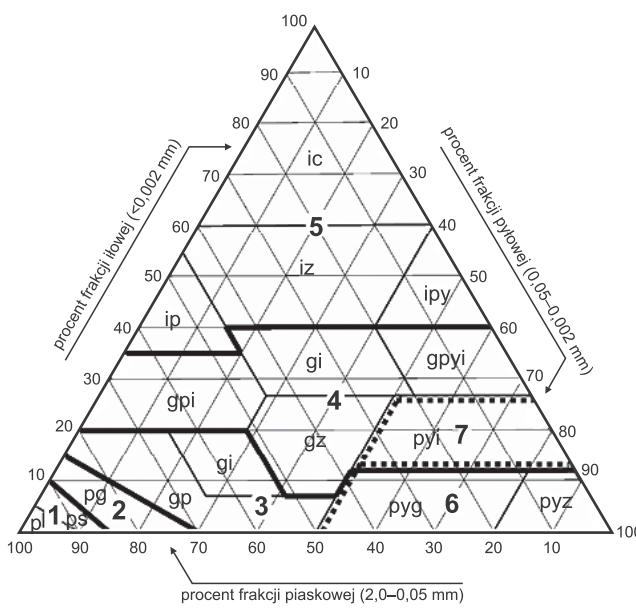
| Grupa granulometryczna | Podgrupa granulometryczna | Symbol | Procentowa zawartość ($c$) frakcji | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | piasku 2,0-0,05 mm średnicy | pyłu 0,05-0,002 mm średnicy | iłu poniżej 0,002 mm średnicy |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Piaski | piasek luźny | pl | $c\geq90$ | (% pył + 2 × % ił) ≤10 | |
| | piasek słabogliniasty | ps | $85\leq c<95$ | (% pył + 2 × % ił) >10 i (% pył + 1,5 × % ił) ≤15 | |
| | piasek gliniasty | pg | $70\leq c<90$ | (% pył + 1,5 × % ił) >15 i (% pył + 2 × % ił) ≤30 | |
| Gliny | glina piaszczysta | gp | $65\leq c<85$ | (% pył + 2 × % ił) >30 i $c\leq35$ | $c\leq20$ |
| | | | lub | | |
| | | | $43\leq c<65$ | $28\leq c\leq50$ | $c\leq7$ |

cd. tabeli 4.2

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|---|---|---|---|---|
| | glina lekka | gl | 52≤ *c* <65 | 15< *c* ≤41 | 7< *c* ≤20 |
| | glina piaszczystoilasta | gpi | 45≤ *c* <80 | *c* ≤28 | 20< *c* ≤35 |
| | glina zwykła | gz | 23≤ *c* <52 | 28< *c* ≤50 | 7< *c* ≤27 |
| | glina ilasta | gi | 20≤ *c* <45 | 15< *c* <53 | 27< *c* ≤40 |
| | glina pylasto-ilasta | gpyi | *c* <20 | 40< *c* ≤73 | 27< *c* ≤40 |
| Pyły | pył gliniasty | pyg | 8≤ *c* <50 | 50< *c* ≤80 | *c* ≤12 |
| | pył zwykły | pyz | *c* <20 | *c* >80 | *c* ≤12 |
| | pył ilasty | pyi | *c* <38 | 50< *c* <88 | 12< *c* ≤27 |
| Iły | ił piaszczysty | ip | 45≤ *c* <65 | *c* ≤20 | 35< *c* ≤55 |
| | ił pylasty | ipy | *c* <20 | 40< *c* <60 | 40< *c* <60 |
| | ił zwykły | iz | *c* <45 | *c* ≤40 | 40< *c* ≤60 |
| | ił ciężki | ic | *c* <40 | *c* <40 | *c* >60 |

Źródło: na podstawie *Klasyfikacja uziarnienia gleb*… (2008).

Zawartość w glebie poszczególnych frakcji ziemistych ma wpływ na ciężkość agrotechniczną gleb. Ciężkość agrotechniczna gleby jest to cecha fizyczna gleby charakteryzująca wielkość oporów na jakie napotykają narzędzia i maszyny uprawowe. Cecha ta ma wpływ na intensywność zużycia elementów roboczych




Rysuek 4.3. Klasyfikacja ciężkości agrotechnicznej gleb według Polskiego Towarzystwa Geologicznego – oznaczenia gleb jak w tabeli 4.2
Źródło: na podstawie *Klasyfikacja uziarnienia gleb*… (2008).

obrabiających glebę. Polskie Towarzystwo Geologiczne wyróżniło pięć podstawowych kategorii ciężkości agrotechnicznej gleb (rys. 4.3):
– gleby bardzo lekkie – piaski luźne i słabogliniaste;
– gleby lekkie – piaski gliniaste;
– gleby średnie – gliny piaszczyste, gliny lekkie, pyły gliniaste i pyły zwykłe;
– gleby ciężkie – gliny piaszczysto-ilaste, gliny zwykłe, gliny ilaste, gliny pylasto-ilaste i pyły ilaste;
– gleby bardzo ciężkie – iły piaszczyste, iły pylaste, iły zwykłe i iły ciężkie.

Jak wynika z rysunku 4.3 jako gleby ciężkie sklasyfikowano gleby o dużej zawartości frakcji pylastej i ilastej. Ze względu na to, że frakcje te powodują agregowanie cząstek glebowych w większe struktury wiążące (umacniające) ziarna frakcji piaszczystej, można się spodziewać, że oddziaływanie zużyciowe gleb ciężkich i lekkich będzie odmienne.

### 4.2.2. Charakterystyka kształtu ziaren glebowych

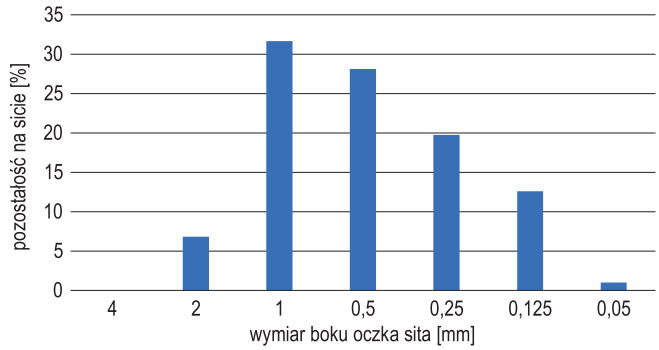
Charakterystyka kształtu ziaren glebowych pozostaje jednym z głównych problemów rozważanych w modelowaniu zużycia ściernego. Szczególnie dotyczy to opisania relacji między kształtem cząstek ściernych i intensywnością zużywania.

Kształt cząstek można wyznaczać metodą opisową lub metodą matematyczną. Metoda opisowa jest metodą subiektywną, w której wynik oceny zależy od obserwatora. Obiektywne wyniki oceny kształtu cząstek dają metody matematyczne polegające na opisie kształtu cząstek za pomocą wskaźników kształtu obliczanych na podstawie zmierzonych wymiarów geometrycznych cząstek.

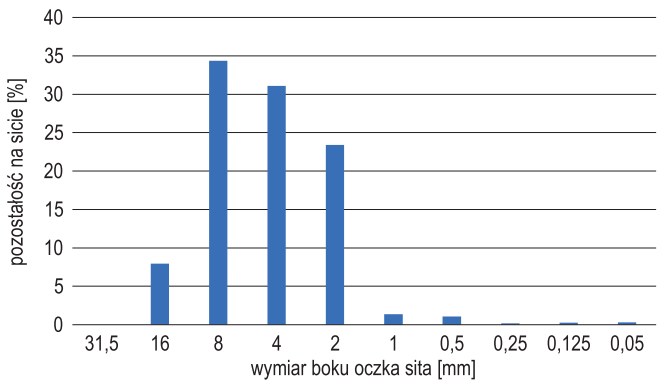
Cząstki ścierne mogą być klasyfikowane na dwa sposoby: na podstawie kształtu w skali makro, gdy cząstki przyporządkowuje się na podstawie podobieństwa ich kształtu do kształtów standardowych (jak: kula, stożek, hiperboloida, klin) (Torrance 2005; Pellegrin, Stachowiak 2005; Al-Rousan i in. 2007), oraz w skali mikro, charakteryzując np.: ostrość, graniastość, okrągłość (Pellegrin i in. 2009a; Stachowiak 2000; Stachowiak 1998; Stachowiak, Podsiadło 2001).

Badania własne przeprowadzono, korzystając z naturalnej masy glebowej o uziarnieniu 0,05-16 mm. Z tej masy glebowej wydzielono dwie frakcje o zróżnicowanym uziarnieniu, otrzymując do badań trzy rodzaje mas glebowych różniące się uziarnieniem:
– 0,05-2 mm – piasek;
– 2-16 mm – żwir;
– 0,05-16 mm – pospółka.

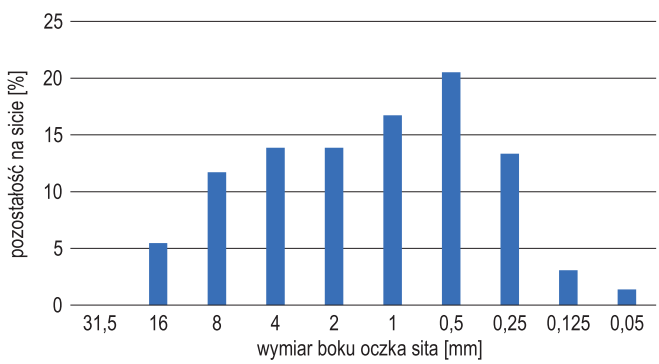
Skład ziarnowy glebowej masy ściernej oznaczono metodą sitową, zgodnie z normą PN-EN 933-1:2012. Wyniki badania uziarnienia zastosowanych mas ściernych przedstawiono na rysunkach 4.4-4.6.




Rysunek 4.4. Uziarnienie masy glebowej 0,05-2 mm
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 4.5. Uziarnienie masy glebowej 2-6 mm
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 4.6. Uziarnienie masy glebowej 0,05-16 mm
Źródło: opracowanie własne.

Analizując uziarnienie badanych mas ściernych, można zauważyć, że:
– w masie ściernej 0,05-2 mm dominowały (łącznie ok. 85%) ziarna o średnicy $0{,}25<d<2$ mm. Ziarna o średnicy powyżej 2 mm stanowiły ok. 7% ziaren;
– w masie ściernej 2-16 mm większość (ok. 65%) stanowiły ziarna o średnicy większej niż 4 mm i mniejszej niż 16 mm. Około 8% ziaren miało średnicę powyżej 16 mm;
– masa ścierna o uziarnieniu 0,05-16 mm stanowiła mieszaninę mas ściernych 0,05-2 mm i 2-16 mm w stosunku 70% : 30%. Mieszanina ta charakteryzowała się największym spośród badanych zróżnicowaniem uziarnienia. Najwięcej ziaren (ok. 20%) stanowiły ziarna o średnicy $0{,}5<d<1$ mm.

Opis petrograficzny mas ściernych wykonano na podstawie PN-EN 932-3: 1999 i przedstawiono w tabeli 4.3.

Tabela 4.3. Opis petrograficzny badanych mas ściernych

| Frakcja uziarnienia [mm] | Zawartość [%] | | |
|---|---|---|---|
| | okruchy skał węglanowych | okruchy skał krystalicznych | kwarc |
| 8-16 | 44,8 | 40,1 | 15,1 |
| 4-8 | 49,0 | 39,7 | 11,3 |
| 2-4 | 51,0 | 40,0 | 9,0 |
| 1-2 | 34,8 | 39,4 | 25,0 |
| 0,5-1 | 28,9 | 28,6 | 42,5 |
| 0,25-0,5 | 13,5 | 10,1 | 76,4 |
| 0,125-0,25 | 12,1 | 8,8 | 79,1 |

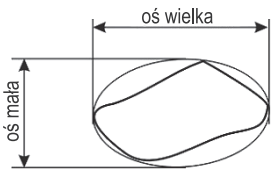
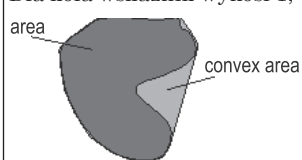
Okruchy skał krystalicznych są głównie częściowo obtoczone, rzadziej ostrokrawędziste, nieliczne z nich (ok. 6%) wykazują ślady zwietrzenia. Osadowe skały węglanowe to głównie zwięzłe, szare, dobrze obtoczone wapienie paleozoiczne. W grupie tej ok. 8% stanowią ziarna słabszych wapieni i wapieni marglistych pochodzących z kredy. Ziarna kwarcu są głównie przezroczyste, o matowej powierzchni, rzadziej zabarwione na żółto; przeważają ziarna kwarcu częściowo i dobrze obtoczone, o powierzchni głównie błyszczącej, rzadziej matowej (rys. 4.7).

Kształt ziaren masy glebowej oceniono metodą analizy obrazu. W tym celu wykonano fotografie rozsypanych ziaren, które następnie poddawano przekształceniom morfologicznym oraz binaryzacji i segmentacji. Do analizy ziaren na tak otrzymanych obrazach posłużono się programem ImageJ (Ferreira, Rasband 2012). Kształt ziaren oceniono z wykorzystaniem współczynników kształtu zestawionych w tabeli 4.4.

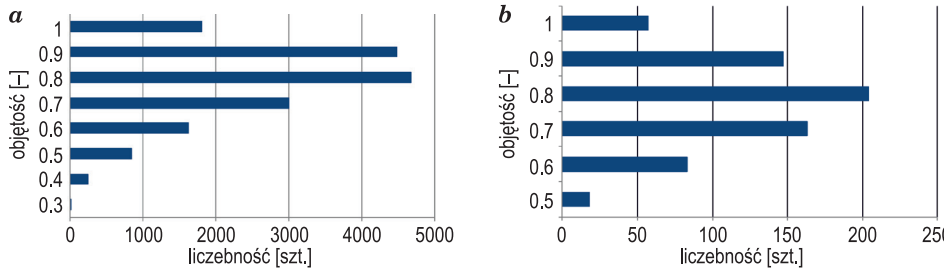
Na rysunku 4.8 przedstawiono przykładowy histogram częstości występowania wartości wskaźnika okrągłości ziaren ściernych frakcji 0,05-2 mm.

Rysunek 4.7. Glebowa masa ścierna o uziarnieniu 0,05-2 mm
Źródło: opracowanie własne.

Tabela 4.4. Charakterystyka ziaren glebowej masy ściernej z wykorzystaniem wskaźników kształtu

| Wskaźnik kształtu | Opis charakterystyki (wskaźnika) |
|---|---|
| Area (area) – powierzchnia | powierzchnia rzutu cząstki na płaszczyznę   |
| Perimeter (perim.) – obwód | obwód rzutu cząstki na płaszczyznę |
| Aspect Ratio (AR) | obliczany jak stosunek osi wielkiej do osi małej elipsy opisanej na ziarnie. Wskaźnik ten opisuje wydłużenie cząstki, przyjmuje wartość 1 dla cząstki kulistej. Im większa wartość parametru, tym cząstka bardziej wydłużona |
| Roundness (Round) – Okrągłość | obliczany z zależności: $\text{Round} = 4\frac{\text{area}}{\pi \cdot [\text{oś wielka}]^2}$ |
| Solidity – zwartość | obliczany z zależności $\text{Solid.} = \frac{\text{area}}{\text{convex area}}$ gdzie: convex area – powierzchnia wielokąta wypukłego opisanego na ziarnie. Im bardziej zwarta cząstka, tym bardziej wskaźnik ten jest zbliżony do 1. Dla koła wskaźnik wynosi 1, dla gwiazdy 5-ramiennej wynosi 0,50   |

Źródło: na podstawie Ferreiry, Rasbanda (2012).




Rysunek 4.8. Histogram częstości występowania wartości parametru okrągłość dla frakcji: *a* – 0,05-2 mm, *b* – 2-16 mm
Źródło: opracowanie własne.

Wartości średnie analizowanych wskaźników kształtu zestawiono w tabeli 4.5.

Uzyskane wartości wskaźników kształtu ziaren wskazują, że geometria ziaren w użytych masach jest podobna w obu wydzielonych frakcjach. Średnia wartość współczynnika wydłużenia AR dla obu mas wynosi 1,4. Wartość ta wskazuje, że ziarna te nie są zbyt wydłużone, a dodatkowo są to w zdecydowanej większości cząstki o kształcie regularnym – średnia wartość wskaźnika Round wynosi 0,74 i 0,73, i zwarte – średnia wartość wskaźnika solidity wynosi 0,91 oraz 0,93. Ze względu na to, że masa ścierna o uziarnieniu 0,05-16 mm jest mieszaniną mas ściernych 0,05-2 oraz 2-16, kształt ziaren w tej mieszaninie odpowiada kształtowi ziaren mas składowych.

Tabela 4.5. Zestawienie średnich wartości wskaźników kształtu ziaren mas ściernych

| Masa ścierna | Aspect Ratio AR | | Okrągłość (Roundness) | | Zwartość (Solidity) | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | wartość średnia | odchylenie standardowe | wartość średnia | odchylenie standardowe | wartość średnia | odchylenie standardowe |
| 0,05-2 mm | 1,41 | 0,34 | 0,74 | 0,14 | 0,91 | 0,06 |
| 2-16 mm | 1,41 | 0,25 | 0,73 | 0,12 | 0,93 | 0,04 |

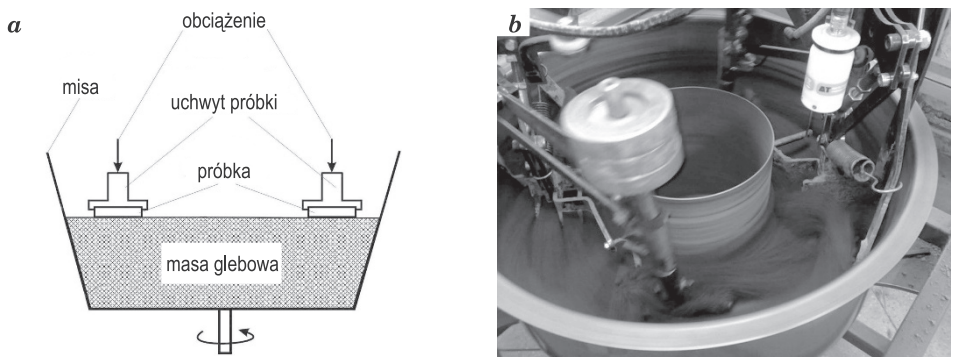
Wskaźniki kształtu w masie ściernej charakteryzują się podobnymi wartościami, dlatego w analizie uzyskanych wyników z badań zużyciowych brano pod uwagę tylko wielkość ziaren ściernych definiowanych jako odsiewy uzyskane z analizy sitowej.

## 4.3. Metodyka badań

Badaniom poddano stal 38GSA stosowaną do produkcji elementów roboczych narażonych na zużycie ścierne. Próbki o kształcie prostopadłościanu o wymiarach 25×30 mm wycinano metodą wysokoenergetycznego cięcia wodą.

Skład chemiczny określony metodą spektroskopii rentgenowskiej prezentował się następująco: %C – 0,35, %Si – 1,17, %Mn – 1,07, %P – 0,028, %S – 0,02. Twardość stali mierzona zgodnie z PN-EN ISO 6507-1:2018-05 wynosiła 450 HV10. Zastosowano obciążenie wgłębnika 98 N w czasie obciążenia 10 s.

Badania odporności na zużywanie ścierne stali przeprowadzono metodą „wirującej misy" z wykorzystaniem urządzenia MZWM–1 (rys. 4.9) (*Badanie i modelowanie procesów zużywania…* 2014). W trakcie badań każda z próbek przebyła całkowitą drogę tarcia wynoszącą 10 000 m, z prędkością 1,7 $m \cdot s^{-1}$ oraz z obciążeniem pionowym równym 49 N. Pomiar masy próbki przeprowadzano co 2000 m na wadze laboratoryjnej o dokładności wynoszącej 0,0001 g.




Rysunek 4.9. Laboratoryjne stanowisko zużyciowe typu „wirująca misa":
*a* – ogólny schemat urządzenia z oznaczeniem głównych elementów wykonawczych,
*b* – fragment urządzenia w czasie jego pracy
Źródło: opracowanie własne.

Badania laboratoryjne prowadzono w celu określenia zmian intensywności zużycia stali w zależności od uziarnienia masy glebowej. W badaniach używano różnych odpowiednio przygotowanych mas ściernych. Przygotowanie mas ściernych polegało na sporządzeniu mieszanin masy glebowej o zróżnicowanej zawartości poszczególnych frakcji uziarnienia.

Jako miarę zużycia przyjęto zużycie masowe obliczane ze wzoru:

$$Z_w = m_0 - m_x \tag{4.1}$$

gdzie:

$Z_w$ – zużycie masowe [g];
$m_0$ – masa początkowa próbki [g];
$m_x$ – masa próbki po drodze tarcia $x$ [g].

Po zakończeniu badań obliczono zużycie jednostkowe, odnosząc zużycie masowe do drogi tarcia:

$$Z_j = \frac{Z_w}{P \cdot s} \tag{4.2}$$

gdzie:

$Z_j$ – zużycie jednostkowe [$g \cdot cm^{-1} \cdot km^{-1}$];
$Z_w$ – zużycie masowe [g];
$P$ – pole powierzchni próbki [$cm^2$];
$s$ – droga tarcia [km].

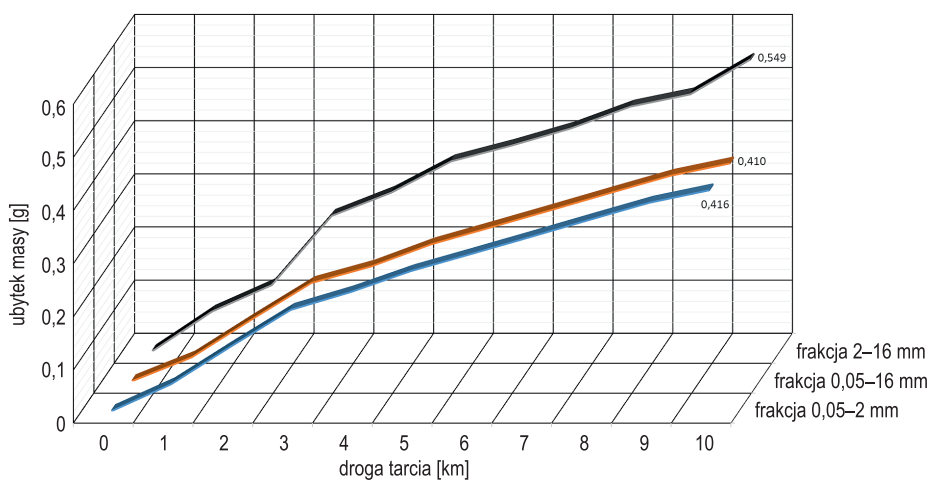
Podczas badań zapewniono wilgotność mas ściernych na poziomie gleby wilgotnej, tj. 9-12%. Odczyn odpowiadał glebie lekko kwaśnej i był utrzymywany w zakresie pH 6,3÷6,9.

Mikrostrukturę powierzchni próbek oceniono metodą mikroskopii świetlnej mikroskopem Huvitz HMR300. Powierzchnię po zużyciu oceniono po przebiegu całkowitej drogi tarcia pod skaningowym mikroskopem elektronowym JEOL typu JSM 5310LV w układzie cyfrowym. Mikroskop jest wyposażony w detektor elektronów odbitych, detektor elektronów wtórnych i spektrometr rentgenowski typu EDS Ultra DR7 ThermoScentific.

## 4.4. Wyniki badań

Przebieg wielkości zużycia masowego próbek w masach ściernych o różnym uziarnieniu przedstawiono na rysunku 4.10.

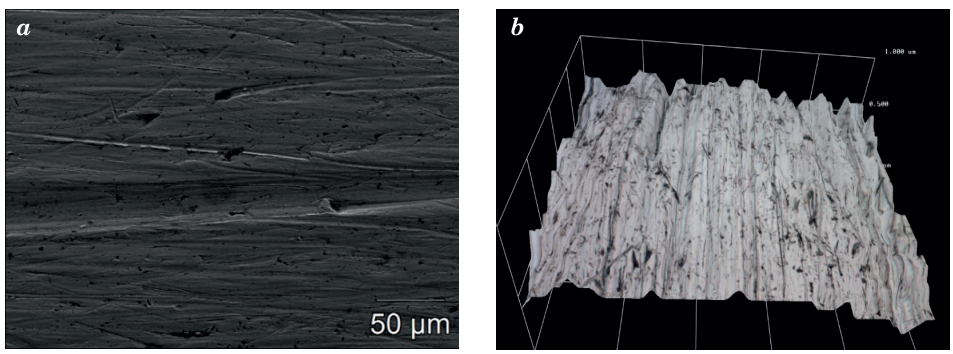
Dla mas ściernych o uziarnieniu 0,05-2 oraz 0,05-16 mm wartość zużycia po przebiegu 10 000 m wynosi odpowiednio 0,416 g i 0,410 g. Dla próbki badanej w masie ściernej o uziarnieniu 2-16 mm wartość zużycia masowego po tym




Rysunek 4.10. Przebieg zużycia stali 38GSA w badanych masach ściernych
Źródło: opracowanie własne.

samym dystansie wynosi 0,549 g (rys. 4.10). Przebieg zużycia dla masy ściernej zawierającej tylko ziarna ścierne powyżej 2 mm odbiega od przebiegu zużycia w pozostałych masach ściernych. W masie ściernej zawierającej tylko duże ziarna można zaobserwować nagły wzrost zużycia po drodze tarcia 2000 m (rys. 4.10). Podczas dalszego procesu tarcia następuje stabilizacja przebiegu zużywania. Odzwierciedleniem uzyskanych wartości zużycia jest wygląd powierzchni tarcia w poszczególnych zużywanych masach ściernych (rys. 4.11-4.13).

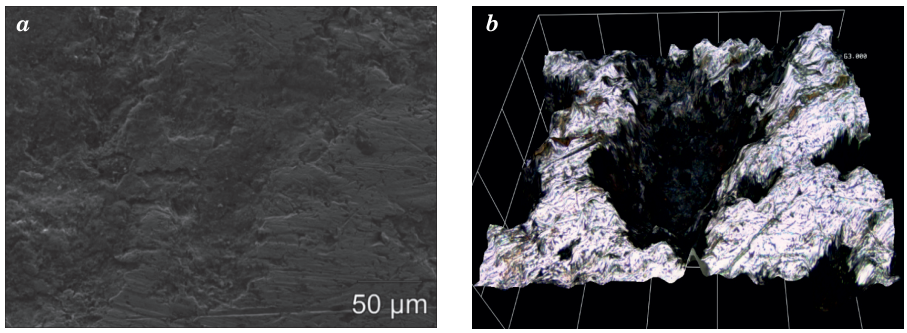
Na powierzchni próbki zużywanej w masie ściernej o uziarnieniu 0,05-2 mm (100% piasek) są widoczne ślady powstałe przez rysowanie i bruzdowanie wynikające ze ślizgania się cząstek ściernych (rys. 4.11). Pomimo niewielkiego wydłużenia cząstek ściernych miały one ograniczone możliwości toczenia się po powierzchni próbki. Ograniczenie stopni swobody ziaren ściernych wynikało z sił kohezji między licznymi małymi ziarnami ściernymi. Obciążenie próbki dodatkowo sprzyjało umacnianiu się ziaren w masie ściernej.



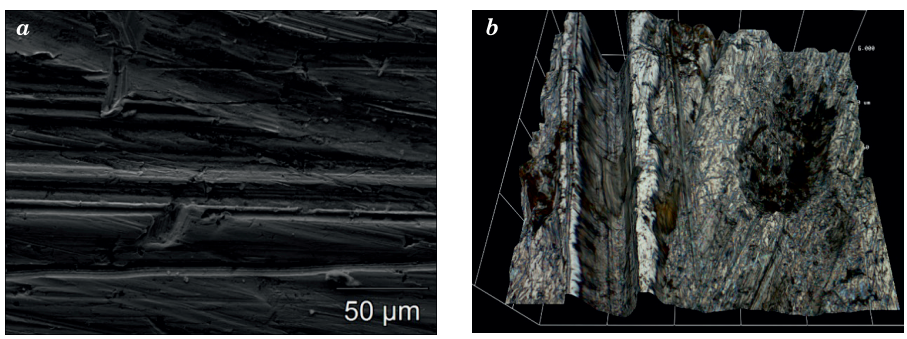

Rysunek 4.11. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o uziarnieniu 0,05-2 mm (100% piasku): *a* – fotografia SEM, *b* – model 3D powierzchni
Źródło: opracowanie własne.

W masie ściernej o uziarnieniu 2-16 mm (100% żwiru) dominowały ziarna o kształcie zaokrąglonym, a brak drobniejszych ziaren ściernych powodował, że były one luźno rozmieszczone i mogły się przetaczać po powierzchni próbki, oddziałując na nią przez uderzanie. Taki rodzaj oddziaływania wywoływał lokalne zmęczenie powierzchni i odłupywanie cząstek materiału (rys. 4.12). Nagły wzrost wartości zużycia widoczny na rysunku 4.10 wskazuje, że do zjawiska odłupywania dochodziło już po ok. 2 km drogi tarcia.

W masie ściernej o uziarnieniu 0-16 mm, zawierającej zarówno ziarna duże, jak i małe, zjawisko zmęczenia materiału nie występuje już tak wyraźnie (rys. 4.13). Tłumaczyć to można tym, że mniejsze cząstki ścierne, wnikając w przestrzenie między cząstkami dużymi, klinują je i ograniczają możliwość ich przetaczania się po powierzchni. W tym przypadku ponownie dochodzi do zużywania ziarnami umocnionymi, co jest widoczne w postaci rys i bruzd na powierzchni materiału. Widoczne są również niewielkie ślady zużycia zmęczeniowego.




Rysunek 4.12. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o uziarnieniu 2-16 mm (100% żwiru): *a* – fotografia SEM, *b* – model 3D powierzchni
Źródło: opracowanie własne.

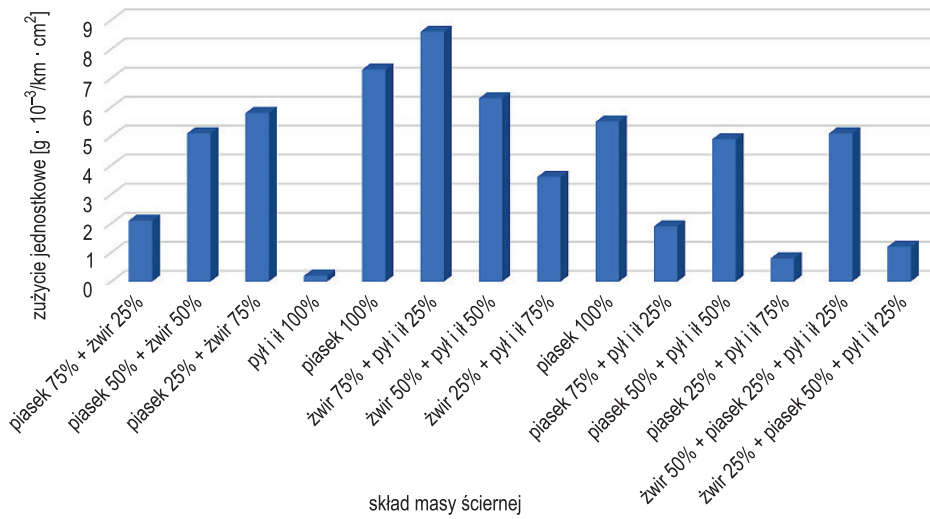



Rysunek 4.13. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o uziarnieniu 0,05-16 mm *a* – fotografia SEM, *b* – model 3D powierzchni
Źródło: opracowanie własne.

W celu pełniejszego opisania zjawisk zużycia w zróżnicowanych masach glebowych do badanych frakcji glebowych wprowadzono cząstki o uziarnieniu poniżej 0,05 mm (pyły i iły). Wyniki zużycia jednostkowego stali 38GSA w przygotowanych masach ściernych przedstawiono na rysunku 4.14.

Największym oddziaływaniem zużyciowym charakteryzowała się masa ścierna określana jako mieszanina żwiru (75%) z pyłami i iłami (25%). Jej oddziaływanie zużyciowe było większe niż 100% żwiru. Zwiększanie w tej masie ściernej udziału pyłu i iłu obniżało jej oddziaływanie ścierne. W przypadku masy ściernej zawierającej 25% żwiru i 75% pyłów i iłów jej oddziaływanie ścierne było 2,38 razy mniejsze niż mieszanki 75% żwiru i 25% pyłów i iłów.

Odmiennie wpływał dodatek pyłów i iłów na zużyciowe oddziaływania piasku. Dodatek do piasku pyłów i iłów w ilości 25% i 75% znacznie obniżał zużycie ścierne próbek w odniesieniu do 100% piasku, natomiast dodatek pyłów i iłów w ilości 50% również obniżał zużycie, lecz w znacznie mniejszym stopniu. Masa ścierna składająca się z frakcji pylastej i ilastej powodowała najmniejsze zużycie masowe badanej stali.



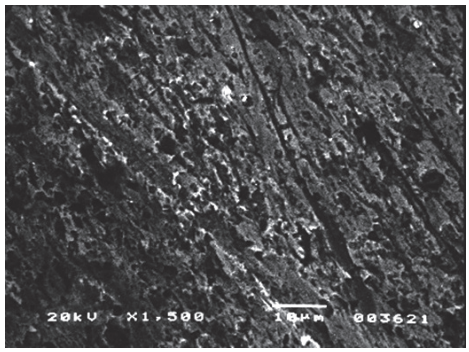

Rysunek 4.14. Zużycie jednostkowe stali 38GSA w różnych masach ściernych
Źródło: opracowanie własne.

Na rysunkach 4.15-4.22 przedstawiono wygląd powierzchni próbek zużywanych w glebowych masach ściernych o zróżnicowanym uziarnieniu.

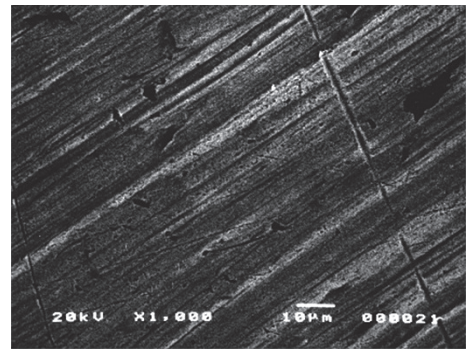
Analizując powierzchnię badanych próbek zużywanych w zróżnicowanych glebowych masach ściernych, można stwierdzić, że w masie ściernej składającej się głównie z frakcji żwirowej dominują procesy zużycia zmęczeniowego powierzchni (rys. 4.12), dodatek fakcji pylastej i ilastej powoduje, że dodatkowo występuje proces bruzdowania powierzchni (rys. 4.15). Masa ścierna zawierająca 100% frakcji piaszczystej powoduje, oprócz procesów zmęczeniowych, również procesy bruzdowania. Zwiększenie udziału pyłów i iłów w masie ściernej (piasku) do 50% intensyfikuje procesy bruzdowania (rys. 4.22) przez umacnianie ziaren ściernych. Dalsze zwiększanie zawartości frakcji pylastych w masie ściernej skutkuje obniżeniem zużycia masowego.

Intensywność zużywania badanej stali w mieszaninach frakcji glebowych jest większa od intensywności zużywania w poszczególnych frakcjach glebowych. Jest to związane z synergicznym oddziaływaniem całej masy glebowej, a nie pojedynczych ziaren ściernych. Drobne cząstki to przeważnie ziarna kwarcu i amorficznej krzemionki, które przez ograniczenie stopni swobody zwiększają rzeczywistą powierzchnię tarcia.

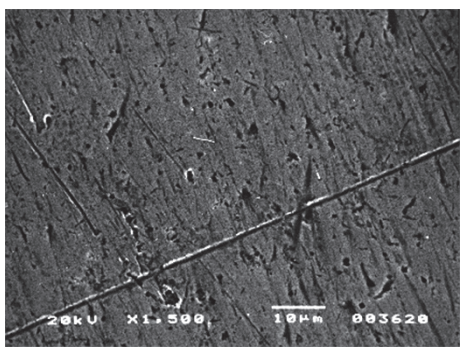
Uzyskane wyniki z badań elementarnych procesów zużywania w naturalnych masach ściernych umożliwiły wyszczególnienie trzech rodzajów elementarnych zjawisk zużywania stali w masie glebowej, tj. zużywania prostego (przez rysowanie i mikroskrawanie), zmęczeniowego oraz odkształcenia plastycznego (bruzdowania). W mieszaninach frakcji glebowych rodzaj dominującego zużycia zależy od zawartości objętościowej danej frakcji w składzie masy glebowej.



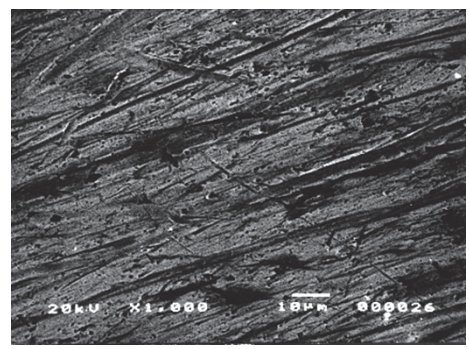

Rysunek 4.15. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie żwir 75% + pył i ił 25%
Źródło: opracowanie własne.



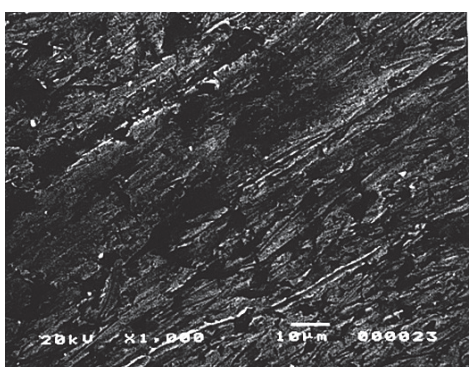

Rysunek 4.16. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie piasek 75% + pył i ił 25%
Źródło: opracowanie własne.



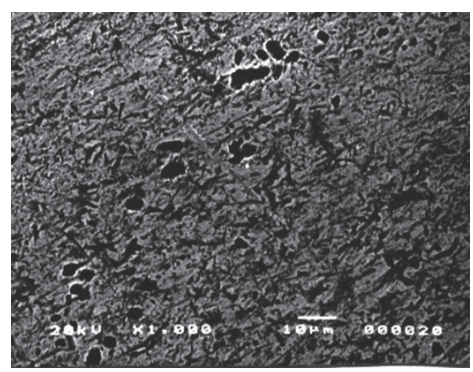

Rysunek 4.17. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie pył i ił 100%
Źródło: opracowanie własne.



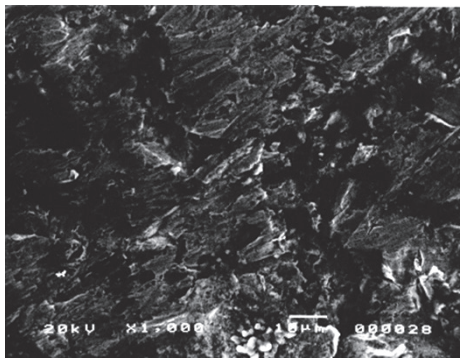

Rysunek 4.18. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie żwir 75% + piasek 25%
Źródło: opracowanie własne.



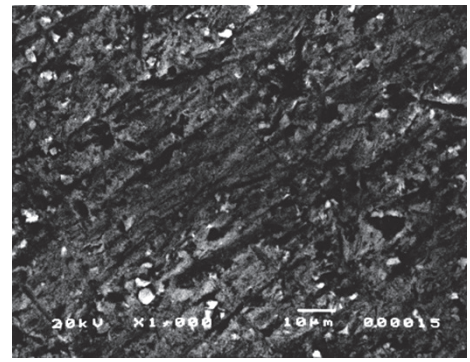

Rysunek 4.19. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie żwir 50% + piasek 50%
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 4.20. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie pył i ił 75% + piasek 25%
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 4.21. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie żwir 25% + piasek 75%
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 4.22. Powierzchnia próbki zużywanej w masie ściernej o składzie piasek 50% + pył i ił 50%
Źródło: opracowanie własne.

Zużywanie proste, mimo że jest dominujące w glebach z dużą zawartością frakcji żwirowych, to może także zachodzić w pewnych stanach w glebach gliniastych zawierających pojedyncze ziarna frakcji żwiru i piasku. Zawartość frakcji iłu i pyłu oraz piasku może wpływać na wyraźniejsze dominowanie danego procesu tarcia, np. przez dodanie do żwiru pyłu i iłu w objętości 25% wystąpiły intensywniejsze procesy zużycia niż w samym żwirze. W przypadku mieszaniny żwiru z piaskiem wraz z zawartością piasku wzrasta udział zużywania przez wielocyklowe zmęczenie powierzchni w stosunku do mikroskrawania

Postulaty dotyczące kształtowania warstwy wierzchniej wyprowadzone z uzyskanych wartości zużywania oraz analizy elementarnych zjawisk zużywania wskazują na konieczność odmiennego, w zależności od rodzaju masy glebowej, wytwarzania elementów roboczych. Uzyskane dane wskazują na konieczność znormalizowania badań nad zużywaniem w zróżnicowanych frakcjach glebowych. Badania w jednorodnych masach ściernych nie odzwierciedlają rzeczywistych procesów tarcia w naturalnych warunkach eksploatacji.

## 4.5. Podsumowanie

Podsumowując przedstawione wyniki badań nad wpływem wybranych właściwości fizycznych gleby na proces zużywania stali, można stwierdzić, że:

1. Intensywność zużywania stali w mieszaninach frakcji glebowych jest większa od intensywności zużywania w poszczególnych frakcjach glebowych. Jest to związane z synergicznym oddziaływaniem całej masy glebowej, a nie pojedynczych ziaren ściernych. Drobne cząstki to przeważnie ziarna kwarcu i amorficznej krzemionki, które przez ograniczenie stopni swobody zwiększają rzeczywistą powierzchnię tarcia. Postulat powszechnie reprezentowany

w literaturze dotyczący sposobu zużywania w zależności od twardości materiału i geometrii ziaren ściernych w przypadku zużywania w glebowej masie ściernej ma ograniczone znaczenie.

2. W mieszaninach frakcji glebowych rodzaj dominującego zużycia zależy od zawartości objętościowej danej frakcji w składzie masy glebowej. Zużywanie proste, mimo że jest dominujące w glebach z dużą zawartością frakcji żwirowych, to może także zachodzić w pewnych stanach w glebach gliniastych zawierających pojedyncze ziarna frakcji żwiru i piasku. Zawartość frakcji iłu i pyłu oraz piasku może wpływać na wyraźniejsze dominowanie danego procesu tarcia.

**Literatura**


Al-Rousan T., Masad E., Tutumluer E., Pan T. 2007. *Evaluation of image analysis techniques for quantifying aggregate shape characteristics.* Construction and Building Materials, 21: 978–990.

*Badanie i modelowanie procesów zużywania ściernego i zmęczeniowego.* 2014. Red. J. Napiórkowski. Wydawnictwo UWM, Olsztyn.

Bayhan Y. 2006. *Reduction of wear via hardfacing of chisel ploughshare*. Tribology International, 39: 570–574.

Bhakat A.K., Mishra A.K., Mishra N.S. 2007. *Characterization of wear and metallurgical properties for development of agricultural grade steel suitable in specific soil conditions.* Wear, 263(1-6): 228-233.

Choteborský R., Linda M. 2016. *Determination of chemical content of soil particle for abrasive wear test*. Agronomy Research, 14(S1): 975–983.

Fang L., Liu W., Du D., Zhang X., Xue Q. 2004. *Predicting three-body abrasive wear using Monte Carlo methods*. Wear, 256(7-8): 685–694.

Ferreira T., Rasband W. 2012. *ImageJ user guide*. IJ 1.46r. https://imagej.nih.gov/ij/docs/guide/user-guide.pdf.

Gościański M., Łabęcki M., Kapcińska D. 2007. *Badania tribologiczne, wytrzymałościowe i strukturalne wybranych materiałów stosowanych na elementy maszyn rolniczych pracujące w glebie.* Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 52(2): 43-51.

Hutchings I.M. 1992. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials.* Edward Arnold, London.

*Klasyfikacja uziarnienia gleb i tworów mineralnych*. 2009. Roczniki Gleboznawcze, LX(2): 5-16.

Masen M.A., de Rooij M.B., Schipper D.J. 2005. *Micro-contact based modelling of abrasive wear.* Wear, 258(1-4): 339–348.

Mikołajczak P., Napiórkowski J. 2016. *Analysing the reliability of working parts operating in abrasive soil pulp taking into consideration confounding factors.* Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 18(4): 544–551. http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.4.9.

Misra A., Finnie I. 1980. *On the size effect in abrasive and erosive wear.* Wear, 65: 359–373.

Napiórkowski J. 2005. *Zużyciowe oddziaływanie gleby na elementy robocze narzędzi rolniczych*. Inżynieria Rolnicza, 12(72).

Napiórkowski J., Lemecha M., Ligier K. 2015. *The analysis of tribological properties of niobium welded in the abrasive soil mass*. Tribologia 3: 109-120.

Pellegrin D.V. de, Corbin N.D., Baldoni G., Torrance A.A. 2009a. *Diamond particle shape: Its measurement and influence in abrasive wear.* Tribology International, 42: 160–168.

Pellegrin D.V. de, Stachowiak G. 2005. *Simulation of three-dimensional abrasive particles.* Wear, 258(1-4): 208–216.

Pellegrin D.V. de, Torrance A.A., Haran E. 2009b. *Wear mechanisms and scale effects in two body abrasion*. Wear, 266(1-2): 13–20.

PN-EN 932-3:1999. *Tests for general properties of aggregates*. Part 3. *Procedure and terminology for simplified petrographic description*.
PN-EN 933-1:2012. *Tests for geometrical properties of aggregates*. Part 1. *Determination of particle size distribution - Sieving method*.
PN-EN ISO 6507-1:2018-05. *Metale. Pomiar twardości sposobem Vickersa*. Część 1. *Metoda badania*.
Sin H., Saka N., Suh N.P. 1979. *Abrasive wear mechanisms and the grit size effect*. Wear, 55(1): 163–190.
Stachowiak G.W. 1998. *Numerical characterization of wear particles morphology and angularity of particles and surfaces*. Tribology International, 31(1–3): 139–157.
Stachowiak G.B., Stachowiak G.W. 2001. *The effects of particle characteristics on three-body abrasive wear*. Wear, 249: 201–207.
Stachowiak G.W. 2000. *Particle angularity and its relationship to abrasive and erosive wear*. Wear, 241: 214–219.
Stachowiak G.W., Podsiadlo P. 2001. *Characterization and classification of wear particles and surfaces*. Wear, 249: 194–200.
Stachowiak G.W., Batchelor A.W. 2005. *Engineering tribology*. Wyd. 3. Elsevier Butterworth-Heinemann, Amsterdam, Boston.
Torrance A.A. 2005. *Modelling abrasive wear*. Wear, 258(1-4): 281–293.
Woldman M., van der Heide E., Schipper D.J., Tinga T., Masen M.A. 2012. *Investigating the influence of sand particle properties on abrasive wear behavior*. Wear, 294–295: 419–426.
Xie Y., Bhushan B. 1996. *Effects of particle size, polishing pad and contact pressure in free abrasive polishing*. Wear, 200: 281–295.
Xie Y., Williams J.A. 1996. *The prediction of friction and wear when a soft surface slides against a harder rough surface*. Wear, 196(1-2): 21–34.
Zum Gahr K.H. 1988. *Modelling of two-body abrasive wear*. Wear, 124(1): 87–103.

## ANALIZA WPŁYWU ZDETERMINOWANYCH WARUNKÓW GLEBOWYCH NA PROCES ZUŻYWANIA STALI

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań nad wpływem zdeterminowanych warunków glebowych na proces zużywania stali. Badania laboratoryjne prowadzono metodą wirującej misy. W badaniach wykorzystano odpowiednio przygotowane zróżnicowane pod względem uziarnienia naturalne masy glebowe. Badano intensywność zużycia stali 38GSA powszechnie stosowanej na narzędzia rolnicze. Określono wpływ wielkości ziaren ściernych gleby na przebieg procesu zużywania stali. Zaobserwowano, że największym oddziaływaniem zużyciowym na stal 38GSA charakteryzowała się masa ścierna określana jako mieszanina żwiru (75%) z pyłami i iłami (25%). Jej oddziaływanie zużyciowe było większe niż 100% żwiru. Odmiennie wpływał dodatek pyłów i iłów na zużyciowe oddziaływania piasku. Dodatek do piasku pyłów i iłów w ilości 25% i 75% obniżał zużycie ścierne próbek w odniesieniu do 100% piasku. Masa ścierna składająca się tylko z frakcji pylastej i ilastej powodowała najmniejsze zużycie masowe badanej stali. Intensywność zużywania badanej stali w mieszaninach frakcji glebowych jest większa od intensywności zużywania w poszczególnych frakcjach glebowych.

# ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF DETERMINED SOIL CONDITIONS ON THE STEEL WEAR PROCESS


## Abstract

In the paper there were presented analysis of the effect of graining and the size of abrasive soil mass grains on the wearing process. The tests were carried out on 38GSA steel used for working parts exposed to abrasive wear. Friction tests were performed under laboratory conditions using the "spinning bowl" method. The research was conducted in natural soil abrasive mass. The highest wear impact was demonstrated by the abrasive mass specified as a mix of gravel (75%) with dust and clay (25%). Its wear impact was higher than for 100% gravel. The addition of dust and clay had a different effect on the wear impact of sand. An addition of dust and clay to the sand in the amount of 25% and 75% significantly reduced the abrasive wear of samples compared to 100% sand, while an addition of dust and clay in the amount of 50% also reduced wear, but to a much lower degree. The abrasive mass consisting of a dust and clay fraction resulted in the lowest mass loss of the examined steel. The wear rate of the steel in mixes of soil fractions is higher than the intensity of wear in individual soil fractions.

Jerzy Napiórkowski[1], Magdalena Lemecha[2], Krzysztof Ligier[3]

ROZDZIAŁ 5

# BADANIA NAD ZUŻYWANIEM ŚCIERNYM STALI STOSOWANYCH NA ELEMENTY ROBOCZE DO UPRAWY GLEBY

## 5.1. Wprowadzenie

Celem zabiegów uprawowych jest utrzymanie gleby, jej właściwości fizyko-mechanicznych, tak aby korzystnie wpływały na jej żyzność i urodzajność, a co za tym idzie utrzymanie jej zdolności do dostarczania roślinom powietrza, wody, składników pokarmowych i ciepła. Klasyczna uprawa gleby obejmuje orkę, bronowanie, kultywatorowanie i wałowanie.

W nowoczesnym rolnictwie pojawiają się nowe tendencje, pomysły dotyczące zminimalizowania w jak największym stopniu uprawy gleby. Przeważnie chodzi w nich o to, aby zmniejszyć ich energochłonność i zmniejszyć liczbę przejazdów po polu, które negatywnie wpływają na glebę.

Ważnym, a zarazem bardzo trudnym, wyzwaniem jest odpowiednie dobranie materiałów, z których producenci wytwarzają elementy robocze. Wynika to z warunków, w jakich są użytkowane, podlegają ciągłemu zużyciowemu oddziaływaniu gleby i są narażone na uszkodzenia wynikające z uderzeń o kamienie osadzone w glebie (Białobrzeska, Kostencki 2015; Goel i in. 2012), dlatego jest ważne, aby elementy robocze maszyn rolniczych były dostatecznie trwałe, gdyż zależy od tego ich niezawodność. Awaria elementu powoduje straty czasu podczas uprawy, a w tym straty ekonomiczne. Dobór postaci konstrukcyjno-technologicznych elementów uprawowych oraz planowanie przebiegu eksploatacji jest możliwe wówczas, gdy jest znany przebieg wyczerpywania się ich zasobu użytkowego w ustalonym czasie i warunkach. Poznanie procesu degradacji elementu roboczego sprowadza się do identyfikacji strukturalnej, funkcjonalnej i rozwojowej systemu bioagrotechnicznego. Specyfika sytemu bioagrotechnicznego jest uwarunkowana wzajemnym przenikaniem charakterystyk technicznych elementu roboczego, losowością czynnika biologicznego jakim jest gleba oraz oddziaływaniem wymuszeń agrotechnicznych wynikających z prac uprawowych.

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: jerzy.napiorkowski@uwm.edu.pl.

[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: magdalena.lemecha@uwm.edu.pl.

[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: krzysztof.ligier@uwm.edu.pl.

Proces degradacji elementu roboczego w glebie należy do klasy procesów naturalnych (Napiórkowski 2005). Oprócz procesów niesterowalnych, na których przebieg nie można wpłynąć, występują również procesy sterowalne. Zakres sterowalności zależy od stopnia znajomości procesów naturalnych oraz możliwości wpływu na ich przebieg. Z tych powodów proces poznawczy wymaga zidentyfikowania relacji oddziaływania zużyciowego gleby przez opisanie wielkości charakteryzujących właściwości masy ściernej istotnie kształtujących proces zużywania. Relacje te powinny umożliwić zdefiniowanie wymagań dotyczących warstw wierzchnich dla danych wymuszeń glebowych, w szczególności rodzaju gleby.

Wiele ośrodków naukowych prowadzi badania nad materiałami stosowanymi na elementy robocze narzędzi czy maszyn obrabiających glebę (Dudziński i in. 2014; Hermandez i in. 2015; Kopcińska-Popowska 2011). Dotychczas wykazano, że o przebiegu zużywania w tak specyficznym ośrodku ściernym decyduje konstrukcja elementu roboczego, jego skład chemiczny i mikrostruktura oraz twardość i odporność na odkształcenia. Istotne też są właściwości masy glebowej, w tym przede wszystkim odczyn, zwięzłość, uziarnienie i zawartość wody. Dotychczasowe poszukiwania materiałów konstrukcyjnych odpowiednich do użytkowania w danych warunkach glebowych odbywają się w następujących grupach materiałów (Napiórkowski i in. 2011, *Badanie i modelowanie procesów…* 2014):
– niskostopowe stale martenzytyczne;
– stale borowe;
– stale odporne na zużycie ścierne;
– napoiny wielowarstwowe na bazie metali przejściowych i pierwiastków amfoterycznych;
– węgliki spiekane.

Celem pracy jest opisanie relacji w procesie zużywania stali w aspekcie oddziaływania gleby na podstawie wyników eksperymentów przeprowadzonych w warunkach laboratoryjnych.

## 5.2. Zagadnienie doboru stali na elementy robocze

Stal w większości przypadków jest głównym materiałem konstrukcyjnym stosowanym do produkcji elementów roboczych obrabiających maszyn i narzędzi. Jest to spowodowane z jednej strony relacją kosztów wytworzenia materiałów odpornych na zużycie, a z drugiej uniwersalnością zastosowania, łatwością obróbki skrawaniem, dobrą spawalnością oraz ciągle podnoszonymi właściwościami mechanicznymi stali (Cobb 2010; Kołakowski 2015). O właściwościach stali decyduje jej struktura, która jest wynikiem określonej obróbki cieplnej lub cieplno-plastycznej. Wnioskuje się, że skład chemiczny, mikrostruktura stali, jej twardość i pozostałe właściwości mechaniczne mają istotny wpływ na odporność na zużywanie stali w glebowej masie ściernej.

Skład chemiczny materiału, technologia wytwarzania oraz obróbka cieplna powinny być tak dobrane, aby zapewnić materiałowi zarówno wysoką odporność na ścieranie, jak i możliwie największą wytrzymałość na uderzenia. Twardość była i pozostaje jednym z najbardziej rozpowszechnionych wskaźników właściwości mechanicznych warstwy powierzchniowej części materiału. W wielu badaniach wskazano na wyraźne zależności odporności na zużycie materiałów od ich twardości w warunkach zużycia z przeważającym mechanicznym zniszczeniem warstwy powierzchniowej z udziałem twardych i ostrych cząstek ściernych. Wyniki badań nad odpornością na zużycie ścierne stali węglowych w większości są podobne: odporność na zużycie stali zwiększa się z zawartością węgla oraz jej twardością. Zależność odporności na zużycie czystych metali od ich twardości $H_m$ opisuje się równaniem Chruszczowa i Babiczewa (za Napiórkowskim 2005):

$$Z = 0{,}135\, H_m \tag{5.1}$$

Podczas tych samych badań wskazano na związek między odpornością na zużycie a modułem sprężystości wzdłużnej $E$:

$$Z = 0{,}49 \cdot 10^{-4} E^{1{,}3} \tag{5.2}$$

Podczas badania czystych metali w piasku kwarcowym nie potwierdzono przedstawionych zależności. W badaniach przeprowadzonych w mieszaninie korundu i piasku uzyskano znaczne zróżnicowanie intensywności zużycia czystych metali w zależności od ich twardości. Wyznaczono empiryczną zależność intensywności zużywania $Z$ od twardości technicznie czystych metali $H_m$ w piasku kwarcowym w postaci:

$$Z = 0{,}3H_m + 3{,}4(e^{12{,}6 \cdot 10^{-3}H} - 1) \tag{5.3}$$

Doświadczenia własne (Napiórkowski i in. 2019) wskazują, że twardość nie może jednoznacznie charakteryzować odporności na zużywanie materiałów konstrukcyjnych w glebie. Wskazano podwójny charakter oddziaływania twardości materiałów i odporności na zużycie. Z jednej strony twardość jest funkcją parametrów wytrzymałościowych materiałów, z drugiej występuje jako czynnik procesu zużywania określający poziom naprężeń kontaktowych w mikroobjętościach warstwy powierzchniowej. Na przykład wykazano, że zwiększenie twardości stali z 40 HRC do 50 HRC powoduje znaczne obniżenie intensywności zużywania w glebie piaszczystej. Wykonano także próby uszeregowania intensywności struktur odpornych na zużywanie w środowiskach ściernych następująco: ferryt, perlit, martenzyt, martenzyt + austenit, austenit lub martenzyt i związki węglików.

Wzrost zawartości węgla w stali podnosi jej odporność na zużywanie naturalne, ale prowadzi do obniżenia udarności. Zasadniczym ograniczeniem zwiększania zawartości węgla są trudności w obróbce plastycznej, dlatego zauważa się tendencję do obniżania zawartości węgla na rzecz takich dodatków węgliko-

twórczych, jak bor i wanad. Dodatek boru powoduje tworzenie borków, które znacznie podnoszą odporność na zużywanie ścierne. Zestawienie najczęściej stosowanych stali z zawartością boru przedstawiono w tabeli 5.1. Do pierwiastków podnoszących odporność na zużywanie ścierne należą krzem i mangan. Dodatek chromu z manganem powoduje polepszenie właściwości warstwy wierzchniej w wyniku odpowiednio przeprowadzonej obróbki cieplnej. Wymienione pierwiastki nie zapewniają odpowiedniej udarności, dlatego są wprowadzane mikrododatki w postaci aluminium i niklu. Tworzą one fazy węglikowe lub azotkowe o dużej dyspersji, lokujące się na granicach ziaren stali i przeciwdziałające rozrostowi ziaren. Stal drobnoziarnista ma dwukrotnie większą udarność na uderzenie niż stal bez mikrododatków (Łabęcki i in. 2007; Napiórkowski i in. 2016).

Tabela 5.1. Skład chemiczny (maksymalne wartości wagowe) wybranych gatunków stali odpornych na zużycie ścierne

| Gatunek stali | Grubość blachy [mm] | C | Si | Mn | P | S | Cr | Ni | Mo | B |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| HARDOX 400 | 8÷20 | 0,15 | 0,70 | 1,60 | 0,025 | 0,010 | 0,50 | 0,25 | 0,25 | 0,004 |
| HARDOX 450 | 8÷20 | 0,21 | 0,70 | 1,60 | 0,025 | 0,010 | 0,50 | 0,25 | 0,25 | 0,004 |
| HARDOX 500 | (13)÷32 | 0,29 | 0,70 | 1,60 | 0,025 | 0,010 | 1,00 | 0,50 | 0,30 | 0,004 |
| HARDOX 600 | (30)÷50 | 0,47 | 0,70 | 1,00 | 0,015 | 0,010 | 1,20 | 2,50 | 0,80 | 0,004 |
| HARDOX EXTREME | 8÷19 | 0,47 | 0,50 | 1,40 | 0,015 | 0,010 | 1,20 | 2,50 | 0,80 | 0,005 |
| RAEX 400 | 5÷12 | 0,25 | 0,70 | 1,70 | 0,025 | 0,015 | 1,50 | 0,70 | 0,50 | 0,005 |
| RAEX 450 | 6÷30 | 0,26 | 0,70 | 1,70 | 0,025 | 0,015 | 1,00 | 0,70 | 0,50 | 0,005 |
| RAEX 500 | 5÷60 | 0,30 | 0,70 | 1,70 | 0,025 | 0,015 | 1,00 | 0,80 | 0,50 | 0,005 |
| XAR 400 | maks. 100 | 0,22 | 0,80 | 1,50 | 0,025 | 0,010 | 1,30 | 1,50 | 0,50 | 0,005 |
| XAR 450 | maks. 100 | 0,28 | 0,80 | 1,50 | 0,025 | 0,010 | 1,00 | 1,50 | 0,50 | 0,005 |
| XAR 500 | maks. 100 | 0,35 | 0,80 | 1,50 | 0,025 | 0,010 | 1,30 | 1.50 | 0,50 | 0,005 |
| XAR 550 | maks. 100 | 0,40 | 0,80 | 1,50 | 0,025 | 0,010 | 1,50 | 1,50 | 0,50 | 0,005 |
| XAR 600 | maks. 100 | 0,40 | 0,80 | 1,50 | 0,025 | 0,010 | 1,50 | 1,50 | 0,50 | 0,004 |
| BRINAR 500 | 8÷30 | 0,28 | 0,80 | 1,50 | 0,020 | 0,005 | 1,50 | -- | 0,40 | 0,008 |
| CREUSABRO 4800 | 0÷12 | 0,20 | --- | 1,60 | 0,018 | 0,005 | 1,90 | 0,20 | 0,40 | 0,004 |
| CREUSABRO 8000 | 0÷12 | 0,28 | --- | 1,60 | 0,015 | 0,005 | 1,60 | 0,40 | 0,20 | 0,004 |
| B27Cr | 6÷80 | 0,27 | 0,25 | 1,20 | 0,025 | 0,04 | 0,50 | -- | -- | 0,002 |
| 27MnCrB5-2 (TBL) | maks. 100 | 0,30 | 0,40 | 1,30 | 0,04 | 0,04 | 0,50 | -- | -- | 0,004 |
| 35MnB5 (TBL PLUS) | maks. 12 | 0,38 | 0,40 | 1,50 | 0,04 | 0,03 | 0,50 | -- | -- | 0,004 |

Uzyskanie odpowiedniej twardości i struktury materiału elementu roboczego jest uwarunkowane jego obróbką cieplną. Najczęściej stosuje się hartowanie objętościowe i odpuszczanie dające strukturę martenzytu odpuszczonego w całym przekroju elementu. Stosuje się także hartowanie powierzchniowe i odpuszczanie, podczas którego są utwardzane wybrane fragmenty elementu roboczego.

Struktura tak obrobionego elementu składa się z martenzytu lub martenzytu odpuszczonego, fragmentu nieobrobionego zaś z perlitu i ferrytu. Wykonano także próby hartowania promieniami lasera (Napiórkowski i in. 2018). Uzyskiwane w ten sposób powierzchnie charakteryzowały się większą twardością oraz lepszą strukturą. Po takiej obróbce nie uzyskano jednak istotnej zmiany odporności na zużycie.

Z punktu widzenia materiałowego materiał na elementy robocze obrabiające glebę powinien być dobierany według następujących kryteriów: odporność na zużywanie ścierne, odporność na obciążenia o charakterze losowym, jednorodność mikrostruktury i właściwości na całym przekroju elementu, możliwość łączenia technikami spawalniczymi, odporność na procesy degradacyjne wynikające ze zmian korozyjnych lub starzeniowych (Konat i in. 2016; Pertek-Owsiana i in. 2014). Powstaje zatem pytanie, czy proponowane do zastosowań w obróbce gleby stale charakteryzują się właściwościami przeciwzużyciowymi na zbliżonym poziomie wartości.

## 5.3. Metody badawcze

Badania własne nad zużyciem w glebowej masie ściernej przeprowadzono dwuetapowo. Na pierwszym etapie przebadano wpływ obróbki cieplnej na przebieg zużywania stali na lemiesze 38GSA. W drugim etapie przedstawiono wyniki badań zużycia czterech stali z borem odpornych na zużycie ścierne.

Przygotowano po 5 próbek dla każdego z wariantów badań. Próbki laboratoryjne wycięto wysokoenergetycznym strumieniem wody ze ścierniwem. Badania odporności na zużywanie ścierne przeprowadzono metodą „wirującej misy" z wykorzystaniem urządzenia MZWM−1 (rys. 5.1) w trzech gatunkach gleb (tab. 5.2).

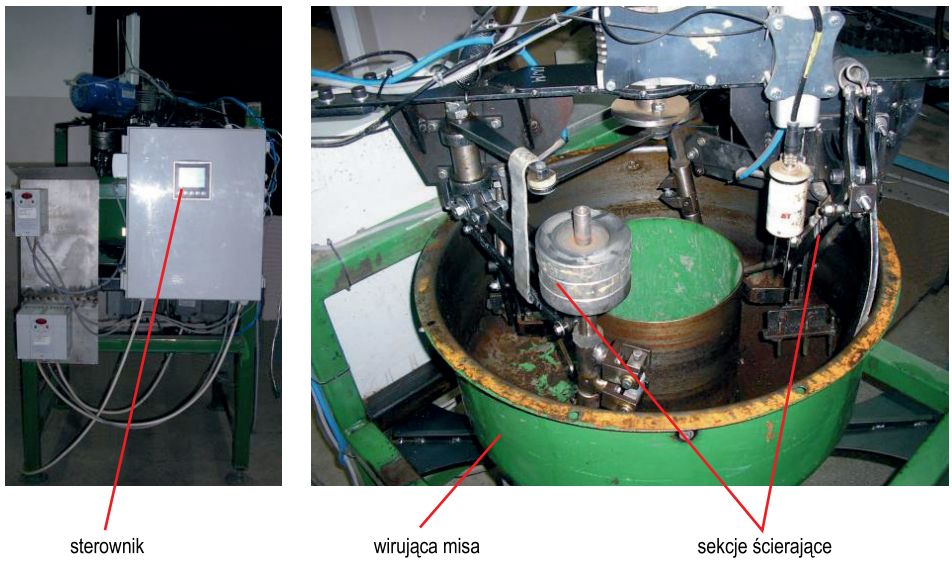
Zastosowano następujące parametry tarcia: prędkość 1,66 m/s, droga tarcia 10 000 m, nacisk jednostkowy 67 kPa. Pomiar zużycia masowego wykonywano co 2000 m. W trakcie trwania badań zapewniono lekko kwaśny odczyn gleby (pH = 6,4-6,8), który mierzono metodą elektrometryczną miernikiem EpH-117/118 firmy Alsmeer-Holland. Chropowatość badano przyrządem do pomiaru chropowatości Hommel-Etamic T1000, zgodnie z normami ISO 25178 oraz ISO 4287.

Wilgotność gleby wyznaczono metodą suszarkową za pomocą pomiaru masy fazy stałej, wysuszonej w temperaturze 105°C, stosując następującą zależność:

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_2 - m_n} \cdot 100\% \tag{5.4}$$

gdzie:

$W$ – wilgotność [%],
$m_1$ – masa próbki gleby przed wysuszeniem [g],
$m_2$ – masa próbki po wysuszeniu [g],
$m_n$ – masa pojemnika na próbkę [g].




Rysunek 5.1. Widok stanowiska do badania w glebowej masie ściernej MZWM-1
Źródło: opracowanie własne.

Tabela 5.2. Charakterystyka glebowej masy ściernej

| Rodzaj masy glebowej | Grupa granulometryczna | Zawartość frakcji [%] | | | Wilgotność wagowa [%] |
|---|---|---|---|---|---|
| | | piasku 2.00-0.05 mm | pyłu 0.050-0.002 mm | iłu < 0.002 mm | |
| Lekka | piasek gliniasty | 71,6 | 21,0 | 7,4 | 10-12 |
| Średnia | glina lekka | 54,5 | 18,5 | 27,0 | 11-14 |
| Ciężka | glina zwykła | 18,0 | 25,0 | 57,0 | 12-15 |

Źródło: opracowanie własne na podstawie klasyfikacji PTG (2008).

Przed badaniami próbki poddano szlifowaniu wykańczającemu w celu zapewnienia chropowatości $Ra$ = 0,22-0,28 µm wzdłuż płaszczyzny tarcia oraz $Ra$ = 0,32-0,42 µm w płaszczyźnie prostopadłej. Ubytek masy próbek wyznaczono na wadze laboratoryjnej Sartorius ED224S-OCE o działce elementarnej 0,0001 g. Każdy pomiar masy poprzedzało mycie próbki w myjce ultradźwiękowej. Zużycie masowe obliczono z zależności (5.3):

$$Z_{\mathrm{pw}} = m_w - m_i \quad [\mathrm{g}] \tag{5.5}$$

gdzie:

$Z_{\mathrm{pw}}$ – ubytek masy próbki po zadanej drodze tarcia $s$ [g],
$m_w$ – masa wyjściowa próbki przed próbą tarcia [g],
$m_i$ – masa próbki po przebyciu drogi tarcia $s$ [g].

Zużycie jednostkowe wyznaczono na podstawie wzoru:

$$Z_j = \frac{Zp_w}{s} \quad \left[\frac{\mathrm{g}}{\mathrm{km}}\right] \tag{5.6}$$

gdzie:

$s$ – droga tarcia [km],

Celem prowadzonych badań mikroskopowych była identyfikacja i opis mikrostruktur badanych materiałów. W celu realizacji założeń wykorzystano następującą aparaturę badawczą:

– do badań makroskopowych – mikroskop stereoskopowy SMT 800 współpracujący z aparatem cyfrowym Nikon Coolpix i kamerą cyfrową Visitron Systems;
– do badań mikroskopowych metodami mikroskopii świetlnej – mikroskop Neophot 32 sprzężony z kamerą cyfrową Visitron Systems;
– do badań metodami elektronowej mikroskopii skaningowej – mikroskop skaningowy JEOL JSM – 5800 LV. Do trawienia wyszlifowanych i wypolerowanych próbek stosowano 5-procentowy alkoholowy roztwór $HNO_3$. Skład chemiczny badano urządzeniem elektryczno-optycznym typu „BAIRD'S SPECTROVAL", który działa na zasadzie analitycznej emisji atomowej z bezpośrednim odczytem ISIS-300.

## 5.4. Niskostopowe stale martenzytyczne

W wyniku wieloletnich badań prowadzonych w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu do produkcji elementów roboczych narzędzi rolniczych w warunkach gleb Polski zaproponowano stal 38GSA. Zbliżony skład chemiczny tworzyw pośród tego typu stali jest stosowany przez większość znanych firm światowych. W badaniach własnych nad składem chemicznym lemieszy firm: Lemken, Krone, RabeVerke, Kverneland, stwierdzono, że zawartość węgla wynosi 0,18-0,57%, manganu 0,5-1,25%, krzemu 0,15-1,15%. Stal 38GSA w składzie chemicznym zawiera mikrododatki tytanu i aluminium. Według badań przeprowadzonych w PIMR – Poznań dodanie mikrododatków w postaci tych dwóch pierwiastków podnosi jej odporność na ścieranie w stosunku do porównywalnych stali o 11-35%. W tabelach 5.3 i 5.4 przedstawiono skład chemiczny stali i jej właściwości mechaniczne.

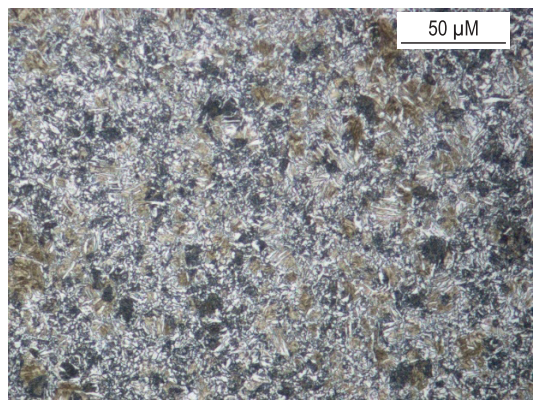
Tabela 5.3. Skład chemiczny stali 38GSA

| Oznaczenie | Skład chemiczny [%] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | P | Cr | Ti | Al |
| 38GSA | 0,28 | 0,85 | 1,12 | 0,03 | 0,15 | 0,09 | 0,04 |

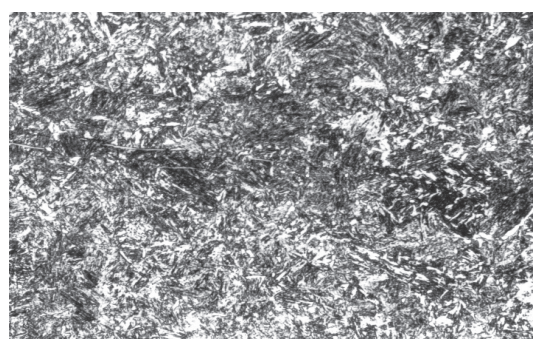
Tabela 5.4. Właściwości wytrzymałościowe stali 38GSA

| Stan stali | Średnia granica plastyczności $R_E$ [MPa] | Średnia wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ [MPa] | Średnie wydłużenie $A$ [%] | Średnia twardość [HRC] | Średnia udarność [kJ/m$^2$] |
|---|---|---|---|---|---|
| Hartowana w wodzie i odpuszczana | 1100 | 1320 | 10 | 43 | 65 |

Stal 38GSA badano w dwóch stanach obróbki cieplnej. Pierwszy z materiałów pozyskano prosto z huty – został wytworzony technologią walcowania na gorąco oraz poddany w warunkach hutniczych wyżarzaniu normalizującemu (rys. 5.2). Charakteryzuje się ona strukturą ziaren ferrytu z perlitem drobnopłytkowym z wydzieleniami martenzytu. Średnia twardość stali 420 HV10.



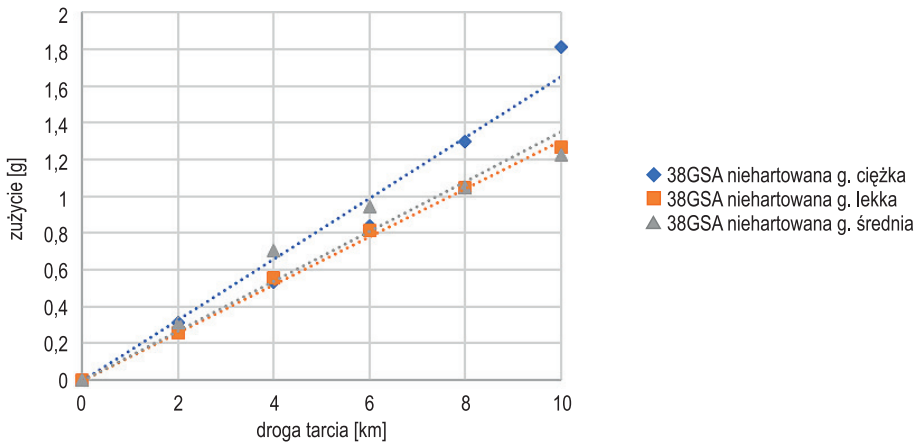

Rysunek 5.2. Mikrostruktura drobnodyspersyjnego perlitu z ziarenkami ferrytu oraz wydzieleniami martenzytu stali 38GSA w stanie dostarczenia; pow. 500×, trawiono 5-procentowym $HNO_3$ ($Mi_1Fe$), mikroskopia świetlna
Źródło: opracowanie własne.



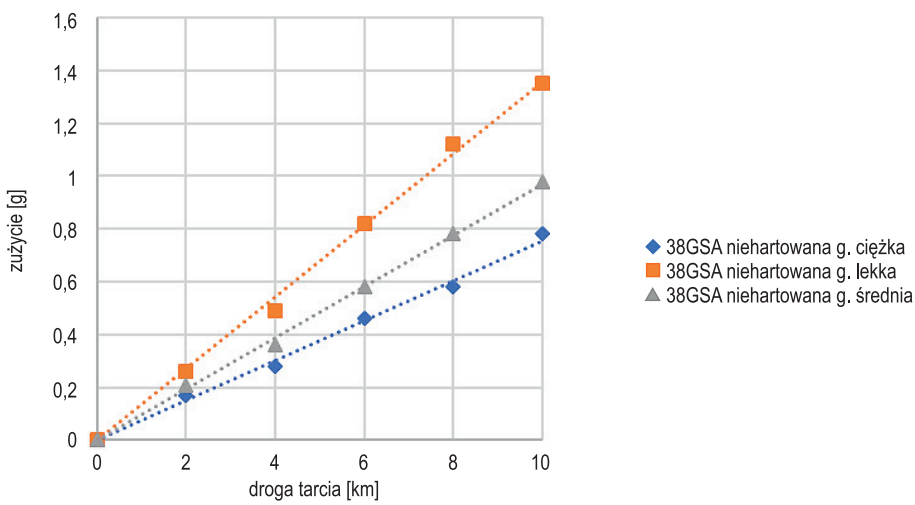
Rysunek 5.3. Martenzyt odpuszczony z bainitem stali 38GSA obrabianej cieplnie; pow. 500×, trawiono 5-procentowym $HNO_3$ ($Mi_1Fe$), mikroskopia świetlna
Źródło: opracowanie własne.

Druga postać stali 38GSA została wycięta z lemiesza płużnego Pr59. Stal ta u producenta lemieszy była poddana hartowaniu objętościowemu i odpuszczaniu. Po odpuszczaniu chłodzono ją na wolnym powietrzu (rys. 5.3). Parametry obróbki cieplnej dobrano na podstawie normy branżowej BN-85/0642-48. W stanie zahartowanym i odpuszczonym charakteryzuje się ona strukturą drobnolistwowego martenzytu odpuszczania oraz bainitu. Średnia twardość stali 488 HV10.

Przebieg zużycia stali 38GSA poddanej zróżnicowanej obróbce cieplnej w zależności od rodzaju gleby przedstawiono na rysunkach 5.4 i 5.5.




Rysunek 5.4. Przebieg zużywania stali 38GSA w stanie dostarczenia w zróżnicowanych warunkach glebowych
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 5.5. Przebieg zużywania stali 38GSA w stanie po obróbce cieplnej w zróżnicowanych warunkach glebowych
Źródło: opracowanie własne.

Rozpatrując poszczególne wskaźniki utraty masy próbek na drodze tarcia 10 000 m, można stwierdzić odmienny przebieg zużywania badanych stali w zależności od rodzaju gleby. Przeprowadzenie hartowania z odpuszczaniem przyczyniło się do ponad 2-krotnego zmniejszenia zużycia stali w glebie ciężkiej (spadek zużycia o ok. 1 g). Z kolei w glebie średniej zastosowanie stali o dodatkowo przeprowadzonej obróbce cieplej spowodowało zmniejszenie zużycia o ok. 22%. W przypadku gleb lekkich natomiast nie stwierdzono znaczących zmian w zużywaniu stali. Do zastosowania w przypadku obróbki gleb ciężkich zalecane jest zatem stosowanie stali o strukturze martenzytu odpuszczonego i bainitu. W pierwszym przypadku występują twarde węgliki o różnej postaci od $Fe_2C$ do $Fe_{2,3}C$. W drugim natomiast występują przesycony ferryt i wydzielenia węglików, twardsze od martenzytu, mniej wytrzymałe, ale bardziej plastyczne. Bainit w stosunku do martenzytu ma większą plastyczność i udarność, wyższą o 20-30% odporność na ścieranie w glebie i podczas tarcia o stal. Udarność bainitu o twardości 40-48 HRC jest zwykle 2-3-krotnie wyższa w stosunku do martenzytu odpuszczonego o tej samej twardości. Struktura taka zapewnia odporność na intensywne zużywanie przez bruzdowanie lub mikroskrawanie umocowanych ziaren piasku w ile i pyle, stanowiących dominującą frakcję glebową w przypadku gleb średnich i ciężkich. W przypadku gleb lekkich, gdzie zachodzą mniej intensywne procesy zużyciowe (rysowanie i zmęczenie wielocyklowe), struktura stali 38GSA nie ma tak istotnego znaczenia w przebiegu zużywania.

## 5.5. Mikrostopowe stale z zawartością boru

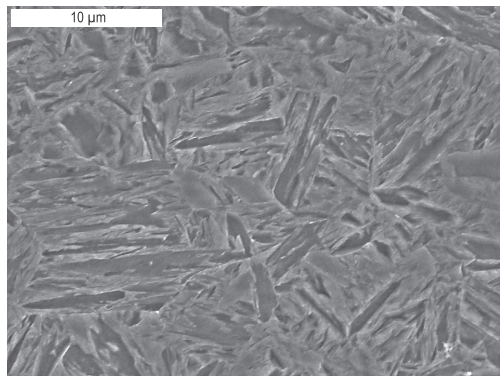
Stale odporne na zużycie ścierne z mikrododatkiem boru należą obecnie do najczęściej stosowanych przez producentów lemieszy płużnych. Pierwsze badania nad możliwością zastosowania boru w stali sięgają roku 1907 (Cobb 2010). Wytwarzane są one z przestrzeganiem precyzyjnie dobranego składu chemicznego oraz charakteryzują się jednorodną mikrostrukturą na całym przekroju blachy, uzyskiwaną w toku odpowiednio dobranej obróbki cieplno-plastycznej. Spośród wiodących producentów tych materiałów można wskazać następujące huty: SSAB-Oxelösund (Hardox), ThyssenKrupp Steel Europe AG (TBL i XAR®), Grobblech GmbH (Durostat i Brinar), Industeel (Fora i Creusabro), Tata Steel Group (Abrazo), Titus Steel (Endura), Sumimoto Metal (Sumihard) i wiele innych. Stale z dodatkiem boru, zaliczane przez producentów do grupy stali odpornych na ścieranie, są jednak dostarczane przez wytwórców po różnych obróbkach i charakteryzują się różnymi strukturami. Na przykład stal TBL PLUS jest dostarczana po walcowaniu na gorąco z zaleceniem późniejszej obróbki cieplnej, w zależności od zastosowania. Aktualnie stosowane stale z borem zawierają mikrododatek boru w ilości od 0,002% do 0,005%. W tym zakresie bor rozpuszcza się w austenicie, powodując, że już w zwykłym hartowaniu można otrzymać

strukturę bainitu, o znacznie rozdrobnionych ziarnach. Przekroczenie zawartości boru powyżej 0,005% może jednak spowodować negatywne skutki – bor tworzy z węglem węgliki boru. Powstałe w ten sposób borki lokują się na granicach ziaren stali, powodując powstanie tzw. karbu strukturalnego i znaczny spadek udarności oraz plastyczności. Po hartowaniu tworzy się wtedy struktura martenzytu. Stale z dodatkiem boru o strukturze bainitu nie podlegają odpuszczaniu. Stosuje się tylko ewentualnie odprężanie w temperaturach 180-200°C (Dudziński i in. 2014; Konat i in. 2016; *Badanie i modelowanie procesów…* 2014).

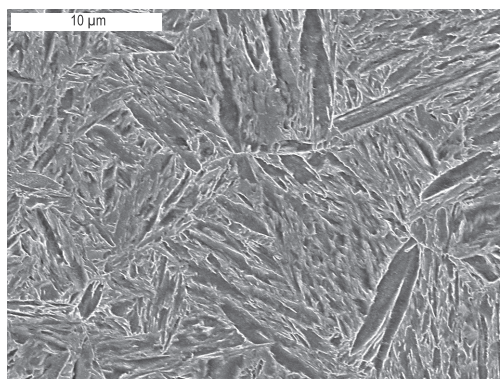
Odporną na zużycie ścierne stal XAR 600 na potrzeby badań pozyskano w postaci arkuszy blachy o grubości 10 mm bezpośrednio od producenta Thyssen-Krupp Steel Europe AG. Drobnoziarnistą stal z borem przeznaczoną do obróbki cieplnej TBL Plus pozyskano z lemieszy płużnych, które wykonano przez odkucie arkusza blachy, a następnie hartowanie i odpuszczanie oraz obróbkę wykańczającą. Stal HARDOX 600 do badań pozyskano bezpośrednio od producenta z arkuszy blachy o grubości 12 mm. W koncernie szwedzkim SSAB-Oxelösund jest wytwarzanych kilka różnych rodzajów tych materiałów. Produkcję tych stali rozpoczęto w 1970 r., w Polsce stal pojawiła się w 1996 r. Skala Brinella jest stosowana jako kryterium podawania ich twardości oraz oznaczania. Mangan powoduje zwiększenie hartowności oraz twardości stali odpornych na zużycie ścierne. Występuje on wtedy w ilości ok. 1,6%. Powoduje również umacnianie roztworowe stali oraz ma wpływ na zmniejszenie wielkości ziaren ferrytu podczas walcowania na gorąco. Pierwiastki węglikotwórcze także powodują wzrost hartowności, szczególnie Mo i Cr, opóźniając proces odpuszczania. Ponadto obecność Mo w wartościach od 0,25% do 0,60% powoduje efekt twardości wtórnej i w temperaturze od 200°C do 400°C zapobiega kruchości podczas odpuszczania, która jest nieodwracalna. Podobną funkcję co molibden spełnia bor – zwiększa on silnie hartowność w stalach przedeutektoidalnych. Efekt ten jest tym silniejszy, im w stali jest mniej węgla (Pękalski 2005).

Materiał badawczy według danych producentów jest dostarczany po normalizowaniu, hartowaniu i odpuszczaniu. Celem normalizowania jest nadanie stali jednolitej, drobnoziarnistej struktury. Stan struktury przed typową obróbką cieplną ma istotny wpływ, obok składu chemicznego, na ostateczne właściwości stali. W trakcie obserwacji zidentyfikowano mikrostruktury badanych stali. Wykonane fotografie mikrostruktur stali przedstawiono na rysunkach 5.6, 5.7, 5.8.

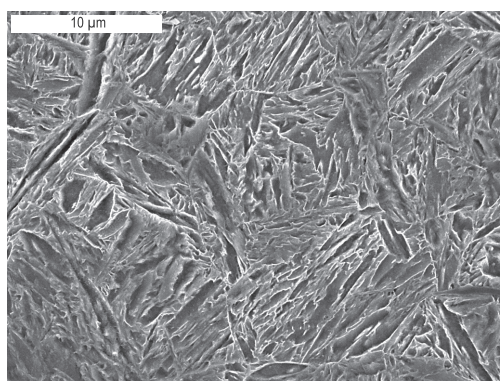
Struktury badanych stali wykazują dużą jednorodność. Obserwacje mikroskopowe wskazują, że były zahartowane, a następnie odpuszczone. Wykazują strukturę o orientacji pomartenzytycznej (martenzyt odpuszczony) z wydzieleniami drobnych węglików koherentnie rozłożonych wewnątrz ziaren martenzytu. Stale różnią się między sobą ilością i wielkością wydzieleń faz węglikowych. Fakt ten wyjaśnia różna zawartość węgla w poszczególnych stalach oraz zawartość i różnorodność pierwiastków stopowych. Niektóre z nich były możliwe do zaobserwowania z wykorzystaniem mikroskopu skaningowego, inne w wykonywanych oddzielnie badaniach z zastosowaniem metod transmisyjnej mikroskopii




Rysunek 5.6. Mikrostruktura martenzytu odpuszczonego stali XAR 600; pow.4000×, trawiono 5$HNO_3$ ($Mi_1Fe$), SEM
Źródło: opracowanie własne.

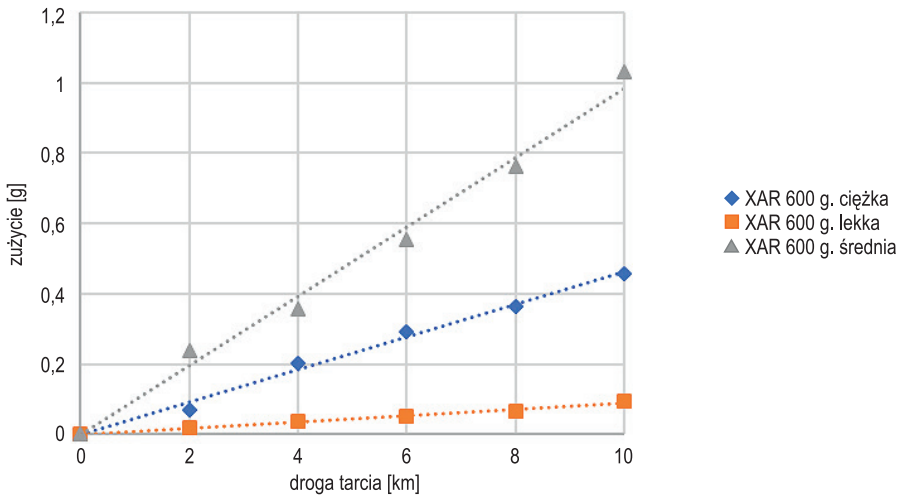



Rysunek 5.7. Mikrostruktura martenzytu odpuszczonego stali HARDOX 600; pow. 4000×, trawiono 5-procentowym $HNO_3$ ($Mi_1Fe$), SEM
Źródło: opracowanie własne.

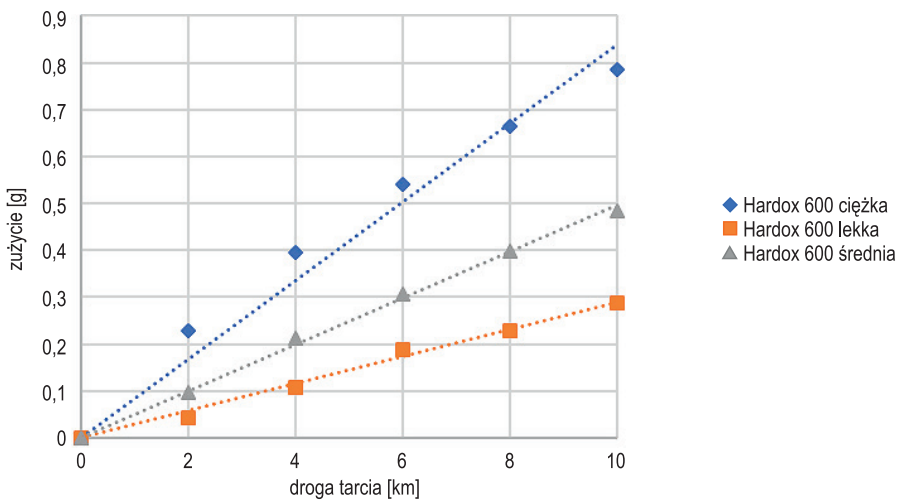



Rysunek 5.8. Mikrostruktura martenzytu odpuszczonego stali TBL PLUS; pow. 4000×, trawiono 5-procentowym $HNO_3$ ($Mi_1Fe$), SEM
Źródło: opracowanie własne.

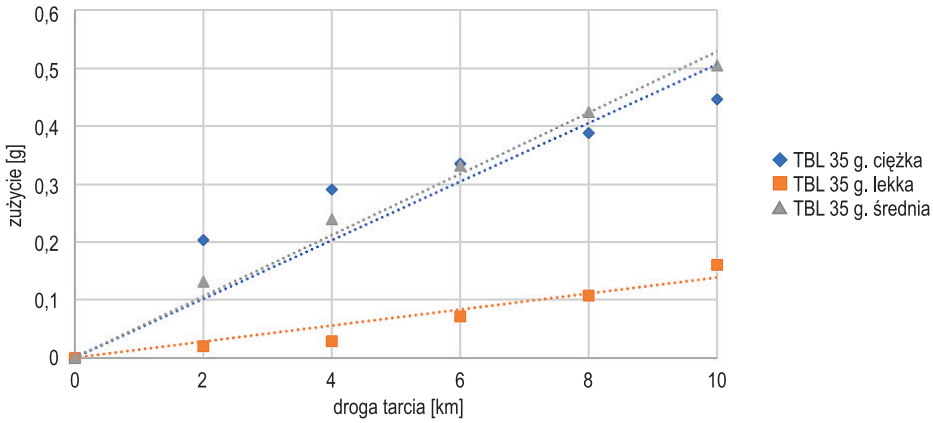
elektronowej (wydzielenia drobnodyspersyjne). Wielkość, ilość oraz sposób rozmieszczenia węglików w martenzycie w badanych stalach zapobiegają możliwości ich wykruszania z metalicznej osnowy. Cecha ta stanowi istotny czynnik w odporności na zużywanie w warunkach obciążenia dynamicznego w glebie. Przebieg zużywania badanych stali przedstawiono na rysunkach 5.9, 5.10, 5.11.




Rysunek 5.9. Przebieg zużywania stali XAR 600 w zróżnicowanych warunkach glebowych
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 5.10. Przebieg zużywania stali HARDOX 600 w zróżnicowanych warunkach glebowych
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 5.11. Przebieg zużywania stali TBL PLUS w zróżnicowanych warunkach glebowych
Źródło: opracowanie własne.

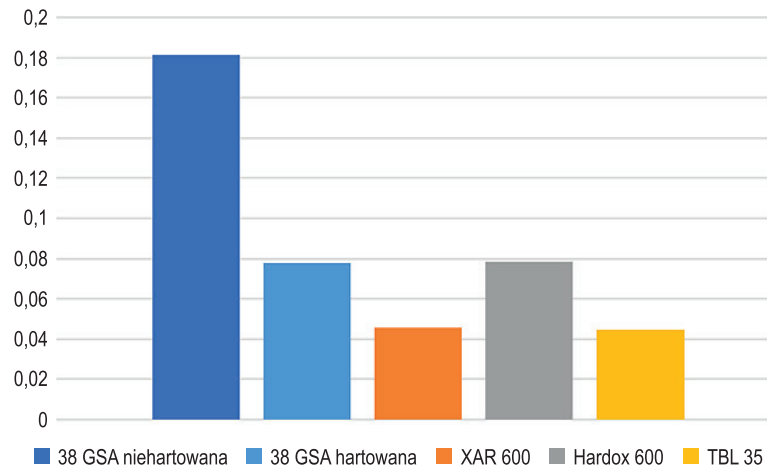
Najwyższe wartości zużycia stwierdzono, niezależnie od rodzaju stali, podczas badania w glebie ciężkiej. Uziarnienie tej gleby charakteryzowało się dużym udziałem frakcji ilastych i pyłowych (82%), ze stosunkowo dużym udziałem frakcji piaszczystych (18%). W stanie wilgotnym oddziaływanie frakcji ilastej i pylastej polegało na ograniczaniu stopni swobody frakcji piasku (ok. 1200 HV10). Proces zużycia w tym przypadku charakteryzował się bruzdowaniem i mikroskrawaniem warstwy wierzchniej. Najniższe wartości zużycia stali z zawartością boru stwierdzono w glebach lekkich. Na przykład w przypadku stali XAR 600 było ono najmniejsze ze wszystkich badanych rodzajów stali i mas glebowych. Najmniejsze zużycie w glebach ciężkich stwierdzono dla stali borowej TBL PLUS, przyjęto ją w stanie po procesie obróbki termicznej.

## 5.6. Podsumowanie

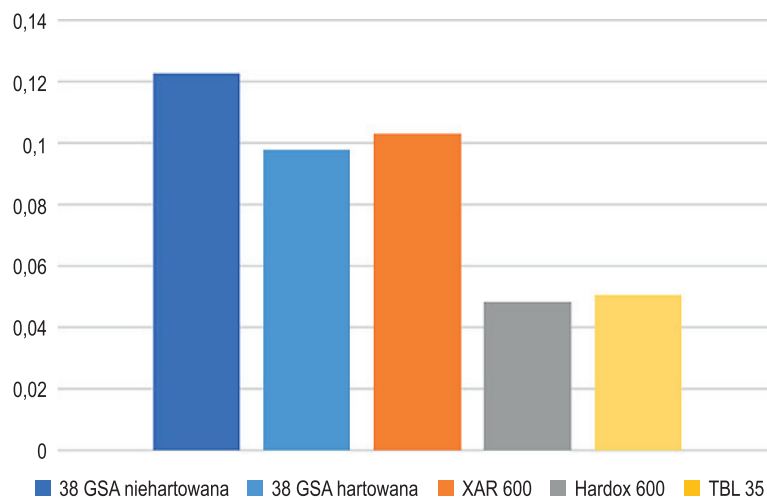
Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że rodzaj stali na elementy robocze winien być dobierany w zależności od właściwości obrabianej masy glebowej (rys. 5.12-5.14).

Najmniej wrażliwą na zmianę uziarnienia masy glebowej, a tym samym sposobu zużywania, okazała się stal TBL PLUS. Charakteryzuje się ona strukturą odpuszczonego martenzytu z niewielką ilością wydzieleń faz węglikowych wewnątrz listew martenzytu. Z kolei w obróbce gleb charakteryzujących się dużą swobodą ziaren glebowych najmniejszą intensywność zużywania stwierdzono dla stali XAR 600. Charakteryzuje się ona strukturą martenzytu hartowania o budowie drobnolistwowej z równomiernie rozłożonymi obszarami martenzytu odpuszczania. Zdecydowanie większymi zużyciami charakteryzowała się stal

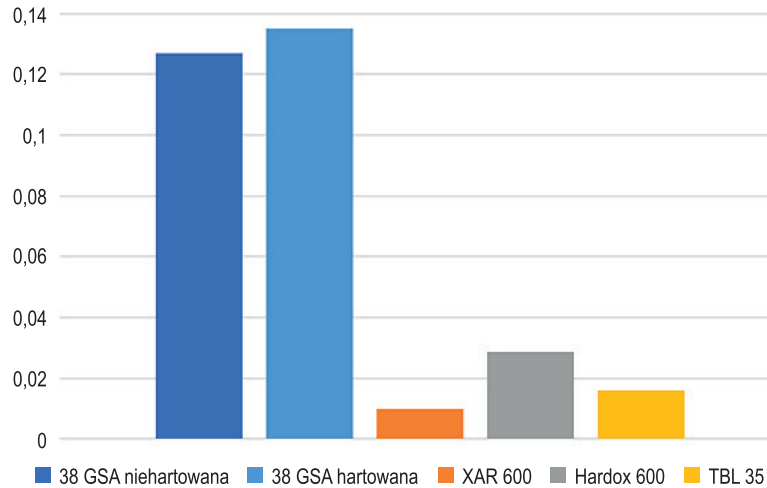
38 GSA, która była badana w stanie dostarczenia z huty. Przeprowadzenie zabiegu obróbki cieplnej dla tej stali spowodowało zwiększenie odporności na zużycie w glebie średniej i ciężkiej. Stwierdzono, że jej intensywność zużycia była na poziomie stali XAR 600 w przypadku gleby średniej i Hardox 600 w przypadku gleby ciężkiej. W przypadku natomiast gleby lekkiej zużycie stali 38GSA, niezależnie od postaci obróbki cieplnej, było kilkakrotnie wyższe w porównaniu ze stalami zawierającymi bor. Dla gleby lekkiej zużycie stali 38GSA niepoddanej obróbce cieplnej było mniejsze od zużycia stali w stanie dostarczenia. Znaczący




Rysunek 5.12. Zestawienie zużycia jednostkowego stali w glebie ciężkiej
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 5.13. Zestawienie zużycia jednostkowego stali w glebie średniej.
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 5.14. Zestawienie zużycia jednostkowego stali w glebie lekkiej
Źródło: opracowanie własne.

wzrost wskaźnika odporności na zużycie tej stali odnotowano jedynie w glebie ciężkiej. Potwierdza to wcześniejsze spostrzeżenia autorów (*Badanie i modelowanie procesów*… 2014; Lemecha i in. 2017; Napiórkowski i in. 2018) o odmiennym przebiegu zużywania stali w różnych rodzajach gleb. Taki stan rzeczy może wynikać zarówno z odmiennych elementarnych sposobów zużywania, jak i bezpośrednio z różnic w składzie chemicznym badanych stali. Rozbieżności te przede wszystkim odnoszą się do takich silnie węglikotwórczych pierwiastków, jak chrom i molibden. Obecność w stali twardych faz węglikowych, koherentnie związanych z osnową postmartenzytyczną, pozwala sformułować twierdzenie odnośnie do ich pozytywnego wpływu na wskaźniki odporności na procesy zużywania ściernego przez bruzdowanie i mikroskrawanie.

**Literatura**

*Badanie i modelowanie procesów zużywania ściernego i zmęczeniowego*. 2014. Red. J. Napiórkowski. Wydawnictwo UWM, Olsztyn.

Białobrzeska B., Kostencki P. 2015. *Abrasive wear characteristics of selected low-alloy boron steels as measured in both field experiments and laboratory tests*. Wear, 328-329: 149–159.

Cobb H.M. 2010. *The history of stainless steel*. ASM International, Materials Park, Ohio.

Dudziński W., Białobrzeska B., Konat Ł. 2014. *Analiza porównawcza właściwości strukturalnych i mechanicznych wybranych stali niskostopowych z borem odpornych na zużycie ścierne*. W: *Polska metalurgia w latach 2011-2014*. Red. K. Świątkowski. Akapit, Kraków, s. 871-888.

Frydman S., Łętkowska B. 2011. *Odporność na kruche pękanie współczesnych stali niskowęglowych z borem*. Górnictwo Odkrywkowe, 52(3-4): 17-24.

Goel G., Cherukuri H.P., Toro A. 2012. *A Numerical Study of Abrasive Wear in Tillage Tools due to Soil-Tool Interaction*. SIMULIA Customer Conference held at Rhode Island Convention, Providence, RI.

Hernandez S., Hardell J., Winkelmann H., Ripoll M.R., Prakash B. 2015. *Influence of temperature on abrasive wear of boron steel and hot forming tool steels*. Wear, 338-339: 27–35.
Kapcińska-Popowska D. 2011. *Porównawcze badania zużycia ściernego nowej generacji stali Hardox 500 i materiałów powszechnie stosowanych*. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 56(1): 66-70.
Kołakowski K. 2015. *Badania intensywności zużycia stali stosowanych na elementy robocze obrabiające glebową masę ścierną*. Rozprawa doktorska. UWM, Olsztyn.
Konat Ł., Napiórkowski J., Kołakowski K. 2016. *Resistance to wear as a function of the microstructure and selected mechanical properties of microalloyed steel with boron*. Tribologia, 4: 101-114.
Lemecha M., Napiórkowski J., Konat Ł. 2017. *Analysis of wear and tear of working elements with a replaceable cutting edge in an abrasive sill mass*. Tribologia, 30: 101-109.
Łabęcki M., Gościański M., Kapcińska D., Pirowski Z. 2007. *Badania tribologiczne, wytrzymałościowe i strukturalne wybranych materiałów stosowanych na elementy maszyn rolniczych pracujące w glebie*. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 52(2): 43-51.
Napiórkowski J. 2005. *Zużyciowe oddziaływanie gleby na elementy robocze narzędzi rolniczych*. Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej, Kraków.
Napiórkowski J., Kołakowski K., Pergoł A. 2011. *Ocena zużycia nowoczesnych materiałów konstrukcyjnych stosowanych na narzędzia obrabiające glebę*. Inżynieria Rolnicza, 5(130): 191-197.
Napiórkowski J., Konat Ł., Ligier K. 2016. *The structural properties and resistance to abrasive wear in soil of Creusabro steel*. Tribologia, 5: 105-119.
Napiórkowski J., Konat ł., Pietruszewska M. 2018. *Effect of Laser Hardening of Steel on the Wear Process in an Abrasive Soil Mass*. Tribologia, 4: 63-69.
Napiórkowski J., Lemecha M., Konat Ł. 2019. *Forecasting the Wear of Operating Parts in an Abrasive Soil Mass Using the Holm-Archard Model*. Materials, 12(13): 2180.
Pertek-Owsiana A., Kapcińska-Popowska D., Bartkowska A. 2014. *Obróbka cieplna objętościowa i powierzchniowa stali z mikrododatkiem boru*. Inżynieria Materiałowa, 5: 401-404.

## BADANIA NAD ZUŻYWANIEM ŚCIERNYM STALI STOSOWANYCH NA ELEMENTY ROBOCZE DO UPRAWY GLEBY

Streszczenie

Stale są głównym materiałem konstrukcyjnym stosowanym do produkcji elementów roboczych obrabiających glebę. O właciwościach stali decyduje jej mikrostruktura i skład chemiczny oraz twardość i pozostałe właściwości wytrzymałościowe. Dotychczas nie opisano zależności między odpornością na zużycie stali a rodzajem obrabianej gleby. W pracy przedstawiono wyniki badań nad zużyciem stali 38GSA w dwóch stanach obróbki cieplnej oraz trzech rodzajów stali zawierających bor, eksploatowanych w trzech różnych warunkach glebowych. Badania nad odpornością na zużywanie ścierne przeprowadzono metodą „wirującej misy". Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że stal na elementy robocze powinna być dobierana w zależności od właściwości obrabianej masy glebowej. Najmniej wrażliwą stalą na zmianę uziarnienia masy glebowej, a tym samym sposobu zużywania, okazała się stal TBL PLUS. Charakteryzuje się ona strukturą odpuszczonego martenzytu z niewielką ilością wydzieleń faz węglikowych wewnątrz listew martenzytu. Dla gleb charakteryzujących się dużą swobodą ziaren glebowych najmniejszą intensywność zużywania stwierdzono dla stali XAR 600. Zużycie stali Hardox 600 wzrastało wraz ze wzrostem frakcji pylastych i ilastych w glebie.

# STUDIES OF THE ABRASIVE WEAR OF STEELS USED ON ELEMENTS WORKING IN THE SOIL


## Abstract

Steels are the main structural material used for soil treatment working elements. The properties of steel are determined by the microstructure and its chemical composition as well as hardness and other strength properties. The relationship between steel wear resistance and the type of soil treated is still not described. The paper presents the results of tests on the consumption of 38GSA steel in two states of heat treatment and three types of steel with boron content in three soil conditions. Tests of resistance to abrasive wear were carried out using the „spinning bowl" method. Based on the results obtained, it was found that the type of steel for working elements should be made in terms of the properties of the processed soil mass. TBL PLUS steel turned out to be the least sensitive steel to a change in soil mass graining, and thus the manner of wear. It is characterized by the structure of tempered martensite with a small amount of carbide phase precipitations inside the martensite slats. It has a post-martensitic structure with a very small amount of carbide phase precipitations inside the martensite slats. For soils characterized by a large freedom of soil grains, the lowest wear intensity was found for XAR 600 steel. The wear of Hardox 600 steel increases with the increase of dust and clay fractions in the soil.

Magdalena Lemecha[1], Jerzy Napiórkowski[2], Krzysztof Ligier[3]

ROZDZIAŁ 6

# ANALIZA ZUŻYWANIA ELEMENTÓW ROBOCZYCH Z NAPAWANĄ WARSTWĄ WIERZCHNIĄ

## 6.1. Wprowadzenie

Dobór materiałów na elementy robocze obrabiające glebę jest jednym z podstawowych czynników decydujących o ich możliwościach funkcjonalnych. Trwałość poszczególnych elementów w zróżnicowanych warunkach glebowych wykazuje duże rozrzuty i zależy nie tylko od rozwiązań konstrukcyjnych, lecz także od rodzaju zastosowanych materiałów, ich obróbki cieplnej, podwyższania właściwości warstw powierzchniowych i technologii łączenia materiału rodzimego i warstwy wierzchniej. Rezultaty prowadzonych badań umożliwiły przedstawienie własnych propozycji dotyczących modyfikacji rozwiązań materiałowych mogących podwyższać własności eksploatacyjne elementów obrabiających masę glebową (Napiórkowski i in. 2014).

O intensywności i sposobie zużywania elementów roboczych eksploatowanych w glebowej masie ściernej decydują: cechy elementu roboczego, właściwości gleby oraz sposób tego oddziaływania (Owsiak 1997). Glebowa masa ścierna należy do złożonych obiektów przyrody charakteryzujących się cechami morfologicznymi, fizycznymi, chemicznymi oraz biologicznymi. Ponadto zachodzą w niej ciągłe procesy rozkładu i syntezy, a także przemieszczanie związków organicznych i mineralnych. Podczas obróbki gleby na element roboczy oddziałują dwie grupy wymuszeń. Jedną z nich stanowią czynniki sterowane przez użytkownika wynikające z założeń wykonanych podczas procesu roboczego, drugą natomiast wymuszenia związane z oddziaływaniem masy glebowej.

W masie glebowej można rozróżnić tarcie wewnętrzne (gleba-gleba) oraz tarcie zewnętrzne (gleba-materiał). Tarcie wewnętrzne jest uznawane za zasadniczą fizykochemiczną właściwość masy glebowej. Jest czynnikiem decydującym o oporze masy glebowej podczas wykonywania zabiegów związanych z jej obrabianiem. Wartość tarcia zewnętrznego zależy przede wszystkim od powierzchni

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: magdalena.lemecha@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

tarcia, co wynika ze zmiany powierzchni rzeczywistego kontaktu między elementem roboczym a gruntem. Z wyników dotychczasowych badań wynika, że na intensywność zużywania elementu roboczego w gruncie mają wpływ te same wielkości co na kształtowanie się siły tarcia między elementem roboczym a glebą, tj. rodzaj tworzywa, prędkość obróbki, uziarnienie i wilgotność (Napiórkowski 2005).

W związku z tym materiały, z których są wykonane elementy robocze narzędzi przeznaczonych do obrabiania glebowej masy ściernej, powinny charakteryzować się odpornością na zużycie ścierne, a także wysoką udarnością. Z punktu widzenia materiałowego na części narażone na ścieranie oraz lokalne naciski wykorzystuje się najczęściej średniowęglowe stale niskostopowe (Napiórkowski i in. 2016; Tarasiuk i in. 2017). W strefach największego zużycia ściernego stosowane jest również napawanie. To właśnie w tym rozwiązaniu upatruje się jednego ze sposobów zwiększania trwałości części maszyn narażonych na oddziaływanie środowiska ściernego. Wytrzymałość na zużycie ścierne można zwiększyć przez zastosowanie technologii spawalniczych umożliwiających sterowanie mikrostrukturą materiału. Wymaga to jednak zastosowania zaawansowanych technik spawalniczych oraz materiałów do napawania o złożonych składach chemicznych (Napiórkowski i in. 2012).

W celu wpływu na zmniejszenie intensywności zużywania elementów roboczych eksploatowanych w glebie, a tym samym zapobiegania utraty stali, są prowadzone badania nad nowymi postaciami konstrukcyjnymi i technologicznymi dostosowanymi do określonych wymuszeń eksploatacyjnych (Ziemelis, Verdins 2017).

Celem pracy była analiza wpływu zużycia warstw wierzchnich specjalnie ukonstytuowanych na trwałość elementów roboczych obrabiających glebę na przykładzie lemiesza płużnego.

## 6.2. Charakterystyka napoin stosowanych w elementach roboczych

Jedną z podstawowych metod zwiększenia trwałości elementów roboczych jest stosowanie napawania na powierzchnie ulegające największemu zużywaniu (Napiórkowski i in. 2015). Najczęściej dotyczy to krawędzi skrawających i powierzchni ulegających najszybszemu zużyciu, np. ostrza lemiesza, zębów łyżki koparki. Materiał wybiera się na podstawie dwóch kryteriów: uzyskania odpowiedniej twardości oraz wytworzenia ściśle określonego kierunku składu fazowego heterogenicznej struktury napoiny (Napiórkowski i in. 2011). Stwierdzono, że odporność na zużywanie ścierne jest sumą odporności poszczególnych składników. W przypadku stopów żelaza chodzi tu głównie o fazy węglikowe. Stąd biorą się tendencje do podwyższania zawartości węgla w materiałach

napoin oraz trend do wprowadzania pierwiastków silnie węglikotwórczych. Przeprowadzona analiza danych literaturowych (Baba, Pour 2013; Badisch i in. 2009; Verma i in. 2011) wskazuje, że najlepszymi właściwościami przeciwzużyciowymi w glebowej masie ściernej, z uwzględnieniem aspektu dostępności, charakteryzują się materiały otrzymane na bazie Fe i Cr z dodatkami metali przejściowych (V, W, Mn, Nb) oraz amfoterycznych (np. B). Oprócz udziału objętościowego węglików w strukturze napoiny, ważną rolę odgrywają także wymiary, kształt i sposób ich rozmieszczenia. Dobór węglików o określonych właściwościach musi uwzględniać wzajemne relacje między Fe-Cr-C oraz pierwiastkami węglikotwórczymi. Do najczęściej występujących węglików należą: $Fe_3C$ (840-1000 HV), $Cr_7C_3$ (1800 HV), $Cr_2C_3$ (1500 HV), WC (2400 HV), VC (2800 HV), $Mo_2C$ (1200 HV), TiC (3200 HV).

Duże znaczenie w kształtowaniu właściwości napoiny ma rodzaj osnowy. W pracy Pilarczyka i Pilarczyka (1998) uszeregowano osnowy według rosnącej odporności na zużycie ścierne następująco: osnowa ferrytyczna (70-200 HV), perlityczna (250-460 HV), austenityczna (250-350 HV) oraz martenzytyczna (5000-1000 HV). Posługiwanie się jako punktem odniesienia stopami Fe-Cr-C wynika z faktu, że stopy, w których podstawowym składnikiem jest chrom, są najczęściej stosowane i uważane za najbardziej ekonomiczne. Jednoznaczny związek między odpornością na zużycie w glebowej masie ściernej a jakąkolwiek charakterystyką warstwy wierzchniej nie istnieje. Odporność na zużycie zależy od wielu czynników, z których najważniejsze to: zawartość pierwiastków, w tym ilość i postać węglików, wytrzymałość, sprężystość, twardość metalicznej osnowy i charakter mikrostruktury (Napiórkowski i in. 2015).

Jednoznaczna i uniwersalna klasyfikacja materiałów do napawania jest trudna, ponieważ materiały te ze względu na specyfikę budowy wymagają odpowiedniego doboru w zależności od istniejących warunków środowiskowych. Rodzaj gleby wpływa nie tylko na wartość zużycia, lecz także zmienia ranking odporności poszczególnych materiałów. Chcąc uzyskać dodatkową odpowiedź na pytanie, które z materiałów można uznać za podobne i przypisać im odpowiednie cechy odporności na zużycie (np. wysoka odporność, zadowalająca, nieakceptowana), stosuje się różne metody statystyczne – od podstawowych, jak analiza wariancji i testy post-hoc (Gatnar, Walesiak 2004; Mikołajczak, Napiórkowski 2016), do metod wielowymiarowej analizy porównawczej, które można zdefiniować jako metody służące do porównywania obiektów opisywanych przez wiele ich właściwości, np. analiza dyskryminacyjna, korespondencji, składowych głównych oraz analiza skupień (Napiórkowski i in. 2014).

Dotychczas do produkcji lemieszy najczęściej są stosowane stale o podwyższonej odporności na zużycie ścierne typu metal-minerał o specyficznych właściwościach mechanicznych (Konat i in. 2017). Dominują stale stopowe oraz mikrostopowe z dodatkiem boru. Powszechnie stosowanym sposobem kształtowania składu chemicznego i struktury warstwy wierzchniej elementów obrabiających glebę jest wytwarzanie technikami spawalniczymi odpornych na ścieranie

warstw (Napiórkowski i in. 2018). Przez napawanie uzyskuje się warstwy powierzchniowe, których grubości wynoszą od dziesiątych części milimetra do nawet kilku milimetrów. Stosując metody spawalnicze, można modyfikować skład chemiczny materiału rodzimego, wprowadzając do niego składniki dodatkowe wpływające na podwyższenie odporności na zużycie ścierne (Pękalski i in. 2005; Napiórkowski, Lemecha 2016).

Najczęściej proces napawania wykonuje się materiałami dodatkowymi, których skład chemiczny różni się od składu chemicznego podłoża. Napawanie można wykonywać materiałami w postaci elektrod otulonych (111), samoosłonowych drutów proszkowych (114), drutów osłonowych o rdzeniu topikowym (132 i 136) lub metalicznym (133 i 138), drutów litych (131, 135), a także proszków metalicznych, których ziarnistość w zależności od technologii nakładania wynosi 100-400 μm (Wytyczne W-12/IS-95…).

Do powszechnie stosowanych technologii napawania elementów roboczych obrabiających glebę można zaliczyć (Dobrzański i in. 2011; Talikowski i in. 2006, Dziubiński, Klimpel 1985):

– napawanie gazowe polegające na nakładaniu na powierzchnię nadtopioną warstwy ciekłego metalu, który uległ stopieniu w płonieniu gazowym. W technologii tej spoiwo może występować w postaci proszku metalicznego, drutu proszkowego lub litowego. Jako podstawowy gaz palny jest wykorzystywany acetylen, w którego płomieniu temperatura osiąga ok. 3100°C;
– napawanie ręczne łukowe elektrodą otuloną polegające na stopieniu ciepłem łuku elektrycznego materiału rodzimego i metalicznego rdzenia elektrody. W jednym przejściu można uzyskać warstwę o grubości 1-5 mm. Ze względu na niski koszt i uniwersalność jest to powszechnie stosowana metoda do wytwarzania napoin ze stali niskostopowych, niskowęglowych, specjalnych, wysokostopowych, stopów Cu, Co, Ni, Al oraz żeliwa. Jako materiał dodatkowy do nanoszenia powłok stosuje się elektrody otulone z pełnym lub proszkowym rdzeniem;
– napawanie łukowe drutem z rdzeniem proszkowym polegające na stopieniu materiału spawanego z wykorzystaniem energii cieplnej generowanej przez łuk elektryczny prądu stałego. Drut elektrodowy jest wykonany w postaci cienkościennej rurki wypełnionej proszkiem metalicznym o specjalnych właściwościach. Rdzeń proszkowy metaliczny służy głównie do regulacji składu chemicznego stopiwa i podnoszeniu prędkości stapiania drutu (wydajności napawania). Jedną z cech drutów proszkowych, mających istotne znaczenie praktyczne, jest duża wydajność ich stapiania w porównaniu z drutami litymi i elektrodami otulonymi;
– napawanie plazmowe proszkowe (PPTAW z ang. *Plasma Powder Transferred Arc Welding*) polegające na stapianiu materiału dodatkowego w postaci proszku metalicznego, z minimalnie nadtopionym podłożem w łuku plazmowym o temperaturze wynoszącej 18 000-24 000°C. Do uchwytu plazmowego

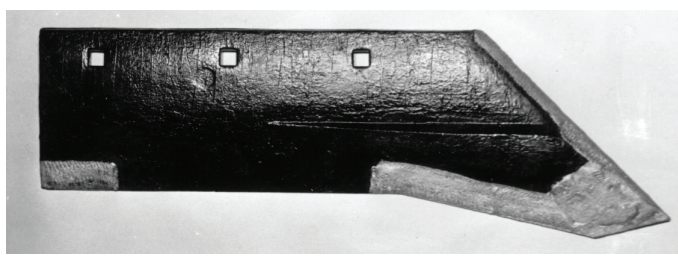
jest wprowadzany proszek za pomocą gazu transportującego – argonu, który zapewnia także ochronę ciekłego metalu przed dostępem azotu i tlenu z powietrza. Cechą charakterystyczną napawania plazmowego jest niewielka głębokość wtopienia, dzięki czemu skład napoiny jest bardzo zbliżony do składu stopiwa. Podczas jednego przejścia uzyskuje się napoinę o grubości 0,25-6 mm. Jako materiał dodatkowy jest wykorzystywany proszek na osnowie niklu, chromu, kobaltu, żelaza, cyny i miedzi.

Wybór technologii napawania zależy od rodzaju materiałów dodatkowych, rodzaju materiału podłoża, grubości warstwy, rodzaju napawanych elementów oraz wymaganej wydajności procesu (Blicharski 2009). W wyniku napawania następuje stopienie i wymieszanie materiału dodatkowego i podłoża. Udział materiału rodzimego w napoinie może osiągać od kilku do kilkudziesięciu procent, zależnie od zastosowanej technologii.

## 6.3. Badania empiryczne napawanych lemieszy płużnych

### 6.3.1. Lemiesze napawane plazmowo

Poznanie geometrii i elementarnych procesów zużywania w naturalnych warunkach glebowych oraz wyniki badań laboratoryjnych umożliwiły opracowanie nowej postaci konstrukcyjno-technologicznej lemiesza płużnego. Istota koncepcji (rys. 6.1) polega na utwardzeniu krawędzi i płaszczyzn lemiesza płużnego podlegających najintensywniejszemu oddziaływaniu gleby, ze szczególnym uwzględnieniem gleb gliniastych.



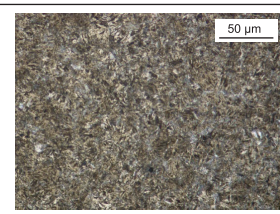
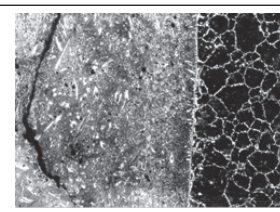
Rysunek 6.1. Napawany lemiesz płużny
Źródło: opracowanie własne.

Na krawędzi grzbietu, części krawędzi tnącej oraz spodniej powierzchni dzioba lemiesza wykonanego ze stali 38GSA po obróbce cieplnej nałożono plazmowo napoinę jednowarstwową z użyciem materiału dodatkowego w postaci proszku PMFe61P. Grubość nałożonej napoiny wynosiła 1,5-2,0 mm, szerokość zaś od 15 mm na grzbiecie do 30 mm na krawędzi tnącej. Napoinę nakładano

urządzeniem plazmowym NP1-250 na powierzchnie wcześniej oczyszczone przez śrutowanie i odtłuszczenie, przyjmując następujące parametry:
– natężenie prądu 100-120 A,
– odległość uchwytu plazmowego od napawanej powierzchni 5-7 mm,
– prędkość napawania 60-70 mm · $min^{-1}$,
– częstotliwość wahań uchwytu plazmowego 20-40 $min^{-1}$.

Charakterystykę mikrostruktury materiału rodzimego i zmodyfikowanego przez napawanie przedstawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Charakterystyka warstw wierzchnich

| Rodzaj materiału | Opis mikrostruktury | Mikrostruktura |
|---|---|---|
| 38 GSA | mikrostruktura martenzytu odpuszczania (brązowe obszary) z bainitem (jasne obszary iglaste) oraz niewielkim udziałem perlitu drobnoziarnistego |   |
| PMFe61P | – strefa wtopu: ferryt stopowy<br>– napoina: węgliki pierwotne $(Fe, Cr)_7C_3$ o budowie listwowej w osnowie eutektyki [$\alpha$ + $(Fe, Cr)_7C_3$] oraz borki i węglikoborki |  |

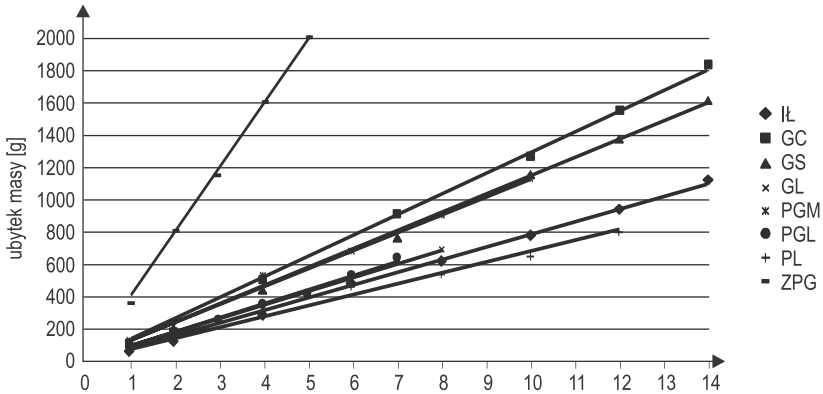
Źródło: opracowanie własne.

Podczas badań z wykorzystaniem lemiesza zaorano średnio powierzchnię 10,5 ha, od 5 ha w glebach żwirowych do 14 ha w glebach gliniastych średniej i ciężkiej oraz ile. Sumarycznie zaorano powierzchnię 420 ha.

Najwyższe zużycie uzyskano dla gleb żwirowych. Było ono ponad 3-krotnie większe niż zużycie w pozostałych glebach. Przedstawione na rysunku 6.2 wyniki obserwacji wskazują, że lemiesze napawane charakteryzują się mniejszym rozrzutem zużycia w poszczególnych glebach w stosunku do lemieszy standardowych.

Ocena skumulowanego ubytku masy odniesionego do obrobionej powierzchni pozwala na uszeregowanie gleb pod względem ich oddziaływania zużyciowego wyrażonego intensywnością ubytku masy próbki (tab. 6.2).

Przeprowadzone obliczenia statystyczne skumulowanego zużycia masowego odniesionego do obrobionej powierzchni z wykorzystaniem analizy wariancji i testu Duncana na poziomie istotności $\alpha$=0,05 umożliwiły uszeregowanie gleb pod względem ich oddziaływania zużyciowego wyrażonego intensywnością ubytku masy (tab. 6.3).




Rysunek 6.2. Przebieg zużywania skumulowanego napawanych lemieszy płużnych w stanach ustalonych wymuszeń obróbki gleby: IŁ – ił, GC – glina ciężka, GS – glina średnia, GL – glina lekka, PGM – piasek gliniasty mocny, PGL – piasek gliniasty lekki, PL – piasek luźny, ZPG – żwir piaszczysto-gliniasty
Źródło: opracowanie własne.

Tabela 6.2. Zestawienie zużycia lemieszy nienapawanych w zależności od rodzaju gleby

| Rodzaj gleby | Zużycie masowe [g · ha$^{-1}$] |
|---|---|
| Żwir piaszczysto-gliniasty | 500,1 |
| Ił i glina ciężka | 326,9 |
| Glina średnia | 251,0 |
| Piasek gliniasty mocny, piasek gliniasty lekki i glina lekka pylasta | 183,5 |
| Piasek luźny | 114,5 |

Źródło: opracowanie własne.

Tabela 6.3. Zestawienie zużycia lemieszy napawanych w zależności od rodzaju gleby

| Rodzaj gleby | Zużycie masowe [g · ha$^{-1}$] |
|---|---|
| Żwir piaszczysto-gliniasty | 392,2 |
| Glina ciężka | 129,9 |
| Piasek gliniasty mocny, glina średnia | 114,0 |
| Piasek gliniasty lekki, glina lekka pylasta, ił i piasek luźny | 83,8 |

Źródło: opracowanie własne.

Przebieg zużywania lemieszy napawanych, podobnie jak standardowych, opisano funkcjami potęgowymi (tab. 6.4). Oddzielnie opisano przebieg zużywania w glebach gliniastych i piaszczystych, przy czym ze względu na stopień dopasowania równań zużycie lemieszy w glinie piaszczystej pylastej w przypadku lemieszy napawanych zaliczono do gleb gliniastych, gdy dla lemieszy standardowych należy ono do gleb piaszczystych. Uzyskano wysoki stopień dopasowania

Tabela 6.4. Postacie modeli zużywania lemieszy płużnych w zależności od wymuszeń glebowych i obrobionej powierzchni

| Materiał lemiesza | Gatunek gleby | Postać równania | Współczynnik determinacji ($R^2$) | Procent wyjaśnionej zmienności (PWZ %) |
|---|---|---|---|---|
| 38 GSA | gleba gliniasta | $Z_M = 3{,}0244 \times \text{ha}^{0,9871} \times \text{ił}^{1,1948} \times \text{pi}^{0,2307} \times w^{-0,3476}$ | 0,99 | 97,5 |
| 38 GSA napawany PMFe61P | gleba gliniasta | $Z_M = 0{,}3742 \times \text{ha}^{1,1018} \times \text{ił}^{0,9781} \times \text{pi}^{0,5833} \times w^{-0,0724}$ | 0,99 | 99,0 |
| 38 GSA | gleba piaszczysta | $Z_M = 46345{,}194 \times \text{ha}^{0,9853} \times \text{ił}^{0,0261} \times \text{pi}^{-1,2473} \times w^{-0,1928}$ | 0,99 | 99,5 |
| 38 GSA napawany PMFe61P | gleba piaszczysta | $Z_M = 795{,}479 \times \text{ha}^{1,0426} \times \text{ił}^{0,0217} \times \text{pi}^{-0,2309} \times w^{-0,5691}$ | 0,99 | 98,3 |

Źródło: opracowanie własne.

równań do danych empirycznych. Średni błąd bezwzględny był mniejszy od 1%, współczynnik determinacji ($R^2$) zaś większy od 0,98, a procent wyjaśnionej zmienności (PWZ) większy od 98,3%.

Wzrost zawartości frakcji iłu, zarówno w glebach gliniastych, jak i piaszczystych, powoduje znaczący wzrost intensywności zużywania lemiesza. Także w przypadku frakcji piasku stwierdzono znaczący wzrost intensywności zużywania lemiesza w glebach gliniastych, natomiast zmniejszenie intensywności zużywania w glebach piaszczystych. W glebach gliniastych wilgotność gleby ma znaczenie mniejszy wpływ na przebieg zużywania lemieszy napawanych niż standardowych. Odwrotną zależność stwierdzono w glebach piaszczystych. Wraz ze wzrostem wilgotności następuje zmniejszenie intensywności zużywania lemieszy napawanych w stosunku do standardowych.

Spośród badanych funkcji przebiegu zużywania najlepszym dopasowaniem dla wszystkich badanych miar zużycia charakteryzują się funkcje potęgowe postaci:

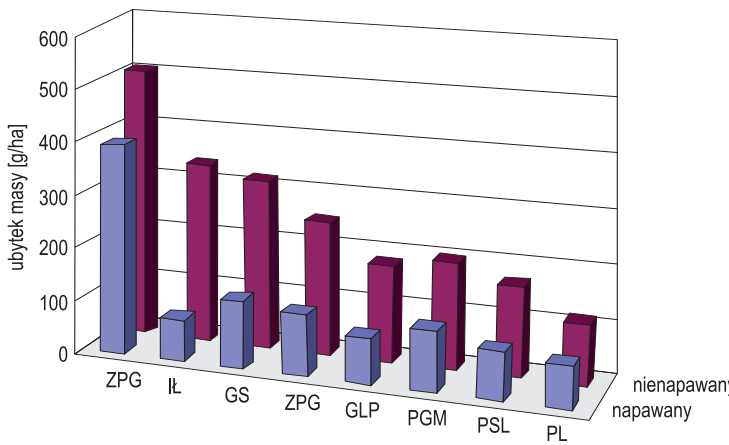
$$Z = \text{A} \times \text{ha}^{x1} \times \text{ił}^{x2} \times \text{pi}^{x3} \times w^{x4} \tag{6.1}$$

gdzie:

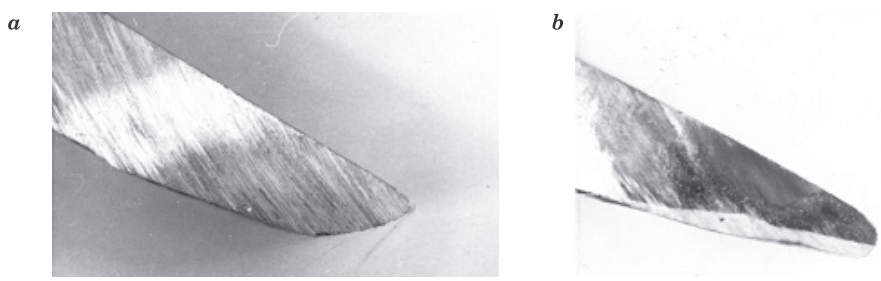
$Z$ – zużycie lemiesza według przyjętej miary,
ha – obrobiona powierzchnia [ha],
ił – zawartość frakcji iłu [%],
pi – zawartość frakcji piasku [%]
$w$ – wilgotność gleby [%],
A – stała matematyczna modelu,
$x_{1..4}$ – wykładniki potęgowe zależne od rodzaju gleby i przyjętej miary zużywania.

Wyniki przeprowadzonych badań eksploatacyjnych zużywania lemieszy napawanych w naturalnych warunkach eksploatacji potwierdziły słuszność lokalizacji miejsc utwardzania powierzchniowego w glebach o dominujących mechanochemicznych procesach zużywania oraz o intensywnym zużywaniu krawędzi tnącej. Największe obniżenie intensywności zużywania lemieszy napawanych w stosunku do standardowych uzyskano w suchych glebach ilastych (rys. 6.3).

Zużywanie wierzchniej strony krawędzi tnącej spowodowało proces samoostrzenia lemiesza (rys. 6.4).



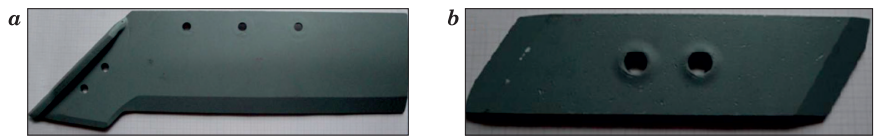

Rysunek 6.3. Zestawienie intensywności zużywania masowego lemieszy płużnych w zróżnicowanych warunkach glebowych: Ił – ił, GC – glina ciężka, GS – glina średnia, GL – glina lekka, PGM – piasek gliniasty mocny, PGL – piasek gliniasty lekki, PL – piasek luźny, ZPG – żwir piaszczysto-gliniasty
Źródło: opracowanie własne.



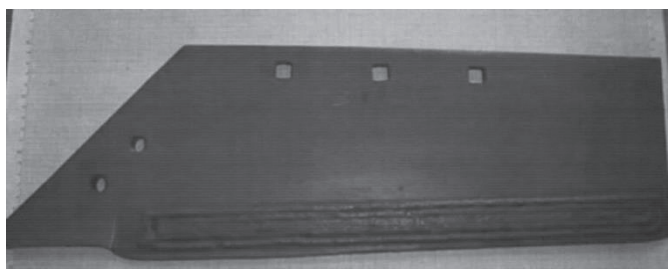

Rysunek 6.4. Profil ostrza lemiesza zużywanego w wilgotnej glinie ciężkiej: *a* – ostrze nienapawane, *b* – ostrze napawane
Źródło: opracowanie własne.

### 6.3.2. Lemiesze napawane elektrodą otuloną

Eksperyment tribologiczny w glebowej masie ściernej przeprowadzono dla stali odpornych na zużycie ścierne. Część ze stali napawano elektrodą otuloną w celu uszlachetnienia warstwy wierzchniej elementu roboczego (rys. 6.5, 6.6). Do badań wytypowano lemiesze płużne z wymiennym ostrzem skrawającym wykonane z następujących materiałów: stali Hardox 500, stali Hardox 500 z warstwą napawaną elektrodą Fidur 10/65, których skład chemiczny przedstawiono w tabeli 6.5.




Rysunek 6.5. Lemiesz (*a*) i dłuto (*b*) wykonane ze stali Hardox 500
Źródło: opracowanie własne.



Rysunek 6.6. Lemiesz z nałożoną warstwą napoiny
Źródło: opracowanie własne.

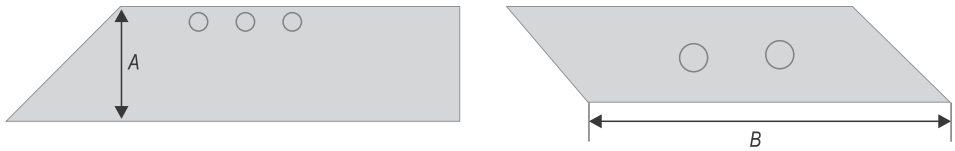
Tabela 6.5. Skład chemiczny badanych materiałów.

| Rodzaj materiału | Zawartość pierwiastków [%] | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | Cr | Ni | Mo | B |
| Hardox 500 | 0,29 | 0,70 | 1,60 | 1,00 | 0,50 | 0,60 | 0,004 |
| Fidur 10/65 | 4,50 | 0,70 | 0,50 | 34,00 | – | – | – |

Źródło: opracowanie własne.

Eksperyment był wykonywany w warunkach naturalnej eksploatacji w glebie lekkiej o wilgotności ok. 10%. Uziarnienie gleby określono na podstawie normy PN-EN ISO 14668-2 (2004). Badania prowadzono podczas wykonywania orki na głębokości 0,25 m.

Cechy geometryczne lemieszy i dłut mierzono (rys. 6.7) z wykorzystaniem suwmiarki z dokładnością ±0,1 mm, przed rozpoczęciem eksperymentu, a także podczas jego trwania. Masę mierzono na wadze technicznej z dokładnością ±1 g.




Rysunek 6.7. Schemat lemiesza (*a*) i dłuta (*b*) z zaznaczonymi punktami pomiarowymi
Źródło: opracowanie własne.

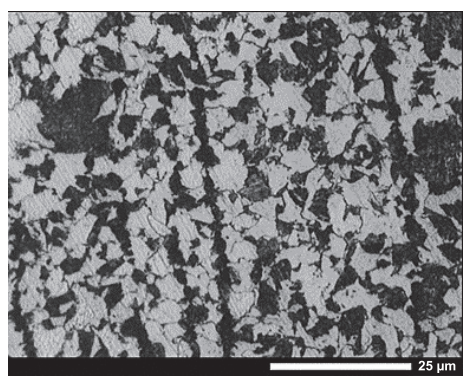
Pomiary twardości badanych materiałów wykonano metodą Rockwella zgodnie z normą PN-EN ISO 6508-1:2016-10. Uzyskane wskaźniki twardości stanowiły wartości średnie uzyskane z co najmniej pięciu pomiarów (tab. 6.6).

Tabela 6.6. Twardość badanych materiałów

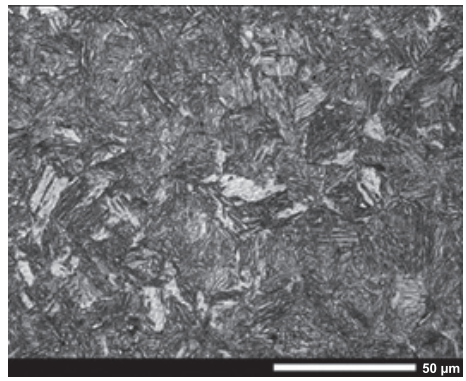
| Badany materiał | Hardox 500 | Fidur 10/65 |
|---|---|---|
| Twardość HRC | 52,8 | 62,5 |

Źródło: opracowanie własne.

Badania mikroskopowe przeprowadzono za pomocą mikroskopu świetlnego (LM) Nikon Eclipse MA200 sprzężonego z kamerą cyfrową Nikon DS-Fi2 z użyciem oprogramowania NIS Elements oraz elektronowego mikroskopu skaningowego (SEM) Jeol JSM-5800LV sprzężonego z mikroanalizatorem promieniowania rentgenowskiego Oxford Link ISIS-300 (Lemecha i in. 2017).




Rysunek 6.8. Obraz mikrostruktury napoiny Fidur 10/65; materiał podkładki w strefie wpływu ciepła – struktura nierównowagowych ziaren ferrytu z drobnodyspersyjnym perlitem i nielicznymi obszarami martenzytu hartowania; trawiono $Mi_1Fe$, mikroskopia świetlna
Źródło: na podstawie Lemechy i in. (2017).




Rysunek 6.9. Obraz mikrostruktury stali Hardox 500; struktura drobnolistwowego martenzytu hartowania z nielicznymi obszarami martenzytu odpuszczonego; trawiono $Mi_1F$, mikroskopia świetlna
Źródło: na podstawie Lemechy i in. (2017).

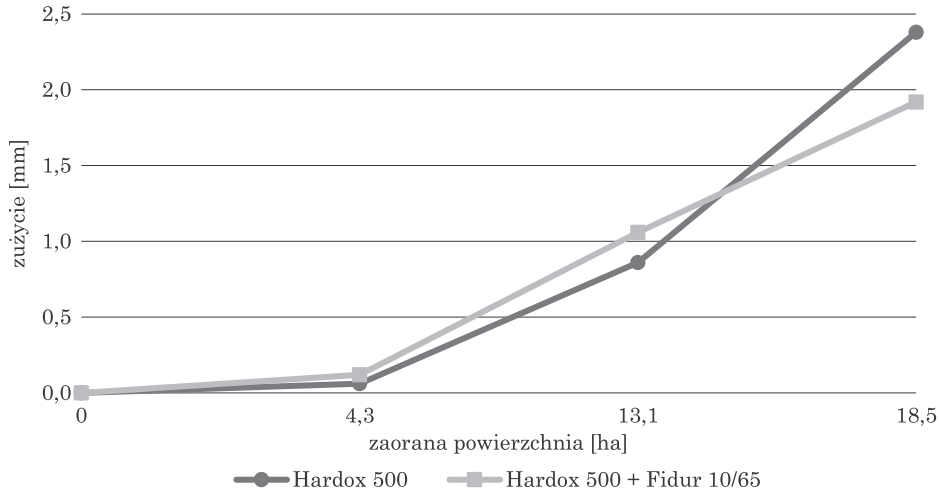
Mikrostrukturę stali Hardox 500 stanowił martenzyt odpuszczony powstający podczas przemiany bezdyfuzyjnej w dużym przechłodzeniu austenitu do początkowej temperatury przemiany. Wynikiem zaistniałej przemiany jest martenzyt, będący przesyconym roztworem węgla w żelazie *α*.

Napoina wykonana elektrodą otuloną Fidur 10/65 charakteryzowała się budową ledeburytyczną z wydzieleniami pierwotnych węglików chromu. W strefach wtopienia napoina wykazywała budowę składającą się z ciągłego, lokalnie z pęknięciami, ferrytu stopowego z dendrytycznymi odgałęzieniami roztworu stałego.

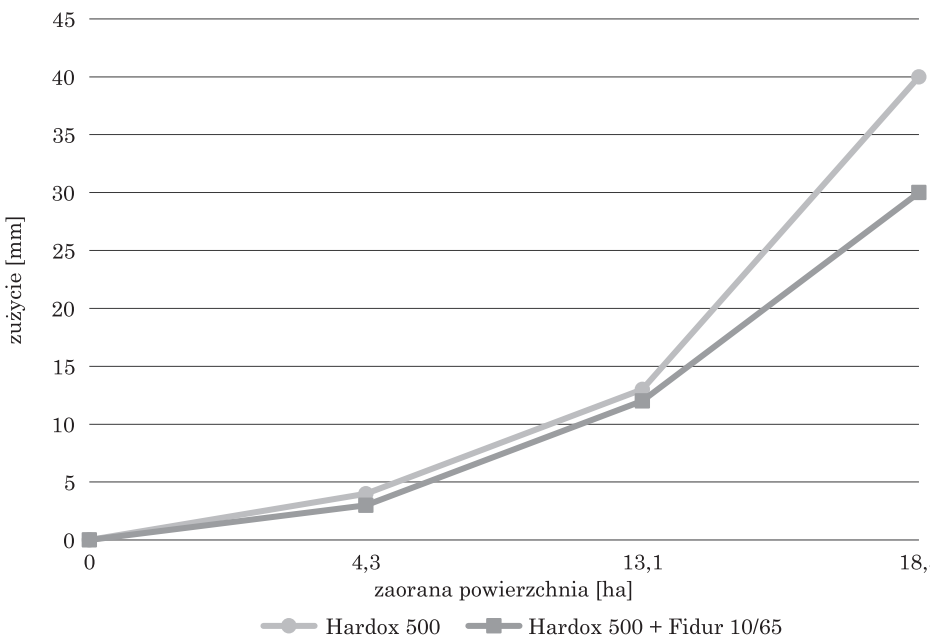
Niższe zużycie odnotowano dla lemiesza ze stali napawanej elektrodą Fidur 10/65, na co miały wpływ dodatki decydujące o poprawie właściwości warstwy wierzchniej (rys. 6.10). Również w przypadku dłut niższy ubytek materiału odnotowano dla dłuta wykonanego ze stali Hardox 500 napawanej (rys. 6.11). Zastosowanie napoiny pozwoliło na zmniejszenie zużycia w przypadku lemieszy ponad 1-krotnie oraz ok. 1,5-krotnie w przypadku dłut.

Zarówno w przypadku lemiesza, jak i dłuta, wraz z obrobioną powierzchnią następuje zwiększenie intensywności zużycia na ich szerokości. Przyczyny tych zmian należy upatrywać w zmianie, w wyniku zużywania, kształtu ostrza dłuta. Ulega ono zaokrągleniu, co prowadzi do zwiększenia stawianego oporu podczas obrabiania gleby. Wzrost oddziałujących sił, zarówno na dłuto, jak i lemiesz, w miejscu pomiaru szerokości powoduje wzrost intensywności zużycia.

Analizując procesy zużyciowe zachodzące w glebach zawierających znaczący udział frakcji piaszczystych, można zauważyć, że dominującym rodzajem zużywania elementów wykonanych ze stali nienapawanej jest rysowanie. Lemiesze i dłuta wykonane ze stali Hardo 500 napawanej elektrodą Fidur 10/65 charakteryzowały się największą zawartością węglików (Cr-C), co wpłynęło na zwiększenie twardości materiału, a tym samym zmniejszenie intensywności zużycia.

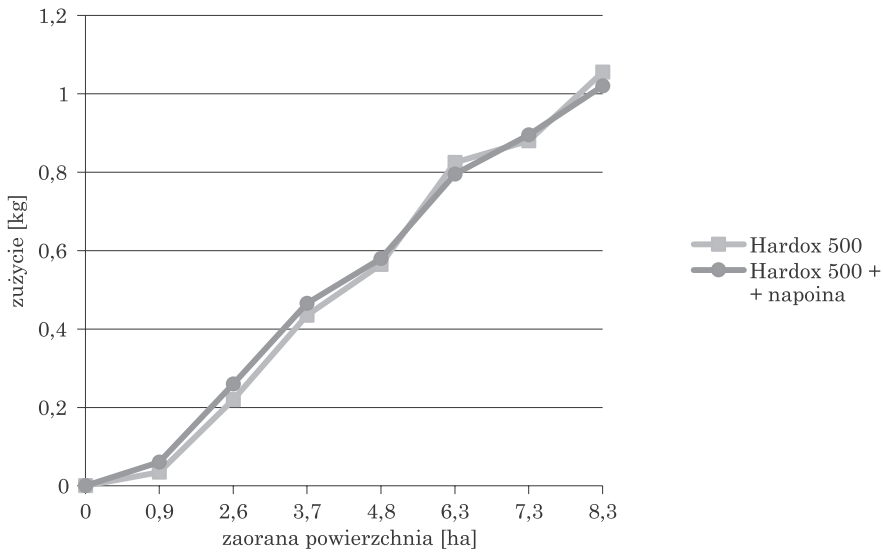



Rysunek 6.10. Przebieg zużycia lemieszy w funkcji zaoranej powierzchni
Źródło: opracowanie własne.

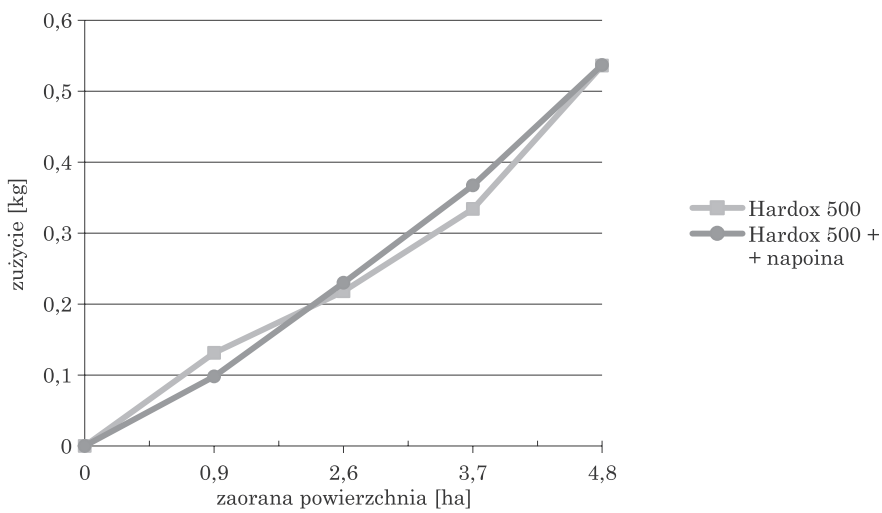



Rysunek 6.11. Przebieg zużycia dłut w funkcji zaoranej powierzchni
Źródło: opracowanie własne.

Badania mające na celu ocenę intensywności zużycia masowego przeprowadzono w naturalnych warunkach eksploatacji w glebie lekkiej dla następujących materiałów: stali Hardox 500 oraz Hardox 500 napawanej elektrodą Fidur 10/65. Skład chemiczny badanych materiałów przedstawiono w tabeli 6.5, natomiast twardość w tabeli 6.6. Wyniki badań wartości zużycia badanych materiałów w funkcji zaoranej powierzchni przedstawiono na rysunkach 6.12 i 6.13.




Rysunek 6.12. Przebieg zużycia masowego lemieszy w funkcji zaoranej powierzchni
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 6.13. Przebieg zużycia masowego dłut w funkcji zaoranej powierzchni
Źródło: opracowanie własne.

Na podstawie analizy przedstawionych wyników można stwierdzić, że materiały w postaci lemieszy i dłut, które były wykonane ze stali mającej w strukturze martenzyt, charakteryzowały się intensywnością zużycia wyższą niż materiały napawane.

Warstwy wierzchnie zawierające chrom i węgiel, które sprzyjają tworzeniu się monokrystalicznych węglików o nieregularnym kształcie, charakteryzowały się mniejszą intensywnością zużywania w glebie. Dobór odpowiedniej technologii i rozwiązań konstrukcyjnych elementu roboczego, a szczególnie warstwy będącej w bezpośrednim kontakcie z materiałem ścierającym, wymaga analizy procesów zachodzących podczas procesu zużywania. W oddziaływaniu zużyciowym gleb lekkich, charakteryzujących się dużym udziałem frakcji piasku, zawierających twarde i nieregularne w kształcie ziarna, dominują mechaniczne procesy zużywania przez bruzdowanie i rysowanie. Oddziaływanie frakcji piaszczystych jest związane ze zmniejszeniem swobody ziaren piasku, które znacząco wpływają na intensywność zużycia.

## 6.4. Podsumowanie

Wnioski dotyczące kształtowania warstwy wierzchniej uzyskane na podstawie modeli zużywania oraz analizy elementarnych zjawisk zużywania wskazują na konieczność odmiennego, w zależności od rodzaju gleby, konstruowania i wytwarzania elementów roboczych. Wyniki badań laboratoryjnych wykazały, że warstwa napawana nałożona plazmowo proszkiem PMFe61P charakteryzowała się najlepszymi właściwościami przeciwzużyciowymi we wszystkich warunkach glebowych. O jej właściwościach decydowała największa ze wszystkich materiałów zawartość C+Cr (45,1%) oraz boru (2,77%). W badaniach eksploatacyjnych potwierdzono te właściwości podczas obróbki gleb gliniastych, charakteryzujących się dużą powierzchnią kontaktu cząstek glebowych z elementem roboczym oraz dominującym udziałem zużywania mechanochemicznego. W tych samych glebach uzyskano znaczne zmniejszenia intensywności zużywania lemiesza napawanego w stosunku do standardowego, od 2,1-krotnie w glinie lekkiej pylastej do 4,2-krotnie w ile (zużycie masowe). W przypadku gleb piaszczystych i żwirowych, w których dominuje zużywanie mechaniczne przez mikroskrawanie, bruzdowanie i rysowanie, nie stwierdzono znaczącego zmniejszenia intensywności zużywania lemieszy napawanych proszkiem PMFe61P w stosunku do lemieszy standardowych. Przebieg zużywania w tym przypadku jest uwarunkowany częstotliwością wykruszania twardych ziaren węglików z osnowy. Zahamowanie intensywności tego zjawiska jest możliwe w przypadku zastosowania tworzyw zawierających zwiększoną zawartość manganu. W doborze składu chemicznego materiałów na elementy robocze należy kierować się przede wszystkim zawartością C+Cr (powyżej 25%) oraz dodatko-

wych pierwiastków węglikotwórczych, jak: B, V, Mo, W, Ti i Nb w przypadku gleb gliniastych, a dodatkowo Mn w przypadku pozostałych gleb.

Na podstawie uzyskanych wyników wyznaczono modele matematyczne umożliwiające prognozowanie intensywności zużywania warstw wierzchnich w zróżnicowanych warunkach glebowych, w zależności od ich składu chemicznego. Zwiększenie odporności na zużywanie w glebie jest możliwe przez zastosowanie materiałów wielofazowych zawierających węgliki pierwotne $(Fe, Cr)_7C_3$ w osnowie eutektyki [$\alpha$ + $(Fe, Cr)_7C_3$], borki oraz odpowiednio węgliki molibdenu, wanadu, wolframu, tytanu lub niobu. W składzie chemicznym elementów roboczych użytkowanych w glebach, w których zachodzą intensywne procesy zużywania mechanicznego, powinno stosować się także mangan, przyczyniający się do powstawania austenitu szczątkowego w osnowie.

**Literatura**


Baba Z.M., Pour A.H. 2013. *Wear Characteristics of ADIs; A Comprehensive Review on Mechanisms and Effective Parameters*. Journal of Basic and Applied Scientific Research, 3(2): 646-656.

Badisch E., Winkelmann H., Franek F. 2009. *Hightemperature continuous impact abrasion testing (HAT-CIAT): Wear behaviour of single and multiphase materials up to 750°C*. 18th International Baltic Conference on Engineering Materials & Tribology – BALTMATTRIB, Talin, s. 2-22.

Blicharski M. 2009. *Inżynieria powierzchni*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa.

Dobrzański L.A., Dobrzańska-Dankiewicz A.D. 2011. *Technologie kształtowania struktury i własności powierzchni materiałów inżynierskich z wykorzystaniem promieniowania laserowego i innych technologii spawalniczych*. Open Access Library, 5: 181-225.

Dziubiński J., Klimpel A. 1985. *Napawanie i natryskiwanie cieplne*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa.

Gatnar E., Walesiak M. 2004. *Metody statystycznej analizy wielowymiarowej w badaniach marketingowych*. Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej, Wrocław.

Konat Ł., Napiórkowski J., Białobrzeska B. 2017. *Structural properties and abrasive-wear resistance of Brinar 400 and Brinar 500 steels*. Tribologia, 3: 67-75.

Lemecha M., Napiórkowski J., Konat Ł. 2017. *Analysis of wear and tear of working elements with a replaceable cutting edge in an abrasive soil mass*. Tribologia, 3: 101-109.

Mikołajczak P., Napiórkowski J. 2016. *Analysing the reliability of working parts operating in abrasive soil pulp taking into consideration confounding factors*. Eksploatacja i Niezawodność, 18(4).

Napiórkowski J. 2005. *Zużyciowe oddziaływanie gleby na elementy robocze narzędzi rolniczych*. Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej, Rozprawy Habilitacyjne, 17, Kraków.

Napiórkowski J., Drożyner P., Ligir K., Mikołajczak P. 2014. *Badania i modelownie procesów zużywania ściernego i zmęczeniowego*. Wydawnictwo UWM, Olsztyn.

Napiórkowski J., Konat Ł., Ligier K. 2015. *The structural properties and resistance to abrasive wear in soil of Creusabro steel*. Tribologia, 5: 105-119.

Napiórkowski J., Lemecha M. 2016. *An analysis of the wear of ploughshares with various technological solutions*. Tribologia, 3: 139-151.

Napiórkowski J., Lemecha M., Szczyglak P. 2015. *Analiza zużywania warstw wierzchnich w naturalnych warunkach glebowych*. Tribologia, 4: 97-107.

Napiórkowski J., Ligier K., Lemecha M. 2015. *Wpływ technologii nanoszenia warstw Fe-C-Cr-B na właściwości zużyciowe w glebowej masie ściernej*. Mechanik, 88(4CD): 92-97.

Napiórkowski J., Ligier K., Lemecha M. 2019. *The influence of type of abrasive soil mass on the wear intensity of multi-phase welded coating*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 507(1): 012032.
Napiórkowski J., Ligier K., Pękalski G. 2014. *Właściwości tribologiczne węglików spiekanych w glebowej masie ściernej*. Tribologia, 2: 123-134.
Napiórkowski J., Pękalski G., Kołakowski K. 2012. *Badanie struktur i zużywania powłok napawanych w glebowej masie ściernej*. Tribologia, 3: 111-117.
Napiórkowski J., Rychlik A. 2011. *Analiza procesu zużywania warstw napawanych w gliniasto-piaszczystej masie ściernej*. Tribologia, 4: 211-218.
Owsiak Z. 1997. *Wear of symmetrical wedge-shaped tillage tools*. Soil & Tillage Research, 43(3): 295-308.
Pękalski G., Dudziński W., Sachadel U., Alenowicz J. 2005. *Some macro and microstructural aspects of pad welded layer durability*. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 5(2): 85-104.
Pilarczyk J., Pilarczyk J. 1998. *Spawanie i napawanie elektryczne metali*. Wydawnictwo Śląsk Sp. z o.o., Katowice.
PN-EN 933-1:2012. *Tests for geometrical properties of aggregates*. Part 1. *Determination of particle size distribution. Sieving method*.
PN-EN ISO 6508-1:2016-10. *Metale. Pomiar twardości sposobem Rockwella*. Część 1. *Metoda badania*.
Talikowski M., Ulbin-Pokorska I., Wierzchoń T. 2006. *Microstructure of the composite oxynitrided chromium layers produced on steel by a duplex method*. Surface and Coatings Technology, 201(6):2776-2781.
Tarasiuk W., Napiórkowski J., Ligier K., Krupicz B. 2017. *Comparison of the wear resistance of Hardox 500 steel and 20MnCr5*. Tribologia, 3: 165-170.
Verma A., Gopinatha K., Sarkarb S.B. 2011. *Boron Steel: An Alternative for Costlier Nickel and Molybdenum Alloyed Steel for Transmission Gears*. The Journal of Engineering Research, 8(1): 12-18.
Wytyczne W-12/IS-95. Nazwy i numery procesów spawalniczych według zestawienia w normie PN-EN ISO 4063:2011.
Ziemelis M., Verdins G. 2017. *Plough parts wear resistance depending on their material composition and processing technology*. Engineering for Rural Development, 16: 455-460.

## ANALIZA ZUŻYWANIA ELEMENTÓW ROBOCZYCH Z NAPAWANĄ WARSTWĄ WIERZCHNIĄ

Streszczenie

W pracy przedstawiono analizę procesu zużywania lemieszy płużnych o różnych rozwiązaniach technologicznych. Krawędzie skrawające badanych elementów napawano w celu wzmocnienia części najbardziej narażonej na oddziaływanie gleby. Eksperyment prowadzono w naturalnych warunkach eksploatacji w zróżnicowanym środowisku ściernym. Podczas badań mierzono zmiany masy oraz geometrię elementów roboczych w funkcji obrobionej powierzchni. Zarówno stale, z których były wykonane badane lemiesze, jak i zastosowane napoiny, charakteryzowały się zróżnicowaną mikrostrukturą, co istotnie wpływało na intensywność zużycia elementów roboczych. Warstwy wierzchnie zawierające pierwiastki, tj. chrom i węgiel, które sprzyjają tworzeniu się monokrystalicznych węglików o nieregularnym kształcie, charakteryzowały się mniejszą intensywnością zużywania podczas eksploatacji elementów roboczych w glebie.

ANALYSIS OF WEAR OF WORKING ELEMENTS WITH A WELDED LAYER

Abstract

the paper presents an analysis of the wear process of plowshares with various technological solutions. The cutting edges of the tested elements were surfaced to strengthen the part most exposed to soil. The experiment was conducted under natural operating conditions in a diverse abrasive environment. During the tests, changes in mass and geometry of working elements were measured as a function of the worked surface. Both the steels from which the plowshares were made as well as the welds used were characterized by a diverse microstructure, which significantly affected the intensity of wear of the working elements. The top layers containing elements such as chromium and carbon, which favor the formation of irregularly shaped monocrystalline carbides, were characterized by lower intensity of wear during the exploitation of working elements in soil.

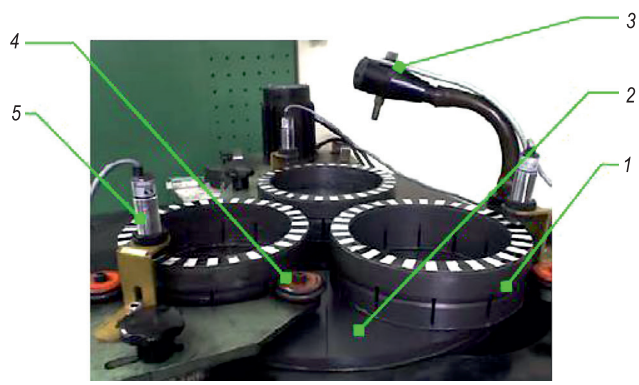
Adam Barylski[1], Maciej Gniot[2]

ROZDZIAŁ 7

# BADANIA NAD DOCIERANIEM PŁASKICH ELEMENTÓW CERAMICZNYCH Z WYMUSZONYM DAWKOWANIEM ZAWIESINY ŚCIERNEJ

## 7.1. Wprowadzenie

Współcześnie docieranie jako ścierna obróbka wykończeniowa (bardzo dokładna) obejmuje kształtowanie nie tylko powierzchni elementów metalowych, lecz także ceramicznych. W zasadzie nie ma tu ograniczeń w stosunku do rodzaju i gatunku obrabianego materiału (Barylski 2013; Klocke 2009). W praktyce w przypadku powierzchni płaskich przeważa docieranie maszynowe na obrabiarkach jednotarczowych (Barylski 2013) z pierścieniowym układem wykonawczym (rys. 7.1). Elementy obrabiane umieszczone w separatorach są poruszane przez pierścienie prowadzące współpracujące ciernie z powierzchnią czynną tarczy docierającej.




Rysunek 7.1. Standardowy układ wykonawczy docierania jednotarczowego:
*1* – pierścień prowadzący, *2* – tarcza docierająca, *3* – układ ciągłego (zalewowego) dozowania zawiesiny ściernej, *4* – rolka zespołu napędowego pierścień prowadzący, *5* – czujnik pomiarowy prędkości obrotowej pierścienia
Źródło: opracowanie własne.

[1] Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, Politechnika Gdańska, e-mail: abarylsk@pg.edu.pl.
[2] Wydział Inżynierii Mechanicznej, Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy.

Na wynik docierania ma wpływ wiele czynników (Bakoń, Barylski 2017; Marinescu i in. 2007) związanych z tarczą docierającą (m.in. rodzaj materiału, sposób rowkowania), składnikami dawkowanej zawiesiny ściernej (rodzaj i wielkość mikroziaren ściernych, koncentracja ścierniwa i wielkość dawki) oraz warunkami kinematycznymi i technologicznymi (głównie jest to prędkość względna i wartość przyspieszenia w układzie wykonawczym oraz nacisk jednostkowy). Duże znaczenie ma też sposób i intensywność dawkowania zawiesiny w strefę docierania. Standardowo odbywa się to w sposób ciągły – zalewowo lub kroplowo (Barylski 2015). Powoduje to znaczne straty ścierniwa, gdyż część mikroziaren ściernych zostaje szybko usunięta z powierzchni roboczej tarczy docierającej przez poruszające się pierścienie prowadzące z separatorami i nie bierze w ogóle udziału w skrawaniu. Zwiększa to znacząco koszty narzędziowe obróbki i ma pośredni niekorzystny wpływ na środowisko. Zastosowanie systemu dawkowania wymuszonego zawiesiny ściernej na powierzchnię roboczą tarczy docierającej w znacznym stopniu eliminuje te wady (Gniot i in. 2017).

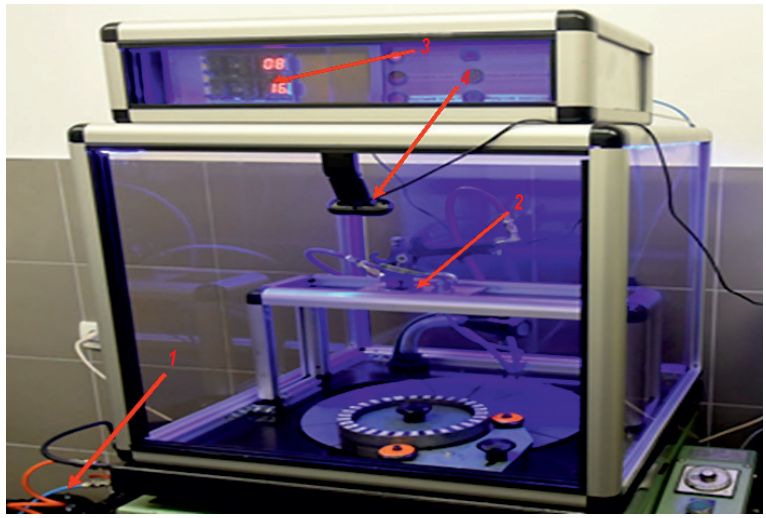
Celem przeprowadzonych badań było określenie wpływu podstawowych warunków dawkowania wymuszonego zawiesiny ściernej w procesie docierania na ubytek liniowy i masowy obrabianych płaskich elementów ceramicznych. Badano wpływ procentowej zawartości ziaren w zawiesinie, wielkości dawki nanoszonej na docierak przez 20 minut oraz lepkości składnika płynnego zawiesiny ściernej (mieszaniny oleju maszynowego i nafty kosmetycznej). Badania wykonano ze stałym naciskiem jednostkowym 0,0446 MPa i prędkością obrotową tarczy docierającej 60 obr/min.

## 7.2. Stanowisko badawcze

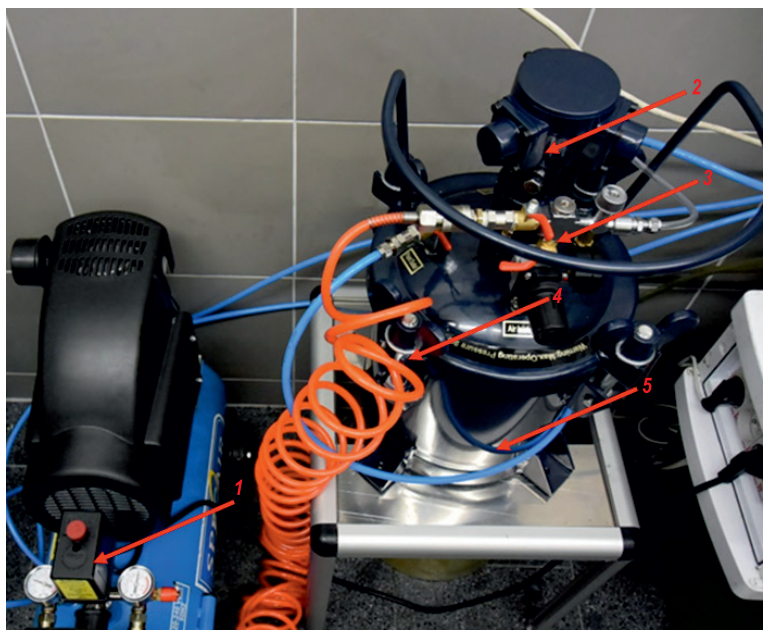
Opracowany innowacyjny układ dawkowania zawiesiny ściernej umożliwia sterowanie ilością i częstością (intensywnością) nanoszenia jej w wybrane miejsce na powierzchnię roboczą tarczy docierającej. Możliwe jest dawkowanie zawiesiny ściernej o określonej lepkości składnika płynnego. Zaprojektowane i wykonane stanowisko badawcze do docierania jednostronnego powierzchni płaskich jest przystosowane do wykonywania badań na docierarce Abralap 380 (rys. 7.2).

Zbudowany układ dozowania i nanoszenia zawiesiny ściernej na docierak jest podzielony na dwa podukłady. Pierwszy z nich odpowiada za przygotowanie i dostarczenie zawiesiny ściernej do zespołu dozowania (rys. 7.3 i 7.4).

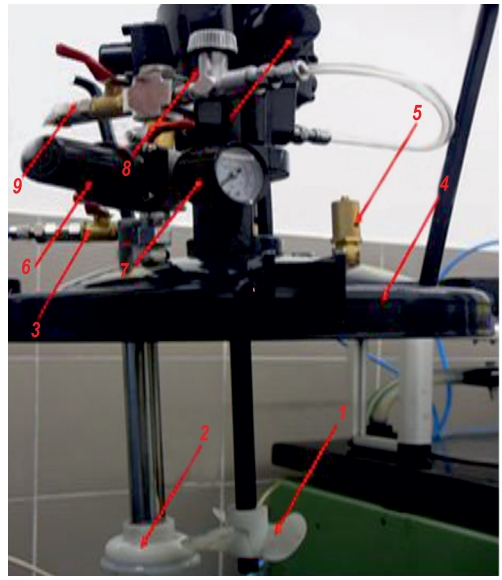
Sposób nanoszenia zawiesiny ściernej przedstawiono na rysunku 7.5. Jest to układ, który umożliwia nanoszenie warstwy o założonej grubości, w przeliczeniu na jeden obrót tarczy docierającej. Układ ma również możliwość sterowania wielkością nanoszonej plamy zawiesiny ściernej, jej kształtem oraz położeniem na powierzchni roboczej tarczy (rys. 7.5 i 7.6).



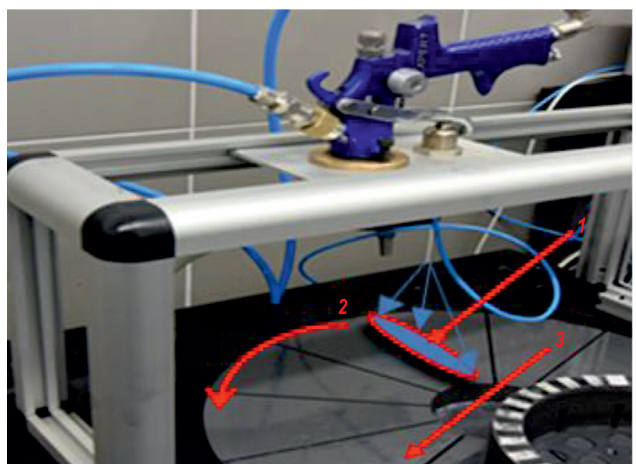

Rysunek 7.2. Wymuszony układ dozowania zawiesiny ściernej: *1* – zespół ciągłego mieszania, *2* – zespół nanoszenia zawiesiny, *3* – układ sterujący, *4* – kamera rejestrująca proces
Źródło: opracowanie własne.



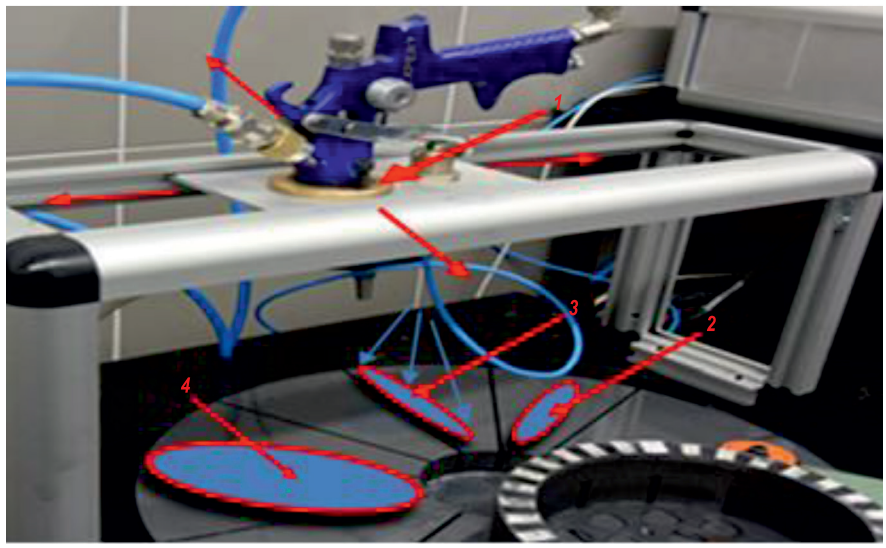

Rysunek 7.3. Układ przygotowania zawiesiny ściernej: *1* – kompresor, *2* – napęd wirnika mieszadła, *3* – regulator ciśnienia wewnątrz zbiornika, *4* – pokrywa zbiornika wraz z mocowaniem, 5 – zbiornik zawiesiny, *5* – wewnętrzna czasza zbiornika
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 7.4. Zespół ciągłego mieszania zawiesiny ściernej: *1* – śruba mieszadła, *2* – smok, *3* – zasilanie substancji, *4* – pokrywa zbiornika, *5* – zawór bezpieczeństwa, *6* – regulator ciśnienia powietrza dostającego się do zbiornika mieszającego, *7* – manometr ciśnienia powietrza, *8* – regulator prędkości obrotowej mieszadła, *9* – przyłącze sprężonego powietrza
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 7.5. Układ nanoszący substancję ścierną na docierak: *1* – kształt „plamy", którą tworzy nanoszona zawiesina ścierna, *2* – kierunek obrotu tarczy docierającej, *3* – nałożona warstwa zawiesiny
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 7.6. Możliwe położenie nanoszonej warstwy zawiesiny ściernej na powierzchni docieraka: *1* – zespół zmiany położenia nanoszonej warstwy, *2*, *3* i *4* – możliwe położenia „plamy" zawiesiny na tarczy o zadanym rozmiarze
Źródło: opracowanie własne.

## 7.3. Program i wyniki badań docierania

### 7.3.1. Plan eksperymentów i sposób opracowania wyników badań

Wykorzystując opracowany i zbudowany układ dawkowania zawiesiny ściernej wykonano badania eksperymentalne docierania płaskich ceramicznych elementów uszczelniających. Eksperymenty przeprowadzono, stosując plan badań statyczny, zdeterminowany, selekcyjny, wieloczynnikowy, quasi-rotatabilny drugiego rzędu *PS/DS-P:* $\lambda$, o kulistym rozkładzie informacji (Box, Hunter 1957). Zapewnia to stałość oszacowania funkcji regresji w pewnym otoczeniu punktu centralnego planu. Charakteryzuje się on stosunkowo dużą informatywnością i efektywnością, co z punktu widzenia kosztochłonności badań jest czynnikiem istotnym. Eksperyment w przypadku trzech zmiennych czynników badanych wymaga przeprowadzenia $n = 20$ prób (Mańczak 1976; Polański 1977).

Czynnikami zmiennymi badań były: zawartość procentowa ziaren ściernych w zawiesinie (udział wagowy) $K$ [%], dawka zawiesiny ściernej naniesiona na tarczę przez 20 minut $V_s$ [ml/20 min] oraz lepkość mieszaniny składników płynnych $L_e$ [mPa·s]. Zakres zmienności czynników badanych ustalono na podstawie analizy literatury oraz wykonanych badań wstępnych (Barylski, Gniot 2018). Jako ziarna ścierne w badaniach zastosowano węglik krzemu 98C F400/17.

Docierano próbki wykonane z ceramiki $Al_2O_3$. Wartości czynników wyjściowych $Y$ w eksperymencie są zmiennymi o charakterze losowym. Takie założenie pozwala przyjąć, że występujące zakłócenia $U$ oraz warunki stałe $C$ są parametrami pozornie stałymi dla określonych warunków badań. Funkcję obiektu badań określono w wielowymiarowej przestrzeni czynnikowej jako równanie regresji:

$$Y = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_k) \tag{7.1}$$

gdzie:

$k$ – liczba analizowanych zmiennych.

Wyznaczane współczynniki $B = [b_1, b_2, \dots, b_k]$ dotyczą równania regresji:

$$Y = b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_2^2 + b_6x_3^2 + b_7x_4^2 + b_8(x_2 \cdot x_3) + b_9(x_2 \cdot x_4) + b_{10}(x_3 + x_4) \tag{7.2}$$

gdzie:

$Y$ – wartość czynnika wyjściowego z modelu,

$x_1 = 1$, $x_2 = K$, $x_3 = V_s$, $x_4 = L_e$ – odpowiednio zmienne niezależne.

Wyniki przeprowadzonych badań poddano analizie statystycznej. Podstawowym zadaniem było wyznaczenie równań regresji opisujących ubytek masowy $Ub_m$ i liniowy $Ub_l$ obrabianych elementów w funkcji zmiennych czynników wejściowych ($K$, $V_s$ oraz $L_e$).

Pierwszym krokiem była estymacja współczynników $B = [b_1, b_2, \dots, b_k]$ równania regresji. Jeśli przez $\boldsymbol{X}$ oznaczymy macierz planu eksperymentu, a przez $Y$ kolumnę wyników pomiarów, to wektor $\boldsymbol{B}$ estymuje się za pomocą wzoru macierzowego w postaci:

$$\boldsymbol{B}^T = (X^TX)^{-1}X^TY \tag{7.3}$$

gdzie:

$X^{\mathrm{T}}$ – symbol transpozycji macierzy $X$,

$X^{-1}$ – macierz odwrotna do macierzy $X$.

Estymacja wektora $\boldsymbol{B}$ jest oparta na metodzie najmniejszych kwadratów. Nieobciążonym estymatorem wariancji $\delta^2$ składnika losowego jest statystyka $s^2$ określona wzorem:

$$s^2 = \frac{1}{n-k-1}\sum_{i=1}^{n}\big(y(i) - yt(i)\big)^2 \tag{7.4}$$

gdzie:

$y(i)$ – $i$-ty punkt pomiarowy ($i$-ty punkt planu eksperymentu),

$yt(i)$ – wartość funkcji regresji w $i$-tym punkcie,

$n$ – liczba punków planu,

$k + 1$ – liczba współczynników równania regresji.

Wzór (7.4) w postaci macierzowej to:

$$s^2 = (Y^T Y - b^T X^T Y)/(n - k - 1) \tag{7.5}$$

Założenie o normalności rozkładu czynnika losowego umożliwia wyznaczenie przedziałów ufności i wykorzystanie właściwych testów statystycznych dla współczynników $b_i$ ($i$ = 1, 2, …, $k$) równania regresji. Parametrem opisującym jakość przybliżenia równaniem zależności empirycznej jest współczynnik korelacji wielokrotnej $R$. Współczynnik $R$ mierzy stopień zależności (skorelowania) zmiennej $Y$ od zmiennych niezależnych $X_1$, $X_2$, …, $X_n$. Kwadrat współczynnika korelacji jest współczynnikiem determinacji $R^2$, przy czym jest wartością funkcji w $i$-tym punkcie planu eksperymentu, $ye(i)$ wartością zmierzoną (empiryczną), $ys$ zaś wartością średnią obliczoną ze wszystkich wyników eksperymentu:

$$R^2 \sum_{i=1}^{n} \frac{\big(ye(i) - yt(i)\big)^2}{\sum_{i=1}^{n}\big(ys - yt(i)\big)^2} \tag{7.6}$$

Im bliższa jedności jest wartość współczynnika korekcji $R$, tym stopień wyjaśnionej zmienności przez funkcję regresji jest większy. Wartość $R$ bliska zeru oznacza brak zależności między zmienną $Y$ a zbiorem zmiennych $X_1$, $X_2$, …,$X_n$. W celu zbadania, czy współczynnik korelacji jest istotnie różny od zera, wykonano test istotności regresji. W tym przypadku hipoteza zerowa testu ma postać:

$$H_0: R = 0 \tag{7.7}$$

Statystykę testową dla tej hipotezy wyraża się wzorem:

$$F = \frac{n - k - 1}{k} \frac{R^2}{1 - R^2} \tag{7.8}$$

Zmienna losowa $F$ ma rozkład $F$-Snedecora o stopniach swobody $d_{f1} = k$ (licznika) i $d_{f2} = n - k - 1$ (mianownika). Wartość krytyczną $F_{a, df1, df2}$ dla zadanego poziomu istotności $a$ odczytano się z tablic statystycznych. Podczas budowy równania regresji wieloczynnikowej uwzględniono zmienne badane, które mogą mieć wpływ na wartość zmiennej zależnej $Y$. Aby sprawdzić, które ze zmiennych $X$ istotnie wpływają na zmienną $Y$ konieczne jest wykonanie testu istotności dla wszystkich współczynników regresji wyznaczanego równania. Hipoteza zerowa ma wtedy postać:

$$H_0: b_i = \beta_i \tag{7.9}$$

Statystyka testowa to:

$$t = \frac{b_i - \beta_i}{S_{b_i}} \tag{7.10}$$

gdzie:

$b_i$ – $i$-ty współczynnik równania regresji (7.2),

zaś:

$$s_{b_i} = s\sqrt{d_{ii}} \tag{7.11}$$

przy czym $s$ jest odchyleniem standardowym równania (7.2), $d_{ii}$ zaś $i$-tą wartością diagonalną macierzy $(X^{\mathrm{T}}X)^{-1}$.

Statystyka $t$ określona wzorem (7.10) przy założeniu prawdziwości hipotezy $H_0$ rozkład $t$-Studenta o $n - k - 1$ stopniach swobody. Obszar krytyczny dla tej hipotezy to: $(-t_{n-k-1,\,\alpha},\ t_{n-k,\alpha})$. Wartość $t_{n-k-1,\alpha}$ jest wyznaczona z tablicy $t$-Studenta dla $n - k - 1$ stopni swobody i poziomu istotności $\alpha$.

Rozrzut wartości współczynnika $b_i$ ($i = 1, 2, \ldots, k$) opisuje przedział ufności:

$$\left(b_i - t_{\alpha s_{b_i}}, b_i + t_{\alpha s_{b_i}}\right), \text{ dla } i = 1, 2, \ldots, k \tag{7.12}$$

gdzie:

$$P\left\{b_i - t_{\alpha s_{b_i}}, b_i + t_{\alpha s_{b_i}}\right\} = 1 - \alpha \tag{7.13}$$

zaś $1 - \alpha$ jest poziomem ufności.

### 7.3.2. Wyniki badań

W przeprowadzonych eksperymentach wyznaczono wpływ trzech czynników zmiennych badanych na pięciu poziomach wartości. W tabeli 7.1 zamieszczono zakodowane i rozkodowane wartości czynników badanych ($K$, $V_s$, $L_e$).

Tabela 7.1. Wartości czynników badanych

| Nr próby | Wartości kodowe czynników badanych | | |
|---|---|---|---|
| | $K$ [%] = $x_2$ | $V_s$ [ml/20 min] = $x_3$ | $L_e$ [mPa · s] = $x_4$ |
| 1 | -1 | -1 | -1 |
| 2 | 1 | -1 | -1 |
| 3 | -1 | 1 | -1 |
| 4 | 1 | 1 | -1 |
| 5 | -1 | -1 | 1 |
| 6 | 1 | -1 | 1 |
| 7 | -1 | 1 | 1 |
| 8 | 1 | 1 | 1 |
| 9 | -1,682 | 0 | 0 |
| 10 | 1,682 | 0 | 0 |
| 11 | 0 | -1,682 | 0 |
| 12 | 0 | 1,682 | 0 |

cd. tabeli 7.1

| | | | |
|---|---|---|---|
| 13 | 0 | 0 | -1,682 |
| 14 | 0 | 0 | 1,682 |
| 15 | 0 | 0 | 0 |
| 16 | 0 | 0 | 0 |
| 17 | 0 | 0 | 0 |
| 18 | 0 | 0 | 0 |
| 19 | 0 | 0 | 0 |
| 20 | 0 | 0 | 0 |
| Wartości czynników badanych | | | |
| Wartości kodowe | wartości przed kodowaniem | | |
| | $K$ [%] = $x_2$ | $V_s$ [ml/20 min] = $x_3$ | $L_e$ [mPa·s] = $x_4$ |
| -1,682 | 5 | 10 | 10,3 |
| -1 | 9 | 26 | 16,5 |
| 0 | 15 | 50 | 23 |
| 1 | 21 | 74 | 29,5 |
| 1,682 | 25 | 90 | 34 |

Źródło: opracowanie własne.

Celem badań było określenie funkcji:

$$Ub_m = f(K, V_s, L_e) \tag{7.14}$$

$$Ub_l = f(K, V_s, L_e) \tag{7.15}$$

gdzie:

$K$ – zawartość procentowa ziaren ściernych w zawiesinie [% wag.],
$V_s$ – dawka zawiesiny ściernej [ml/20 min],
$L_e$ – lepkość nośnika [mPa·s].

Opracowanie modeli matematycznych pozwoliło na optymalizację badanego procesu docierania. Założono, że modele matematyczne mają postać wielomianu drugiego stopnia z interakcjami:

$$Ub_m = b_0 + b_1K + b_2K^2 + b_3V_s + b_4V_s^2 + b_5L_e + b_6L_e^2 + b_7KV_s + b_8KL_e + b_9V_sL_e \tag{7.16}$$

$$Ub_l = b_0 + b_1K + b_2K^2 + b_3V_s + b_4V_s^2 + b_5L_e + b_6L_e^2 + b_7KV_s + b_8KL_e + b_9V_sL_e \tag{7.17}$$

Otrzymane wyniki badań ubytku masowego próbek zamieszczono w tabeli 7.2, a ubytku liniowego w tabeli 7.3. Na ich podstawie zbudowano wykresy powierzchniowe i warstwicowe (rys. 7.7÷7.10).

Tabela 7.2. Średni ubytek masowy $Ub_{me}$ próbek dla badanych wartości czynników zmiennych

| $x_2$ | $x_3$ | $x_4$ | $y_e$ |
|---|---|---|---|
| $K$ [%] | $V_s$ [ml/20 min] | $L_e$ [mPa·s] | $Ub_{me}$ [g] |
| 15 | 10 | 23 | 0,0458 |
| 15 | 50 | 23 | 0,1537 |
| 15 | 50 | 23 | 0,1538 |
| 15 | 50 | 23 | 0,1543 |
| 15 | 50 | 23 | 0,1541 |
| 15 | 50 | 23 | 0,1555 |
| 15 | 50 | 23 | 0,1517 |
| 15 | 90 | 23 | 0,1874 |
| 5 | 50 | 23 | 0,0298 |
| 25 | 50 | 23 | 0,1031 |
| 21 | 74 | 29,5 | 0,0805 |
| 21 | 26 | 29,5 | 0,0342 |
| 9 | 74 | 29,5 | 0,0581 |
| 9 | 26 | 29,5 | 0,0171 |
| 15 | 50 | 34 | 0,0679 |
| 15 | 50 | 10,3 | 0,0695 |
| 21 | 74 | 16,5 | 0,1167 |
| 21 | 26 | 16,5 | 0,087 |
| 9 | 74 | 16,5 | 0,0377 |
| 9 | 26 | 16,5 | 0,0287 |

Źródło: opracowanie własne.

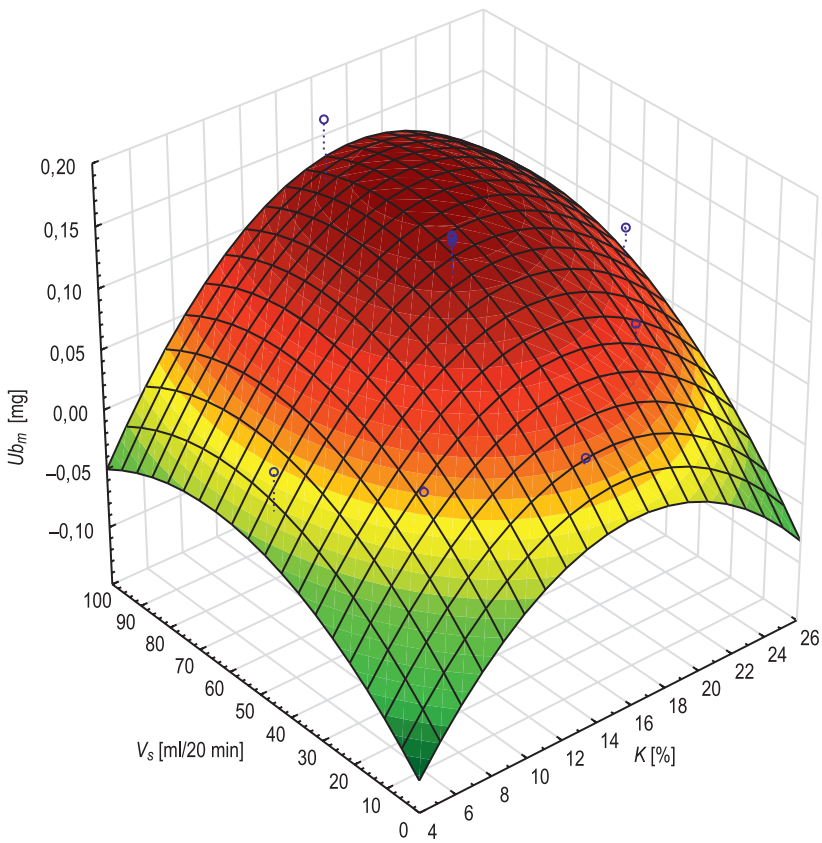
Tabela 7.3. Średni ubytek liniowy $Ub_{le}$ próbek dla badanych wartości czynników zmiennych

| $x_2$ | $x_3$ | $x_4$ | $y_e$ |
|---|---|---|---|
| $K$ [%] | $V_s$ [ml/20 min] | $L_e$ [mPa·s] | $Ub_{le}$ [µm] |
| 15 | 10 | 23 | 36 |
| 15 | 50 | 23 | 138 |
| 15 | 50 | 23 | 138 |
| 15 | 50 | 23 | 135 |
| 15 | 50 | 23 | 139 |
| 15 | 50 | 23 | 136 |
| 15 | 50 | 23 | 138 |
| 15 | 90 | 23 | 190 |
| 5 | 50 | 23 | 26 |
| 25 | 50 | 23 | 98 |
| 21 | 74 | 29,5 | 74 |

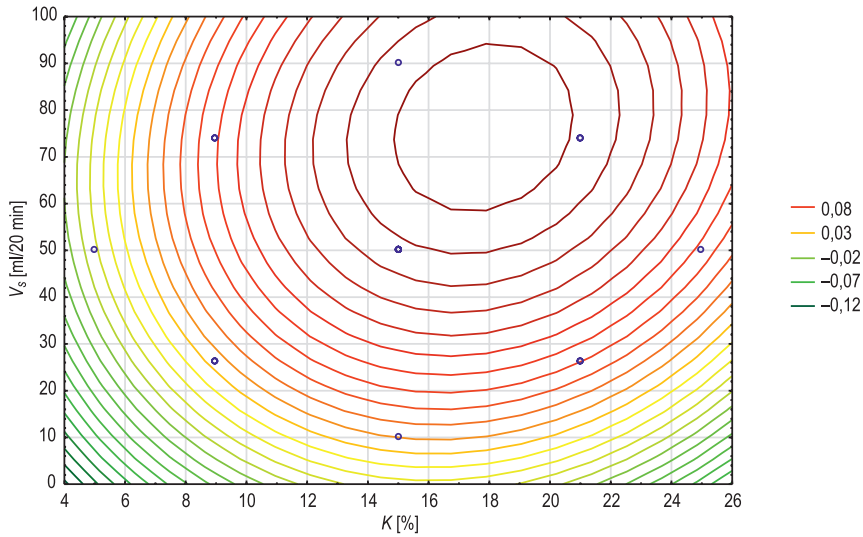
cd. tabeli 7.3

| | | | |
|---|---|---|---|
| 21 | 26 | 29,5 | 30 |
| 9 | 74 | 29,5 | 48 |
| 9 | 26 | 29,5 | 13 |
| 15 | 50 | 34 | 63 |
| 15 | 50 | 10,3 | 68 |
| 21 | 74 | 16,5 | 109 |
| 21 | 26 | 16,5 | 86 |
| 9 | 74 | 16,5 | 56 |
| 9 | 2 6 | 16,5 | 21 |

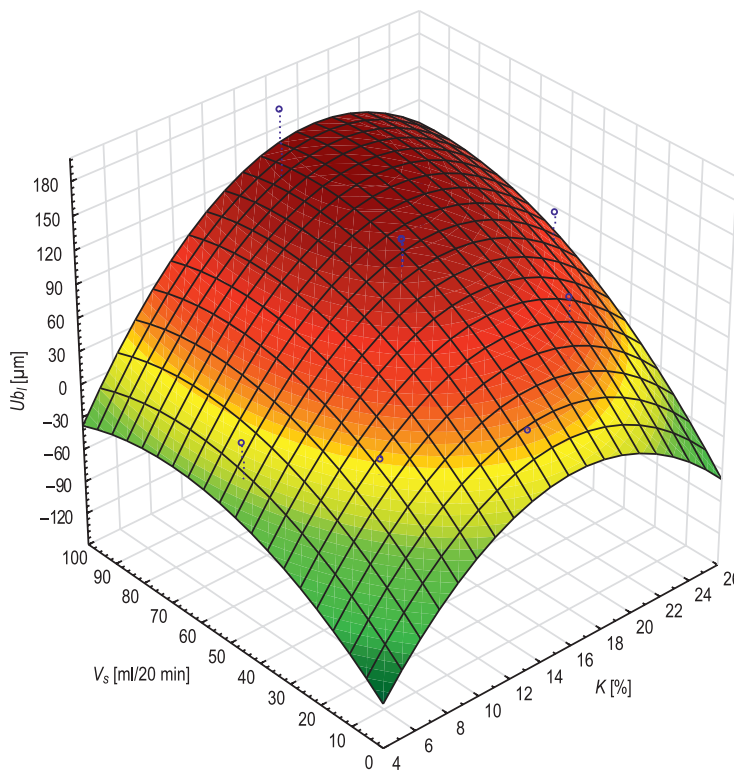
Źródło: opracowanie własne.



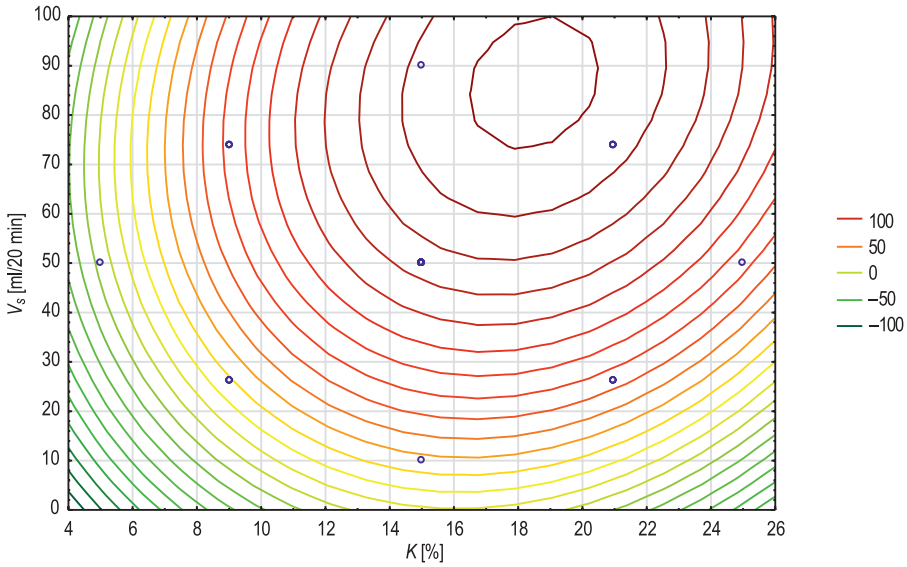

Rysunek 7.7. Wykres powierzchniowy wartości ubytku masowego w funkcji czynników wejściowych $K$ i $V_s$
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 7.8. Wykres warstwicowy wartości ubytku masowego w funkcji czynników wejściowych $K$ i $V_s$
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 7.9. Wykres powierzchniowy wartości ubytku liniowego w funkcji czynników wejściowych $K$ i $V_s$
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 7.10. Wykres warstwicowy wartości ubytku liniowego w funkcji czynników wejściowych $K$ i $V_s$
Źródło: opracowanie własne.

Uzyskane wyniki pomiarów poddano analizie statystycznej. Dla wyznaczonego równania regresji $Ub_m = f(K, V_s, L_e)$ otrzymano $F = 12{,}7032$. Tej wartości odpowiada poziom istotności $p = 0{,}000226$, a błąd standardowy oceny testu wynosi 0,0214.

Na podstawie obliczonych współczynników równania regresji otrzymano:

$$Ub_m = -0{,}6584 + 0{,}04069K - 0{,}001031K^2 + 0{,}003189V_s - 0{,}000033V_s^2 + 0{,}03383L_e - 0{,}000707L_e^2 + 0{,}000023KV_s - 0{,}000313KL_e + 0{,}000039V_sL_e \quad (7.18)$$

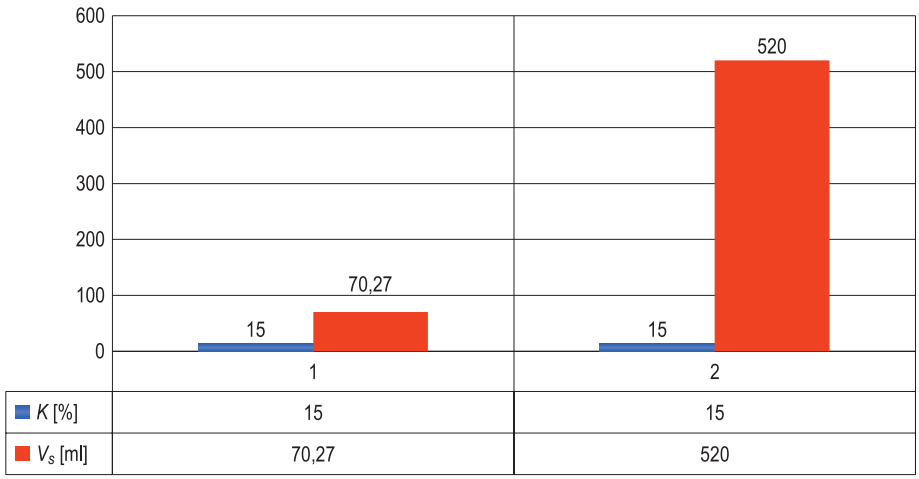
Dla analizowanego równania $Ub_l = f(K, V_s, L_e)$ otrzymano $F = 8{,}2995$ ($p = 0{,}001367$). Błąd standardowy oceny testu wynosi 24,6501.

Na podstawie wyznaczonych współczynników regresji otrzymano również równanie określające prognozowaną wartość ubytku liniowego:

$$Ub_l = -587{,}1660 + 37{,}5368K - 0{,}9291K^2 + 2{,}4807V_s - 0{,}02619V_s^2 + 29{,}8845L_e - 0{,}6259L_e^2 + 0{,}02256KV_s - 0{,}3076KL_e + 0{,}04006V_sL_e \quad (7.19)$$

W badaniach nad wpływem wymuszonego systemu dozowania i nanoszenia zawiesiny ściernej na efekty docierania jednotarczowego powierzchni płaskich elementów z tlenkowej ceramiki technicznej $Al_2O_3$ porównano również ilość zużytej zawiesiny ściernej. Badania przeprowadzono z zachowaniem stałych

warunków docierania (dla obu analizowanych metod dawkowania). Na podstawie przeprowadzonych wcześniej badań stwierdzono, że zużycie zawiesiny w konwencjonalnym systemie dawkowania jest na poziomie 520 ml/20 min, przy zawartości wagowej ziaren ściernych $K$ = 15%. Dla porównania po przeprowadzonej optymalizacji wymuszonego systemu dawkowania jest to wartość 70 ml (w czasie 20 min, również przy $K$ = 15%) – rys. 7.11.




Rysunek 7.11. Wydatkowanie zawiesiny ściernej (w ml/20 min) podczas konwencjonalnego i wymuszonego dawkowania
Źródło: opracowanie własne.

## 7.4. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonych badań nad wymuszonym dawkowaniem zawiesiny ściernej w obróbce elementów ceramicznych na docierarce standardowej jednotarczowej Abralap 380 stwierdzono:

– znaczące zmniejszenie zużycia (wydatkowania) czynnika docierającego, w stosunku do tradycyjnego dawkowania ciągłego (zalewowego);
– nakładanie warstwy ściernej na powierzchnię roboczą docieraka tarczowego ma charakter zaplanowany, a zbudowany układ umożliwia sterowanie odstępami czasowymi między kolejnymi dozowanymi dawkami zawiesiny. Dozowanie takie zapewnia względnie stałą wysokość nanoszonej warstwy ściernej, a zastosowany ciągły system mieszania zawiesiny przeciwdziała sedymentacji ścierniwa na dnie zbiornika załadowczego (mieszającego);

– istotny wpływ na wydajność procesu docierania ma właściwy dobór zawartości procentowej ziaren ściernych w zawiesinie płynnej, który w analizowanym procesie wyniósł 15% (wagowo);
– największy ubytek elementów ceramicznych podczas docierania uzyskano przy sumarycznej dawce zawiesiny w ilości 90 ml w łącznym czasie obróbki 20 minut.

**Literatura**


Bakoń A., Barylski A. 2017. *Ziarna i mikroziarna diamentowe. Rodzaje ścierniw i przykłady zastosowania*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.

Barylski A. 2013. *Docieranie powierzchni płaskich na docierarkach*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk.

Barylski A. 2013. *Technological problems in lapping on flat surfaces of ceramics parts*. Solid State Phenomena, 199: 627-632.

Barylski A. 2015. *Badania wpływu koncentracji ścierniwa i intensywności dawkowania zawiesiny na efekty docierania jednotarczowego*. Mechanik, 88(8-9): 20-24.

Barylski A., Gniot M. 2018. *Wpływ zawiesiny ściernej dawkowanej w sposób wymuszony na wydajność docierania jednotarczowego elementów ceramicznych*. Mechanik, 91(8-9): 734-736.

Box G., Hunter J. 1957. *Multifactor experimental designs for exploring response surfaces*. The Annals of Mathematical Statistics, (28)1: 195-241.

Gniot M., Barylski A., Migawa K. 2017. *System dawkowania zawiesiny ściernej w docieraniu powierzchni płaskich*. Mechanik, 90(10): 894-896.

Klocke F. 2009. *Manufacturing Processes*. 2. *Grinding*. Honing, Lapping. Springer – Verlag, Berlin.

Mańczak K. 1976. *Technika planowania eksperymentu*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa.

Marinescu I.D., Uhlmann E., Doi T.K. 2007. *Handbook of Lapping and Polishing*. Manufacturing Engineering and Materials Processing. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton.

Polański Z. 1977. *Metody optymalizacji w technologii maszyn*. Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa.


## BADANIA NAD DOCIERANIEM PŁASKICH ELEMENTÓW CERAMICZNYCH Z WYMUSZONYM DAWKOWANIEM ZAWIESINY ŚCIERNEJ


Streszczenie

W pracy przedstawiono zagadnienia dotyczące obróbki wykończeniowej płaskich uszczelnień ceramicznych. Wymagania obróbkowe stawiane tego typu elementom sprawiają, że konieczne jest zastosowanie docierania w procesie technologicznym. Tego typu bardzo dokładna obróbka ścierna powierzchni płaskich wymaga użycia odpowiedniej zawiesiny lub pasty ściernej. Na wynik obróbki ma wpływ wiele czynników związanych z metalową tarczą docierającą, składnikami zawiesiny ściernej i warunkami technologicznymi obróbki. Decydujące znaczenie ma też sposób i intensywność dawkowania zawiesiny w strefę docierania. Standardowy swobodny sposób dawkowania - w sposób ciągły, najczęściej zalewowo lub kroplowo, powoduje duże straty ścierniwa. Część mikroziaren ściernych zostaje szybko usunięta z powierzchni roboczej tarczy docierającej przez obracające się pierścienie prowadzące separatory z obrabianymi elementami i nie bierze w ogóle udziału w skrawaniu. Opracowany innowacyjny układ jest przystosowany do pracy na docierarce Abralap 380. W artykule opisano zalety takiego systemu dawkowania zawiesiny ściernej oraz sposób postępowania podczas planowania badań docierania elementów płaskich z ceramiki technicznej na przykładzie $Al_2O_3$. Zaprezentowano wybrane wyniki badań ubytku elementów, które następnie poddano analizie statystycznej.

# TEST FOR LAPPING OF FLAT CERAMIC ELEMENTS WITH FORCED DOSING OF ABRASIVE SUSPENSION


## Abstract

The paper presents issues related to the finishing treatment of flat ceramic seals. Machining requirements for this type of elements make it necessary to use lapping in the technological process. This type of very thorough abrasive treatment of flat surfaces requires the use of an appropriate suspension or abrasive paste. The machining result is influenced by many factors associated with the lapping metal disk, the components of the abrasive suspension and the processing conditions. The manner and intensity of dosing the suspension into the lapping zone is also critical. The standard, free dosing method, in a continuous manner - most often by bruise or drip, causes large losses of abrasive. Part of the abrasive micrograins is quickly removed from the working surface of the grinding disc by the rotating separator guide rings with the work pieces and does not take part in cutting at all. The innovative system developed was adapted to work on the Abralap 380. The advantages of this type of abrasive sling dosing system and the procedure for planning testing of lapping of flat elements from technical ceramics, on the example of $Al_2O_3$ treatment, are described. Selected results of defect investigations are presented, which were subjected to detailed statistical analysis.

Edward Lisowski[1], Dominik Kwiatkowski[2]

ROZDZIAŁ 8

# BADANIA SYMULACYJNE PODUSZEK PNEUMATYCZNYCH DO PRZEMIESZCZANIA DUŻYCH ŁADUNKÓW

## 8.1. Wprowadzenie

Celem pracy było opracowanie wytycznych konstrukcyjnych i metod projektowania systemów do transportu na poduszkach pneumatycznych z przemieszczaniem i podnoszeniem ciężkich ładunków lub urządzeń.

Do opracowania wykorzystano narzędzia typu:
– CAD – projektowanie wspomagane komputerowo,
– CFD – komputerowa mechanika płynów,
– CAS – komputerowy system obliczeń symbolicznych.

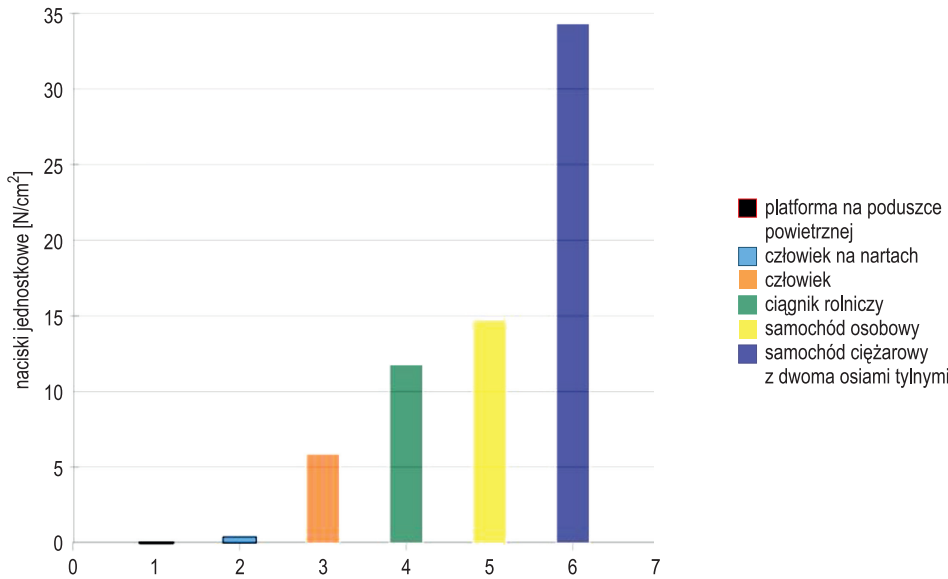
Opracowane wytyczne i metody pozwoliły na uzyskanie informacji o zjawiskach zachodzących podczas przepływu gazu roboczego przez poduszki pneumatyczne.

Na potrzeby transportu wewnątrzzakładowego w takich przestrzeniach, jak zakłady przemysłowe czy hale produkcyjne, wykorzystuje się różnego rodzaju systemy środków transportu do przemieszczania ładunków o znacznych gabarytach, ustawiania różnego rodzaju urządzeń i maszyn, a także w procesach produkcyjnych.

W ostatnich pięćdziesięciu latach zainteresowanie systemami transportu na poduszkach pneumatycznych znacznie wzrosło – można wyróżnić systemy firm Delu GmbH (Delu Luftkissen Transportge 2016) lub American Solving Inc. (Air Bearing & Module Specs 2016). Wielości zastosowań sprzyjają dogodne warunki technologiczne odpowiednio zwiększające dokładność i wytrzymałość budowy podłoża oraz rozwój współczesnych przestrzeni przemysłowych. Budowa poduszek pneumatycznych pozwala na zachowanie nieznacznych gabarytów geometrycznych konstrukcji, zwłaszcza pod względem wartości wysokości. Pozwala to na umieszczenie obiektu bezpośrednio pod wykorzystywanym ładunkiem itp. Urządzenia w kształcie niewielkich palet można umieszczać pod konstrukcjami transportowymi lub bezpośrednio pod stopami maszyn przeznaczonych do obróbki mechanicznej i pozostałych. Mogą także służyć zamiast

[1] Instytut Informatyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.
[2] Instytut Informatyki Stosowanej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, e-mail: dkwiatkowski@pk.edu.pl.

transportu kołowego w platformach. Co ważniejsze, nieznaczne i jednostajne naciski na powierzchnię roboczą (rys. 8.1), nieodczuwalny współczynnik tarcia oraz łatwość wykonywania manewrów sprawiają, że poduszki pneumatyczne mogą być uznane za użyteczne systemy w transporcie wewnątrzzakładowym.




Rysunek 8.1. Zestawienie nacisków jednostkowych dla systemu pneumatycznego, człowieka i pojazdów kołowych
Źródło: na podstawie Bienia (1966).

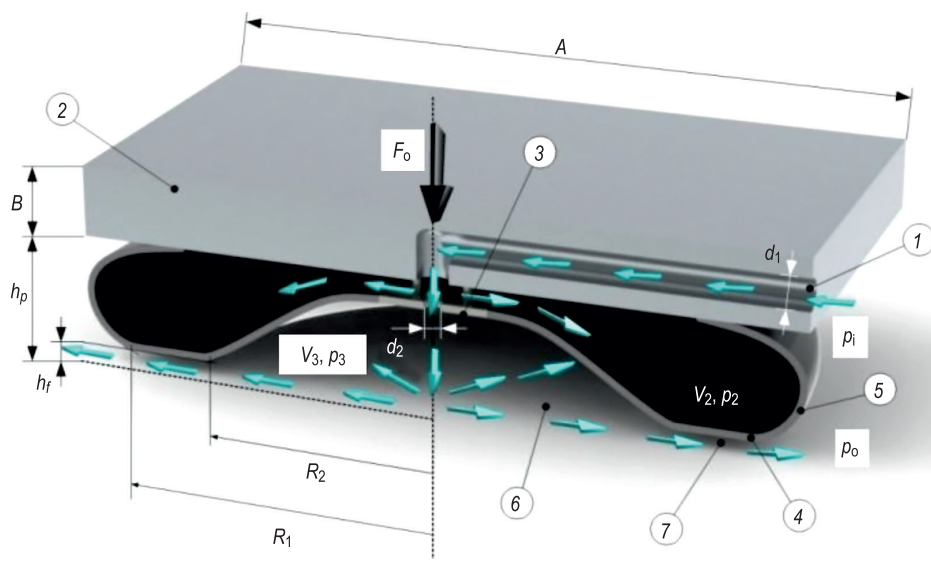
Systemy pneumatyczne do przemieszczania ładunku potrzebują ciągłego przepływu gazu roboczego, ponieważ układ działa z wykorzystaniem tak zwanego filmu powietrza. Czynnik roboczy wtłaczany przez układ zasilający przechodzi kanałem umieszczonym zwykle w płycie nośnej pojedynczej poduszki pneumatycznej, a następnie przez dyszę jest kierowany do dwóch obszarów. Pierwszy obszar to komora torusa, drugi to komora pod poduszką.

Po przekroczeniu odpowiedniego ciśnienia równoważnego ładunkowi następuje rozszczelnienie układu między torusem a podłożem, tworzy się film powietrzny, przez który do przemieszczenia obiektu niezbędny jest ciągły wypływ czynnika roboczego. Układ jest zasilany przez podłączenie do instalacji pneumatycznej lub zbiornika sprężonego powietrza. Instalacja pneumatyczna charakteryzuje się ograniczeniem zasięgu przemieszczanych ładunków w pojedynczym cyklu od ok. 50 m, jest to jednak wystarczający zasięg dla przestrzeni w halach przemysłowych czy magazynowych.

## 8.2. Model matematyczny poduszki pneumatycznej

### 8.2.1. Parametry modelu matematycznego

Model matematyczny zbudowano na podstawie uproszczonego schematu – rysunek 8.2. Na schemacie opisano elementy poduszki pneumatycznej, składającej się z torusa bocznego (*5*) oraz współpracującego z podłożem (*4*), w których wykorzystuje się materiały hipersprężyste. Boczna powierzchnia torusa jest przymocowana do płyty nośnej (*2*), wykonanej ze stali lub aluminium, gdzie jest umieszczony przewód zasilający (*1*). W centralnym punkcie płyty nośnej jest zamontowana dysza dławiąca (*3*). Gaz roboczy to zazwyczaj powietrze, które wpływa przez kolektor zasilający (*1*) do komory wewnątrz torusa o objętości $V_2$, kolejno przez dyszę dławiącą (*3*) do objętości $V_3$. Powietrze wypływa po utworzeniu się filmu powietrznego, w którym występuje szczelina pierścieniowa (*7*) między podłożem (*6*) a dolną powierzchnią roboczą (*4*). Na schemacie wprowadzono parametry opisujące geometrię obiektu oraz właściwości fizyczne: $A$ – szerokość powierzchni płyty nośnej *2*, $B$ – wysokość płyty *2*, $F_o$ – siła w osi $Y$ pochodząca od danego ładunku, $R_1$, $R_2$ – wewnętrzny i zewnętrzny promień obszaru torusa współpracującego z podłożem, $p_1$ – ciśnienie zasilania, $p_2$ – ciśnienie w objętości $V_2$, $p_3$ – ciśnienie w objętości $V_3$, $p_o$ – ciśnienie otoczenia, $h_f$ – wysokość szczeliny, $h_p$ – wysokość podnoszenia.




Rysunek 8.2. Uproszczony schemat poduszki pneumatycznej w widoku przekroju poprzecznego:
*1* – kolektor zasilający, *2* – płyta nośna, *3* – płytka z dyszą wylotową,
*4* – torus współpracujący z podłożem, *5* – torus boczny, *6* – podłoże,
*7* – szczelina pierścieniowa; szczegółowy opis w tekście
Źródło: opracowanie własne.

### 8.2.2. Objętościowe natężenie przepływu układu zasilania

Przepływający objętościowy elementarny strumień gazu wynosi d$q$ = $v$d$A$, gdzie $v$ to prędkość prostopadła dla pola elementarnego powierzchni d$A$. Całkowity strumień objętości $q$ (*1*) przepływający przez pole $A$ wynosi odpowiednio:

$$q = \int_A v\mathrm{d}A = v \cdot A \tag{8.1}$$

Zakładając przepływ turbulentny, objętościowe natężenie przepływu dla dyszy wlotowej (*2*) opisano zależnością:

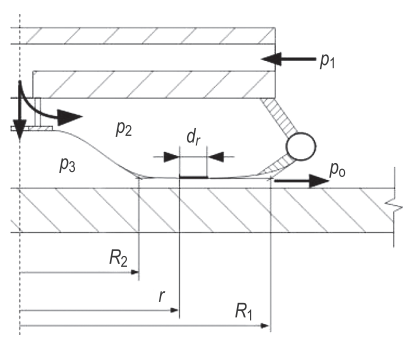
$$Q_1 = \mu_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \mu_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho_p} \cdot (p_1 - p_3)} \tag{8.2}$$

gdzie:

$A_1$ – powierzchnia przepływu,
$v_1$ – prędkość przepływu,
$\mu_1$ – współczynnik wydatku,
$d_2$ – średnica dyszy,
$p_1$ – ciśnienie zasilania,
$p_2$ – ciśnienie w komorze o objętości $V_2$,
$\rho_p$ – gęstość powietrza,
$p_3$ – ciśnienie w objętości $V_3$.

### 8.2.3. Objętościowe natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej

Na potrzeby modelu matematycznego określono elementarny wycinek torusa współpracującego z podłożem (rys. 8.3), dzięki któremu można zdefiniować objętościowe elementarne natężenia przepływu $qr$ (*3*) dla promienia $r$ oraz długości szczeliny $dr$.




Rysunek 8.3. Wycinek elementarny torusa niezbędny do wyznaczenia objętościowego natężenia przepływu w szczelinie pierścieniowej
Źródło: opracowanie własne.

$$q_r = \int_{R_2}^{R_1} \left[ \frac{2\pi \cdot r}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}r} \cdot y \cdot \left( y - h_f \right) \right] \mathrm{d}y \tag{8.3}$$

Po wykonaniu operacji całkowania na równaniu (8.3) otrzymujemy zależność (8.4) natężenia przepływu dla elementarnej szczeliny:

$$Q = \frac{-h^3 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}r} \tag{8.4}$$

Przekształcając wzór, otrzymujemy:

$$\mathrm{d}p = \frac{-6 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot h^3} \cdot \frac{\mathrm{d}r}{r} \tag{8.5}$$

Po wykonaniu operacji całkowania otrzymujemy:

$$\int \mathrm{d}p = -\int \frac{6 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot h^3} \cdot \frac{\mathrm{d}r}{r} \tag{8.6}$$

Kolejno przekształcając, otrzymujemy zależność:

$$p = \frac{-6 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot h^3} \cdot \ln r + C \tag{8.7}$$

Korzystając z warunku brzegowego $p = p_o$ dla $r = R_1$, można wyznaczyć stałą całkowania $C$, opisaną zależnością:

$$C = \frac{6 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot h^3} \cdot \ln R_1 + p_o \tag{8.8}$$

Podstawiając stałą całkowania $C$ do wzoru (8.7), otrzymujemy równanie (8.9) dla rozkładu ciśnienia $p$ w zależności od odległości $r$:

$$p - p_o = \frac{6 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot h^3} \cdot \ln \frac{R_1}{r} \tag{8.9}$$

Z zależności (8.9) po przekształceniu otrzymujemy wzór (8.10) opisujący ciśnienie $p_3$ występujące w komorze między torusem a podłożem, z założeniem, że $p - p_o = p_3$ dla $r = R_2$:

$$p_3 = \frac{6 \cdot Q \cdot \eta}{\pi \cdot h^3} \cdot \ln \frac{R_1}{R_2} \tag{8.10}$$

Wykonując dzielenie stronami wzorów (8.9) i (8.10) otrzymano zależność (8.11) między ciśnieniem powietrza $p$ a zakresem promienia $r$:

$$p = p_3 \cdot \frac{ln \frac{R_1}{r}}{ln \frac{R_1}{R_2}} + p_o \tag{8.11}$$

W celu wyznaczenia siły równoważnej dla obciążenia (8.12) rozpatrzono całkowitą siłę nośną, gdzie zawarto siły pochodzące od powietrza o ciśnieniu $p_3$, działające na powierzchnię komory między torusem a podłożem o promieniu $R_2$ oraz siły wywierane przez zmienne ciśnienie $(p - p_o)$ wypływającego powietrza w obszarze filmu powietrzna. Tak otrzymano zależność:

$$F_o = p_3 \cdot \pi \cdot {R_2}^2 + \int_{R_2}^{R_1} (p - p_o) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \mathrm{d}r \tag{8.12}$$

Ciśnienie $(p - p_o)$ opisano równaniem (8.9), po podstawieniu do (8.12) otrzymano:

$$F_o = p_3 \cdot \pi \cdot {R_2}^2 + 2 \cdot \pi \cdot \frac{p_3}{\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \cdot \int_{R_2}^{R_1} \ln\left(\frac{R_1}{r}\right) \cdot r \mathrm{d}r \tag{8.13}$$

Całkując wzór (8.13), otrzymano równanie dla siły nośnej (8.14) (Bień 1979):

$$F_o = \frac{\pi \cdot p_3 \cdot \left({R_1}^2 - {R_2}^2\right)}{2 \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \tag{8.14}$$

Objętościowe natężenie przepływu (8.15) (Bień 1979) uzyskano, przekształcając wzór (8.10):

$$Q = \frac{\pi \cdot p_3 \cdot h^3}{6\eta \cdot \ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \tag{8.15}$$

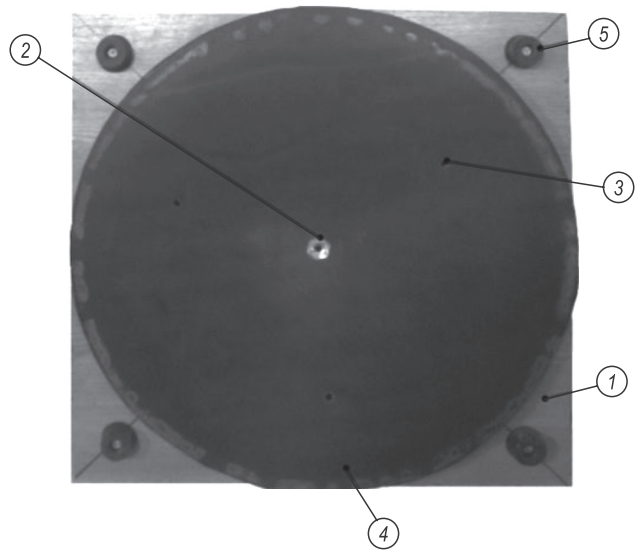
gdzie:

$h_f$ – wysokość szczeliny między torusem a podłożem,
$p_3$ – ciśnienie w komorze o objętości $V_3$,
$R_1$ – zewnętrzny promień torusa współpracującego z podłożem,
$R_2$ – wewnętrzny promień torusa współpracującego z podłożem,
$\eta$ – współczynnik lepkości dynamicznej.

### 8.2.4. Wypływy wielostrumieniowe

W kolejnym podpunkcie zaprezentowano konfiguracje poduszki pneumatycznej, gdzie zastosowano wielostrumieniowy wypływ gazu roboczego w części torusa współpracującego z podłożem. Jako cel zadania badawczego postawiono opracowanie charakterystyk pracy poduszki pneumatycznej, z uwagi na wpływ umieszczonych dodatkowych dysz wylotowych.

Na rysunku 8.4 pokazano rozkład dysz wylotowych dla torusa poduszki pneumatycznej. Na przykładowej konfiguracji przedstawiono rozmieszczone co kąt $a$ = 120° dodatkowe trzy dysze na średnicy $D$ = 300 mm. Dodatkowe




Rysunek 8.4. Poduszka pneumatyczna w widoku od powierzchni współpracującej z podłożem, z poczwórną dyszą wylotową, gdzie wyszczególniono elementy: *1* – płyta nośna, *2* – centralna dysza wylotowa, *3* – dysze na płaszczu współpracującym z podłożem, *4* – płaszcz współpracujący z podłożem, *5* – wspornik
Źródło: opracowanie własne.

dysze wylotowe umieszczone na powierzchni roboczej torusa zwiększają stabilność poduszki pneumatycznej, wyrównując film powietrzny wygenerowany w warstwie między podłożem a powierzchnią roboczą torusa.

W celu konfiguracji z czterema dyszami wylotowymi model matematyczny oparto na modelu zaprezentowanym na rysunku 8.5.

Na podstawie wspomnianej konfiguracji opisano objętościowe natężenie przepływu dla układu z czterema dyszami wylotowymi. Do opisu matematycznego wykorzystano zależności:

$$Q_1 = Q_6 \tag{8.16}$$

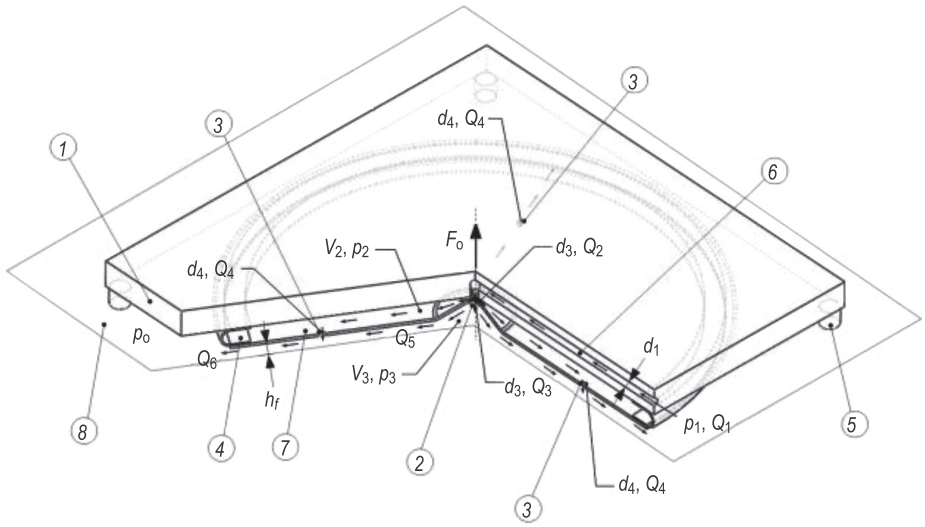
$$Q_1 = 2 \cdot Q_2 + Q_3 \tag{8.17}$$

$$Q_3 = Q_5 \tag{8.18}$$

$$Q_2 = Q_4 \tag{8.19}$$

$$Q_6 = Q_5 + 3 \cdot Q_4 \tag{8.20}$$

Korzystając z oprogramowania *Maple Software* (Krowiak 2012), wyprowadzono równanie opisujące zależność między ciśnieniami $p_2$, $p_3$ a wysokością podnoszenia $h_f$. Następnie wyprowadzono równanie dla całkowitego objętościowego natężenia przepływu $Q_6$ na wylocie z obiektu.




Rysunek 8.5. Model pojedynczej poduszki pneumatycznej z czterema dyszami wylotowymi – uproszczony: *1* – płyta nośna, *2* – centralna dysza wylotowa 1, *3* – dodatkowe dysze wylotowe, *4* – torus boczny, *5* – wspornik, *6* – przewód zasilający, *7* – torus współpracujący z podłożem, *8* – podłoże
Źródło: opracowanie własne.

Objętościowe natężenie przepływu dla kanału zasilającego przedstawiono w równaniu (8.21), natomiast dla obszaru przed dyszą centralną odpowiednio opisano równaniem (8.22):

$$Q_1 = \frac{\mu_1 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_o} \cdot (p_p - p_1)} \tag{8.21}$$

$$Q_2 = \frac{\mu_2 \cdot \pi \cdot d_2^2}{4} \cdot \varphi \cdot v_2 \tag{8.22}$$

gdzie:

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa} \cdot (p_1 \cdot \rho_1 - p_2 \cdot \rho_2)} \tag{8.23}$$

W obszarze płytki z dyszą o otworze $d_3$ przedstawiono objętościowe natężenie przepływu:

$$Q_3 = \frac{\mu_3 \cdot \pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \varphi \cdot v_3 \tag{8.24}$$

gdzie:

$$v_3 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa} \cdot (p_1 \cdot \rho_1 - p_3 \cdot \rho_3)} \tag{8.25}$$

Objętościowe natężenie przepływu dla obszaru torusa współpracującego z podłożem opisano zależnością:

$$Q_5 = \frac{\mu_4 \cdot \pi \cdot p_3 \cdot {h_f}^3}{6\eta \cdot ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \tag{8.26}$$

gdzie:

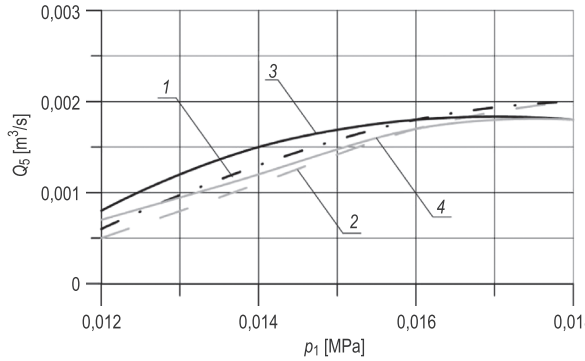
$v_i$ – prędkość przepływu ($i$ = 5),
$\mu_i$ – współczynnik wypływu ($i$ = 5),
$d_j$ – średnica dyszy ($j$ = 3),
$p_1$ – ciśnienie na wlocie,
$p_3$ – ciśnienie w komorze $V_3$,
$p_2$ – ciśnienie w komorze $V_2$,
$\rho_o$ – gęstość powietrza atmosferycznego,
$\rho_j$ – gęstość powierza dla każdej dyszy ($j$ = 3),
$h_f$ – wysokość szczeliny powietrznej,
$R_1$ – zewnętrzny promień,
$R_2$ – wewnętrzny promień,
$\eta$ – współczynnik lepkości dynamicznej,
$\varphi$ – współczynnik prędkości,
$\kappa$ – wykładnik adiabaty.

### 8.2.5. Badanie poduszki z wypływem wielostrumieniowym

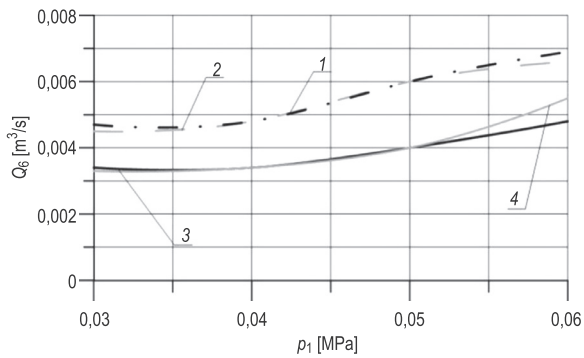
Do celów badawczych w laboratorium wykorzystano dwie konfiguracje, na których przeprowadzono doświadczenia. Średnica zewnętrzna obu poduszek pneumatycznych wynosiła $D$ = 500 mm. Zastosowano odpowiednio obiekt z pojedynczą dyszą wylotową oraz obiekt z czterema dyszami wylotowymi. Poduszki pneumatyczne obciążono trzema ładunkami o różnej masie, gdzie dla każdego ładunku dodatkowo zmieniano ciśnienie zasilania. Wynikami doświadczeń były dane opracowane w charakterystykach dla objętościowego natężenia przepływu dla $Q_5$, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$, odpowiednio dla poduszki z dyszą wylotową umieszczoną centralnie w obiekcie (rys. 8.6, 8.8, 8.10). Dla poduszki pneumatycznej z poczwórnymi dyszami wylotowymi objętościowe natężenie przepływu $Q_6$ zależy od ciśnienia zasilania $p_1$ (rys. 8.7, 8.9, 8.11). Opracowane charakterystyki oznaczono: *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu.

Opracowane zależności przedstawiono dla różnych mas ładunku ($m$). Dla $m$ = 202,5 kg charakterystyki pokazano na rysunkach 8.6 i 8.7 – odpowiadają obiektowi z dyszą centralną oraz z poczwórnymi dyszami wylotowymi.

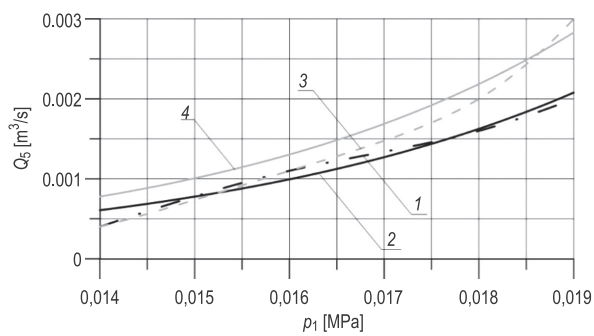
Dla $m$ = 252 kg zależności odpowiednio dla danego obiektu przedstawiono na rysunkach 8.8 i 8.9.



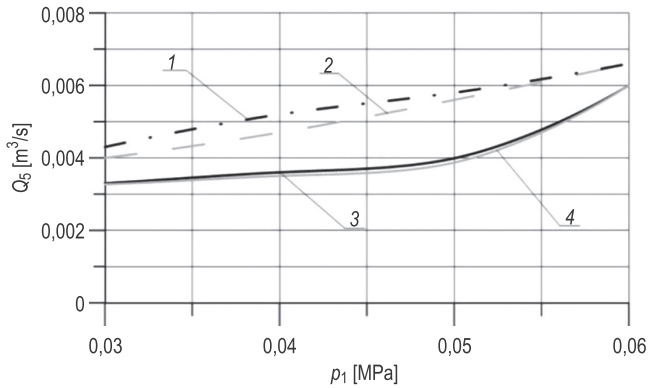

Rysunek 8.6. Objętościowe natężenie przepływu $Q_5$ [m$^3$/s] na wylocie obiektu, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z dyszą centralną; *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.7. Objętościowe natężenie przepływu $Q_6$ [m$^3$/s] na wylocie obiektu, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z czterema dyszami; *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu
Źródło: opracowanie własne.



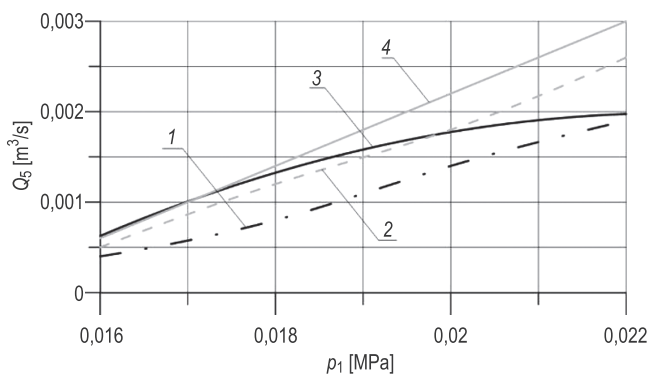

Rysunek 8.8. Objętościowe natężenie przepływu $Q_5$ [m$^3$/s] na wylocie obiektu, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z jedną dyszą; *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu
Źródło: opracowanie własne.



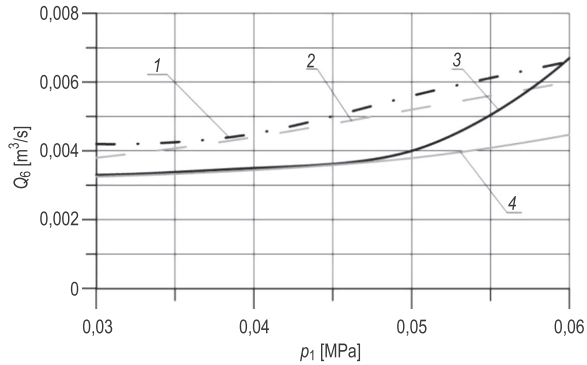

Rysunek 8.9. Objętościowe natężenie przepływu $Q_6$ [m$^3$/s] na wylocie z obiektu, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z czterema dyszami; *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu
Źródło: opracowanie własne.

Dla $m$ = 324 kg zależności dla danego obiektu przedstawiono na rysunkach 8.10 i 8.11.

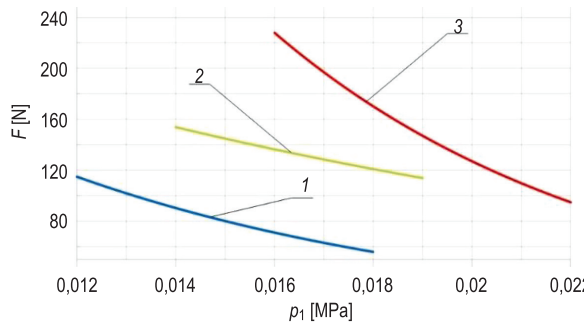
Dodatkowo w trakcie badań wyznaczono charakterystyki siły $F$ [N] niezbędnej do przemieszczenia obiektu z ładunkiem (*1* – 202,5 kg, *2* – 252 kg, *3* – 324 kg) dla różnych wartości ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa]. Charakterystyki opracowano dla konfiguracji z pojedynczym wylotem (rys. 8.12) oraz dla konfiguracji z poczwórnymi dyszami (rys. 8.13).



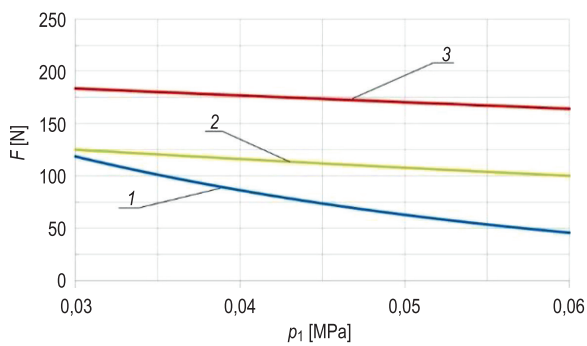

Rysunek 8.10. Objętościowe natężenie przepływu $Q_5$ [m$^3$/s] na wylocie dla obiektu, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z jedną dyszą; *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.11. Objętościowe natężenie przepływu $Q_6$ [m$^3$/s] na wylocie dla obiektu, w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z czterema dyszami; *1* – stan swobodnego wylotu bez ruchu, *2* – stan podczas przemieszczania obiektu, *3* – teoretyczny stan swobodnego wylotu bez ruchu, *4* – teoretyczny stan podczas przemieszczania obiektu
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.12. Charakterystyka niezbędnej siły do przemieszczenia układu $F$ [N] w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z pojedynczą dyszą centralną; ładunek: *1* – 202,5 kg, *2* – 252 kg, *3* – 324 kg
Źródło: opracowanie własne.

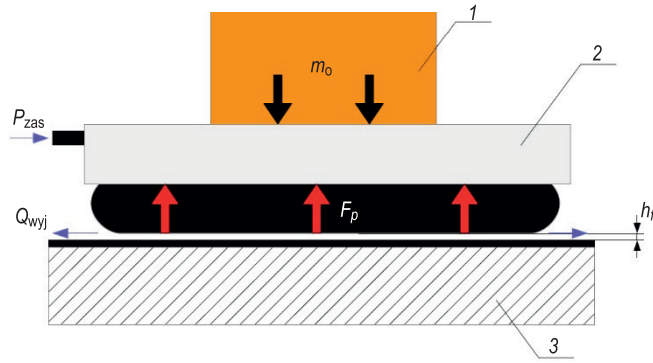



Rysunek 8.13. Charakterystyka niezbędnej siły do przemieszczenia układu $F$ [N] w zależności od ciśnienia zasilania $p_1$ [MPa] dla poduszki z czterema dyszami wylotowymi; ładunek: *1* – 202,5 kg, *2* – 252 kg, *3* – 324 kg
Źródło: opracowanie własne.

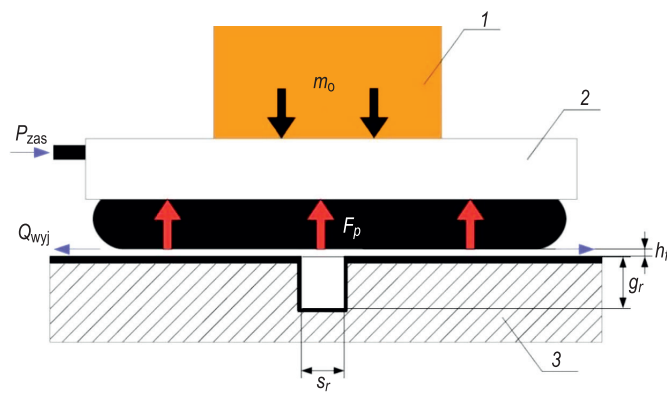
## 8.3. Zaburzenia podłoża

### 8.3.1. Powierzchnia idealna oraz z pęknięciem lub szczeliną

Korzystając z systemów na poduszkach pneumatycznych (Lisowski, Kwiatkowski 2012, Lisowski, Filo 2011, 2015), należy przede wszystkim zadbać o zachowanie odpowiedniej jakości powierzchni roboczej (Floor Specifications, online). Powierzchnia wskazana dla systemów wykorzystujących efekt filmu powietrza powinna być jednolita i płaska, z możliwie minimalną chropowatością (rys. 8.14).




Rysunek 8.14. Schematyczne przedstawienie powierzchni idealnej podłoża roboczego z parametrami fizycznymi i geometrycznymi: $F_p$ – siła podnoszenia poduszki, $p_{zas}$ – ciśnienie zasilania, $h_f$ – wysokość filmu powietrza, $Q_{wyj}$ – wyjściowe objętościowe natężenie przepływu; *1* – ładunek, *2* – płyta nośna, *3* – podłoże
Źródło: opracowanie własne.

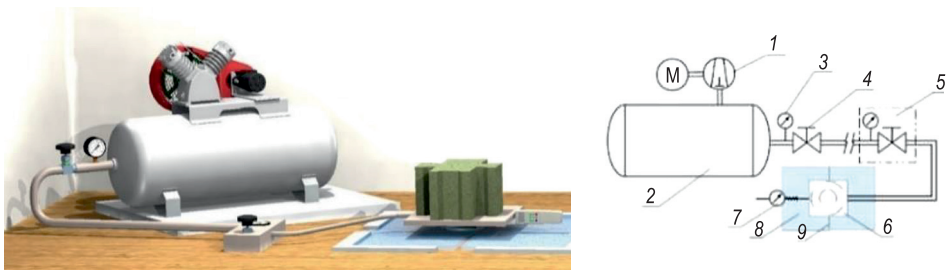



Rysunek 8.15. Schematyczne przedstawienie wady powierzchni roboczej ze szczeliną; parametry dla szczeliny uproszczonej: $g_r$ – głębokość szczeliny, $s_r$ – szerokość szczeliny; *1* – ładunek, *2* – płyta nośna, *3* – podłoże
Źródło: opracowanie własne.

W obszarach przemysłowych lub magazynowych powierzchnie robocze mają liczne wady, co może być przyczyną braku możliwości wykorzystania systemów na poduszkach pneumatycznych. Częstą wadą występującą na powierzchni roboczej jest pęknięcie lub szczelina poprzeczna. Na rysunku 8.15 przedstawiono parametry opisujące uproszczoną geometrię.

### 8.3.2. Badanie poduszki pneumatycznej na powierzchni ze szczeliną

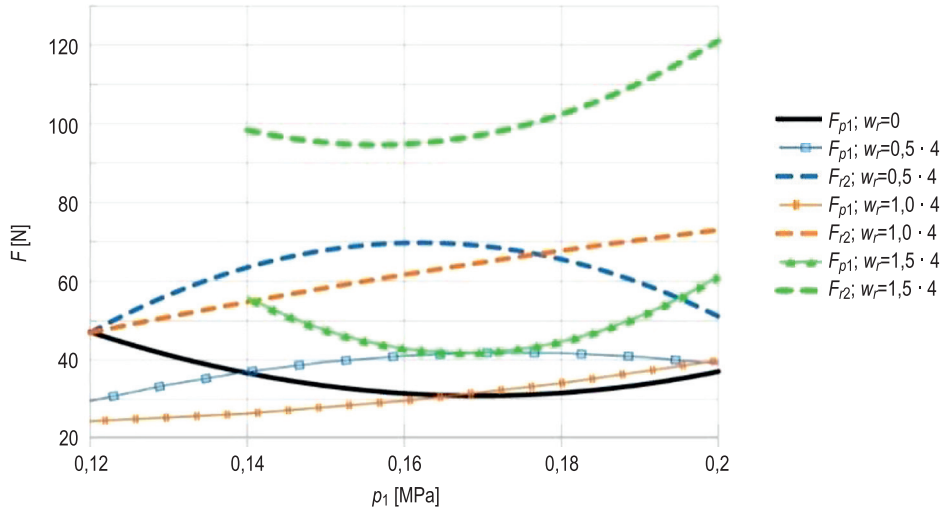
W celu zbadania wpływu podłoża ze szczeliną na pracę poduszki pneumatycznej, przygotowano stanowisko laboratoryjne. Zamiast zdjęcia rzeczywistego obiektu przedstawiono wizualizację 3D wraz ze schematem na rysunku 8.16.



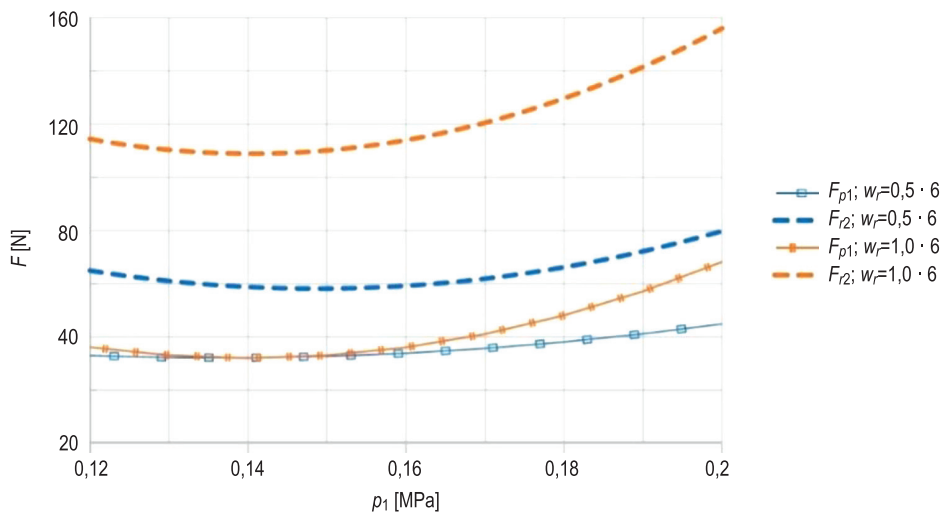

Rysunek 8.16. Model 3D i schemat stanowiska laboratoryjnego do badania podłoża ze szczeliną; opis w tekście
Źródło: opracowanie własne.

Do pomiarów użyto jedną poduszkę pneumatyczną (*6*), zasilaną sprężonym powietrzem ze zbiornika (*2*). Do sprężenia wykorzystano kompresor tłokowy z silnikiem elektrycznym (*1*). Ciśnienie mierzone manometrem (*5*) było wielkością wejściową układu. Regulacja wartości była możliwa zaworem ręcznym w układzie sterowania (*5*). Dodatkowo przy dennicy zbiornika zamontowano również manometr (*3*) do zmierzenia bezpośrednio ciśnienia w zbiorniku oraz zawór ręczny (*4*). W płycie nośnej poduszki pneumatycznej zamocowano uchwyt dla dynamometru (*7*), dzięki czemu można było zmierzyć siłę niezbędną do przemieszczenia układu z obciążeniem po przygotowanej odpowiednio powierzchni roboczej (*8*) w różnych konfiguracjach szczelin (*9*).

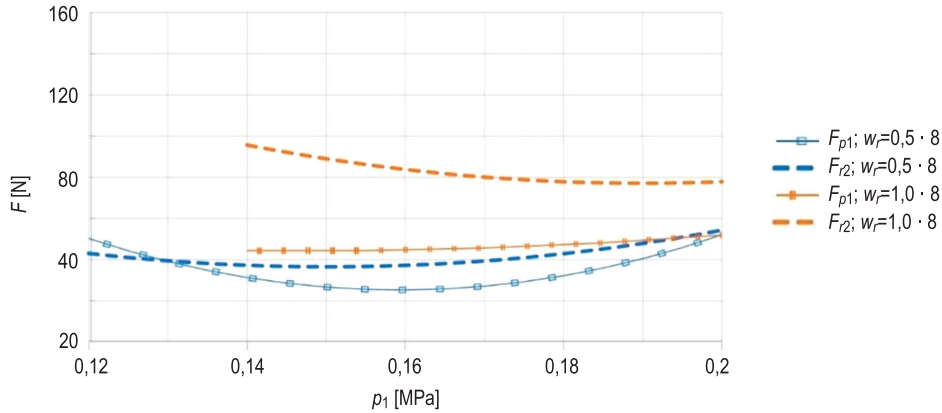
Badania realizowano dla trzech konfiguracji płyt z pleksi o wysokości 4 mm, 6 mm, 8 mm oraz dla trzech konfiguracji szerokości szczeliny 0,5 mm, 1,0 mm, 1,5 mm. W wyniku badań otrzymano zestaw charakterystyk opisujących zależność niezbędnej siły do przemieszczenia ładunku o masie 75 kg od wartości ciśnienia zasilania $F = f(p_1)$. Wynik uzyskany dla $h_r = 4$ mm przedstawiono na rysunku 8.17, natomiast wynik odpowiednio dla $h_r = 6$ mm oraz $h_r = 8$ mm pokazano na rysunkach 8.18 i 8.19. Na grafach wyszczególniono dwie siły – pierwsza to siła $F_{p1}$ – mierzona dla poduszki pneumatycznej przemieszczanej




Rysunek 8.17. Wyniki badań dla $F=f(p_1)$ z masą ładunku $m_o$ = 75 kg i dla konfiguracji szczeliny o wysokości $h_r$ = 4 mm; $F_{p1}$ – siła mierzona dla poduszki pneumatycznej przemieszczanej z obciążeniem po powierzchni roboczej bez szczeliny, $F_{r2}$ – siła niezbędna do przemieszczania obiektu z obciążeniem po powierzchni roboczej ze szczeliną
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.18. Wyniki badań dla $F=f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o$ = 75 kg i wysokości szczeliny $h_r$ = 6 mm;
$F_{p1}$ – siła mierzona dla poduszki pneumatycznej przemieszczanej z obciążeniem po powierzchni roboczej bez szczeliny, $F_{r2}$ – siła niezbędna do przemieszczania obiektu z obciążeniem po powierzchni roboczej ze szczeliną
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.19. Wyniki badań dla $F=f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o$ = 75 kg i wysokości szczeliny $h_r$ = 8 mm;
$F_{p1}$ – siła mierzona dla poduszki pneumatycznej przemieszczanej z obciążeniem po powierzchni roboczej bez szczeliny, $F_{r2}$ – siła niezbędna do przemieszczania obiektu z obciążeniem po powierzchni roboczej ze szczeliną
Źródło: opracowanie własne.

z obciążeniem po powierzchni roboczej bez szczeliny, oraz druga $F_{r2}$ – niezbędna do przemieszczania obiektu z obciążeniem po powierzchni roboczej ze szczeliną.

Podczas badania się okazało, że obiekt w szczelinie, gdzie wymiary w danej konfiguracji odpowiadały 6 × 1,5 mm i 8 × 1,5 mm utracił film powietrzny wymagany do prawidłowej pracy poduszki. Dodatkowo podczas badania występowały drgania po przekroczeniu wartości $p_1$ = 0,18 MPa dla ciśnienia zasilania. Doprowadzało to cały układ do rezonansu z powodu zbyt wysokiego doboru ciśnienia w zależności od masy ładunku.

Okazało się, że dla wariantu z wymiarami szczeliny 1 × 8 mm oraz ciśnieniem zasilania równym 0,12 MPa szczelina jest zbyt duża do prawidłowej pracy, dlatego graf wyników badań obejmuje zakres od wartości 0,14 MPa.

Następnie sporządzono wykresy dla objętościowego natężenia przepływu dla wyjścia z układu $Q_{\text{wyj}}$ w funkcji ciśnienia zasilania $p_1$. Do porównania podjęto próbę przedstawienia wydatku powietrza na trzy sposoby:
– pomiarów z laboratorium – $Q_{\text{wyj(lab)}}$,
– obliczeń teoretycznych – $Q_{\text{wyj(obl)}}$,
– wyników symulacji – $Q_{\text{wyj(sym)}}$.

Dodatkowo oszacowano procentowe różnice wyników, które przedstawiono na wykresach blokowych. Pomiary w laboratorium wykonano metodą pośrednią (Turner 2003). Do obliczenia wyjściowego objętościowego natężenia przepływu $Q_{\text{wyj(lab)}}$ wykorzystano pomiar czasu wypływu dla $\Delta p$ = 1,0 MPa z różnymi wartościami ciśnienia zasilania. Dysponując takimi danymi, skorzystano ze wzoru:

$$Q_{\text{wyj(lab)}} = \frac{V}{t} \tag{8.27}$$

gdzie:

$V$ – objętość powietrza,

$t$ – zmierzony czas wypływu.

Do obliczenia objętości powietrza użyto wzoru z przekształconego równania stanu gazu doskonałego:

$$V = \frac{m \cdot r \cdot T_1}{p_1} \tag{8.28}$$

gdzie:

$r$ – indywidualna stała gazowa, dla powietrza $r = 288 \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kgK}}$,

$T_1$ – temperatura gazu, przyjęto $T_1$ = 293 K,

$p_1$ – ciśnienie zasilania,

$m$ – masa powietrza.

Obliczenia przeprowadzono dla ciśnienia zasilania w zakresie od 0,12 MPa do 0,2 MPa ze skokiem 0,02. Poduszkę z obciążeniem ustawiono w czterech konfiguracjach pracy dla różnego podłoża:

– bez szczeliny,

– grubości szczeliny 4 mm i szerokości szczeliny: 0,5 mm, 1 mm, 1,5 mm,

– grubości szczeliny 6 mm i szerokości szczeliny: 0,5 mm, 1 mm, 1,5 mm,

– grubości szczeliny 8 mm i szerokości szczeliny: 0,5 mm, 1 mm, 1,5 mm.

Na kolejnym etapie uzyskano wyniki za pomocą obliczeń teoretycznych. Skorzystano z zależności (8.29) pozwalającej na wyznaczenie wyjściowego objętościowego natężenia przepływu $Q_{\mathrm{wyj(obl)}}$ obiektu, w którym występuje film powietrzny. Do konfiguracji bez szczeliny wykorzystano równanie:

$$Q_{\mathrm{wyj(obl)}} = \frac{\pi \cdot p_3 \cdot h_f^3}{6 \cdot \eta \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)} \tag{8.29}$$

gdzie:

$p_3$ – ciśnienie w komorze wylotowej poduszki pneumatycznej,

$h_f$ – wysokość filmu powietrza; do obliczeń przyjęto $h_f$ = 0,1 mm,

$\eta$ – lepkość dynamiczna,

$R_1$, $R_2$ – odpowiednio zewnętrzny i wewnętrzny promień płaszczyzny torusa współpracującej z podłożem.

Dla układu ze szczeliną wyjściowe objętościowe natężenie przepływu $Q_{\mathrm{wyj(obl)}}$ można zapisać jako sumę natężeń wypływu w trzech obszarach:

$$Q_{\mathrm{wyj(obl)}} = Q_{21} + 2 \cdot Q_{22} \tag{8.30}$$

gdzie:

$Q_{21}$ – objętościowe natężenie przepływu dla wylotu z obszaru filmu powietrza,

$Q_{22}$ – objętościowe natężenie przepływu dla wylotu z obszaru szczeliny.

Objętościowe natężenie przepływu dla wylotu z obszaru filmu powietrza przyjmuje postać jak we wzorze (8.29), natomiast dla obszaru ze szczeliną otrzymano zależność:

$$Q_{21} = A_s \cdot v_s \tag{8.31}$$

gdzie:

$A_s$ – powierzchnia szczeliny,

$v_s$ – prędkość przepływu.

Po podstawieniu wymiarów geometrycznych szczeliny do wzoru określającego prędkość przepływu otrzymujemy:

$$Q_{22} = h_r \cdot s_r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot r \cdot T_1 \cdot (p_3 - p_o)}{p_3}} \tag{8.32}$$

gdzie:

$h_r$ – wysokość szczeliny,

$s_r$ – szerokość szczeliny,

$p_o$ – ciśnienie otoczenia,

$T_1$ – temperatura gazu, $T_1$ = 293 K,

$r$ – indywidualna stała gazowa powietrza.

Do obliczenia ciśnienia $p_3$ panującego w komorze wylotowej sformułowano zależność na podstawie równania równowagi w układzie: $Q_{\text{wej}} = Q_{\text{wyj(obl)}}$. Stąd równanie przyjmuje początkowo postać:

$$Q_{\text{wej}} = \mu_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = Q_{21} + 2 \cdot Q_{22} \tag{8.33}$$

gdzie:

$\mu_1$ – współczynnik wypływu,

$A_1$ – powierzchnia dyszy wlotowej:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \tag{8.34}$$

$d_1$ – średnica dyszy wlotowej do poduszki,

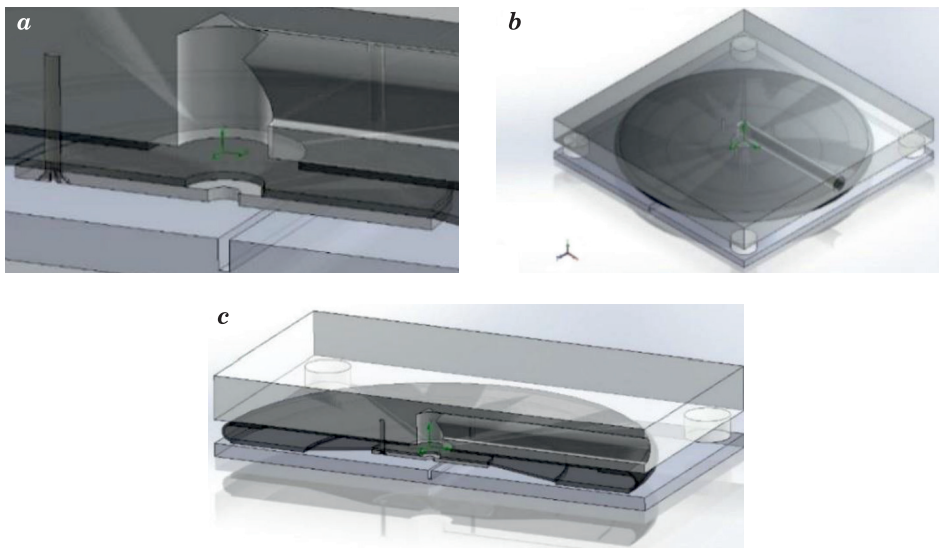
$v_1$ – prędkość powietrza w dyszy wlotowej:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot T_1 \cdot (p_1 - p_3)}{p_1}} \tag{8.35}$$

Po podstawieniu zależności 8.29, 8.30, 8.32 oraz 8.35 do wzoru 8.33 otrzymujemy równanie:

$$\mu_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot T_1 \cdot (p_1 - p_3)}{p_1}} = \frac{\pi \cdot p_3 \cdot h_f^3}{6 \cdot \eta \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)} + 2 \cdot h_s \cdot s_s \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot R \cdot T_1 \cdot (p_3 - p_o)}{p_3}} \tag{8.36}$$

Równanie to rozwiązano, korzystając z programu *Maxima*, typu CAS (ang. *Computer Algebra System*), ostateczne obliczenia wydatku powietrza $Q_{wyj(obl)}$ wykonano jednak z wykorzystaniem pakietu oprogramowania *Maple Software*. Następnie przygotowano model 3D poduszki pneumatycznej w programie *SolidWorks 2017 Flow Simulation* (Wołkow, Dindorf 1994; Verma, Weber 2016) (rys. 8.20).



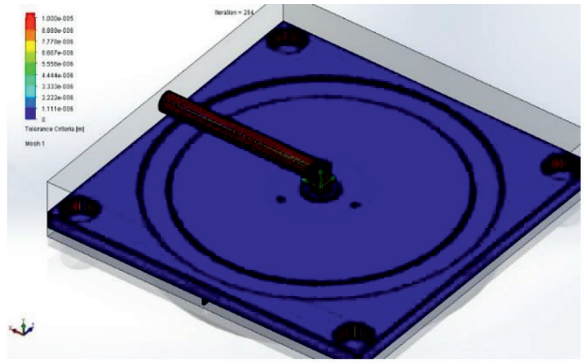

Rysunek 8.20. Poduszka pneumatyczna z uwzględnieniem zaburzenia podłoża w postaci szczeliny – model 3D wykorzystany do symulacji przepływu powietrza: *a* – zbliżenie na dyszę oraz szczelinę w powierzchni roboczej, *b* – widok izometryczny, *c* – przekrój poprzeczny wzdłuż kanału zasilającego
Źródło: opracowanie własne.

W modelu zdefiniowano geometrię zgodną z wymiarami poduszki pneumatycznej podczas pracy oraz z danymi użytymi do obliczeń teoretycznych. Dla ośmiu konfiguracji podłoża przeprowadzono czterdzieści symulacji. Czas niezbędny do przeprowadzenia pojedynczej symulacji wynosił od 0,5 h dla 221 tys. elementów do 1,5 h dla 661 tys. elementów w siatce (rys. 8.21).

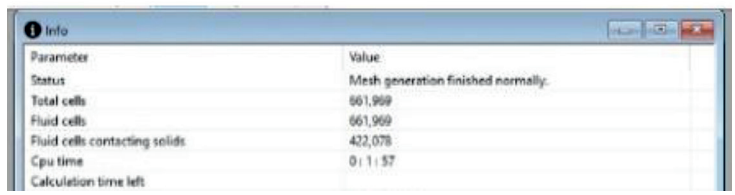
Najważniejszymi parametrami, których wyznaczenie jest niezbędne do obliczenia natężenia przepływu powietrza $Q_{wyn(sym)}$, są: rozkład ciśnienia w układzie oraz rozkład prędkości. Takie też cele postawiono symulacji. Dodatkowo otrzymano trajektorie przepływu (Ferziger, Peric 2002; Gryboś 1998a, 1998b), które pokazano na rysunku 8.22.

Program *SolidWorks Flow Simulation* pozwala na prezentację wyników symulacji w postaci na przykład rozkładu ciśnienia na powierzchniach badanych elementów danego obiektu. Przykładowe prezentacje wyników przedstawiono na rysunkach 8.23 i 8.24.

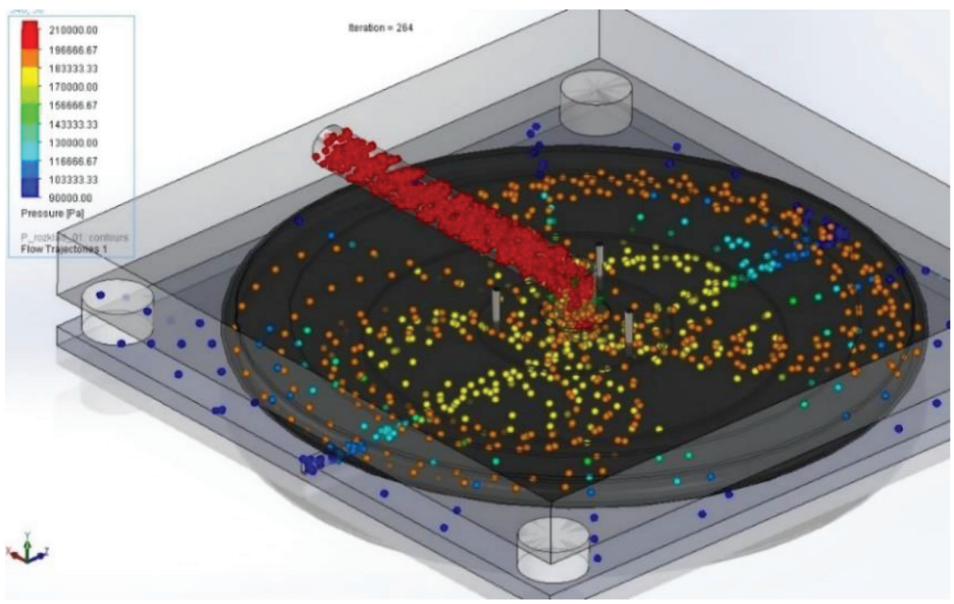
*a*



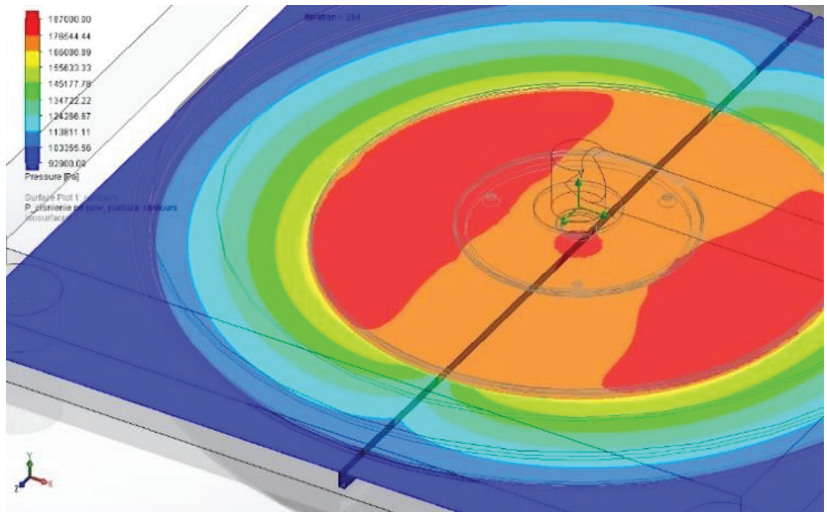
*b*



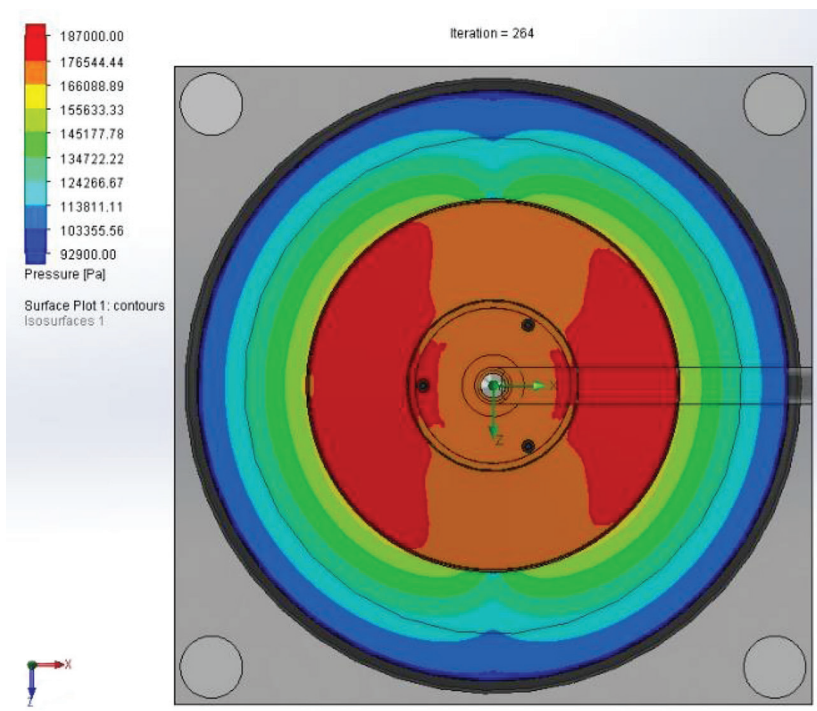

Rysunek 8.21. Model 3D wykorzystany do symulacji z naniesioną siatką MES (*a*), okno z programu *SolidWorks* informujące o ilości wygenerowanych elementów w siatce (*total cells* = 661 969) (*b*)
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.22. Prezentacja wyników symulacji – trajektorie przepływu w postaci sfer z naniesionym rozkładem ciśnienia dla pojedynczej poduszki pneumatycznej
Źródło: opracowanie własne.



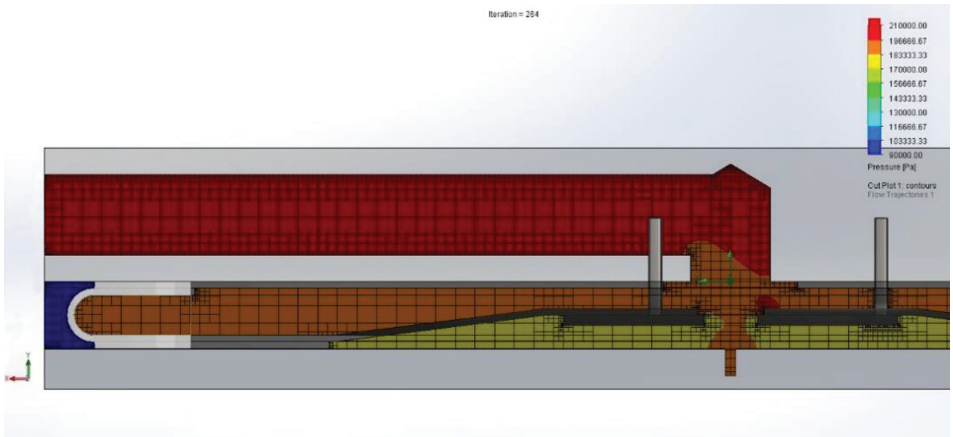
Rysunek 8.23. Prezentacja wyników symulacji – mapa rozkładu ciśnienia dla powierzchni podłoża roboczego ze szczeliną o wymiarach 1,5 × 4 mm dla ciśnienia zasilania $p_1$ = 0,2 MPa
Źródło: opracowanie własne.



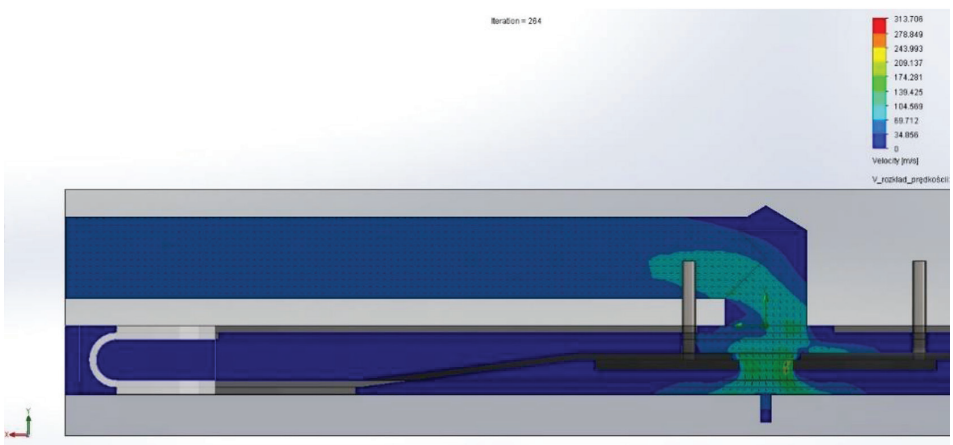

Rysunek 8.24. Prezentacja wyników symulacji – na przykładzie mapy rozkładu ciśnienia na powierzchni w komorze nośnej, gdzie występuje ciśnienie $p_3$ dla konfiguracji $p_1$ = 0,2 MPa oraz wymiarów szczeliny 1,5 × 4 mm
Źródło: opracowanie własne.

W celu uśrednienia wartości danych parametrów w wybranym obszarze modelu na pierwszym etapie skorzystano z map zarówno rozkładu ciśnienia (rys. 8.25), jak i prędkości (rys. 8.26) w płaszczyźnie *x-y* prostopadłej do szczeliny.

Dodatkowo na drugim etapie do określenia dokładnej wartości mierzonych parametrów zdefiniowano krzywe w dwóch oddzielnych szkicach, odpowiednio

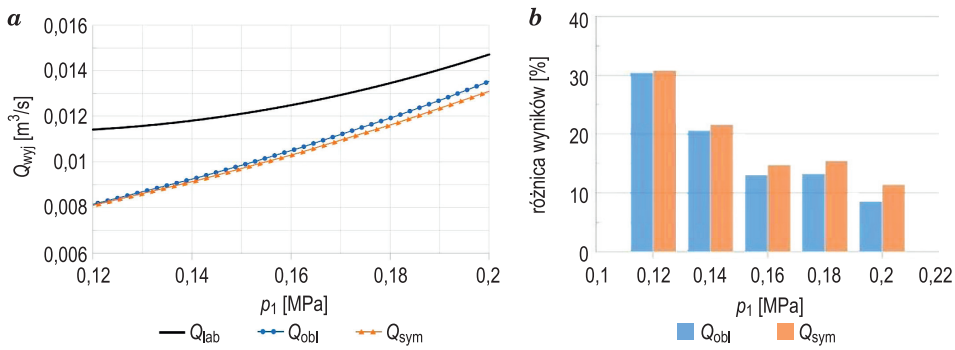



Rysunek 8.25. Prezentacja wyników symulacji – na przykładzie mapy rozkładu ciśnienia w płaszczyźnie prostopadłej do szczeliny przy ciśnieniu zasilania $p_1$ = 0,2 MPa oraz dla wymiarów szczeliny 1,5 × 4 mm
Źródło: opracowanie własne.

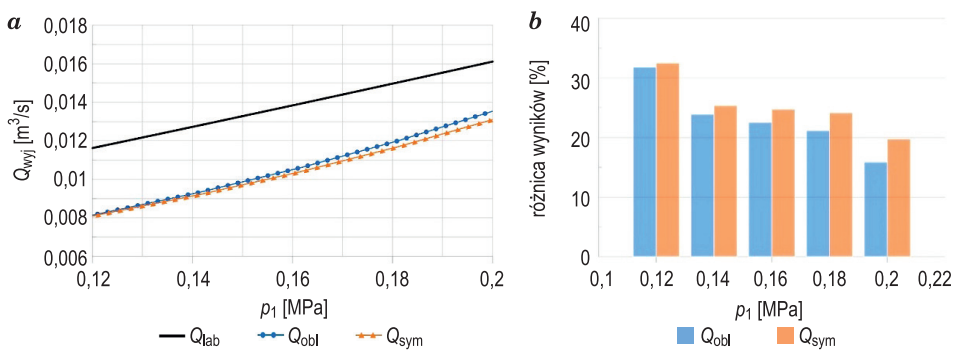



Rysunek 8.26. Prezentacja wyników symulacji – na przykładzie mapy rozkładu prędkości w płaszczyźnie prostopadłej do szczeliny przy ciśnieniu zasilania $p_1$ = 0,2 MPa oraz dla wymiarów szczeliny 1,5 × 4 mm
Źródło: opracowanie własne.

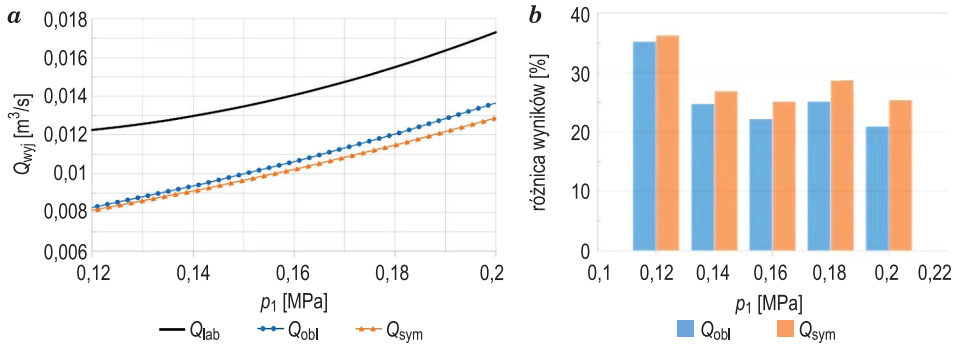
dla ciśnienia o długości krzywej równej wysokości filmu powietrza, czyli $h_f = 0{,}1$ mm w płaszczyźnie $x$-$y$. Dla prędkości natomiast krzywą umieszczono w szczelinie o odpowiedniej długości do wysokości $h_s = 4$ mm, 6 mm, 8 mm w płaszczyźnie $y$-$z$. Tak stworzone krzywe posłużyły jako punkty kontrolne dla pomiarów szukanych parametrów. Wartości z punktów kontrolnych ostatecznie uśredniono i otrzymane wartości podstawiono do wzorów na wydatek powietrza. Ostatecznie uzyskane charakterystyki natężenia przepływu wraz z rozkładem różnic między wynikami badań laboratoryjnych i symulacyjnych przestawiono na rysunkach 8.27-8.34.



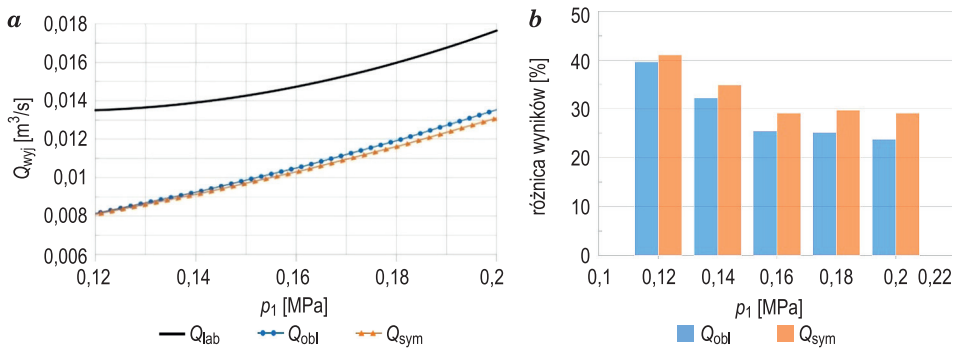

Rysunek 8.27. Wyniki badań: $a$ – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla ładunku o masie $m_o = 75$ kg oraz powierzchni zbliżonej do idealnej, $b$ – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.



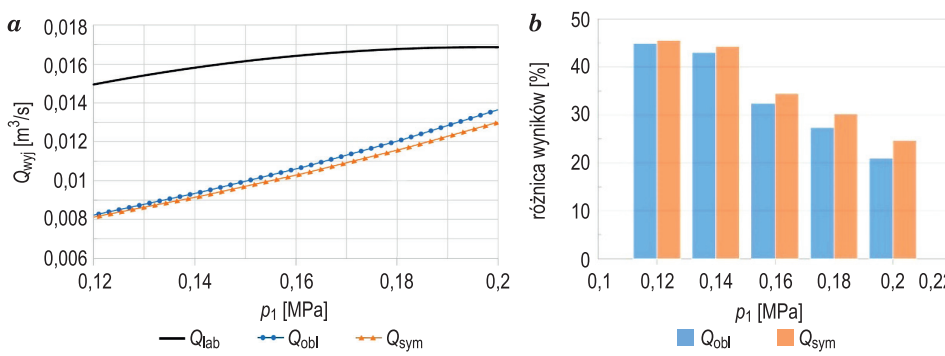

Rysunek 8.28. Wyniki badań: $a$ – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_r = 4$ mm, $s_r = 0{,}5$ mm, $b$ – różnica procentowa wartości wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.



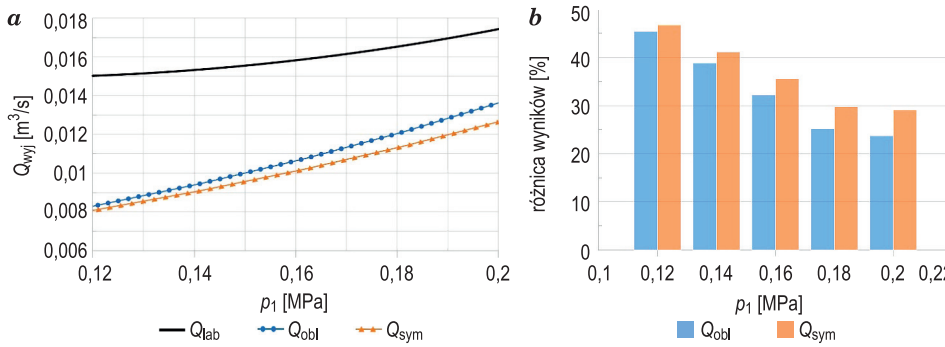

Rysunek 8.29. Wyniki badań: *a* – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_r = 4$ mm, $s_r = 1$ mm; *b* – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.



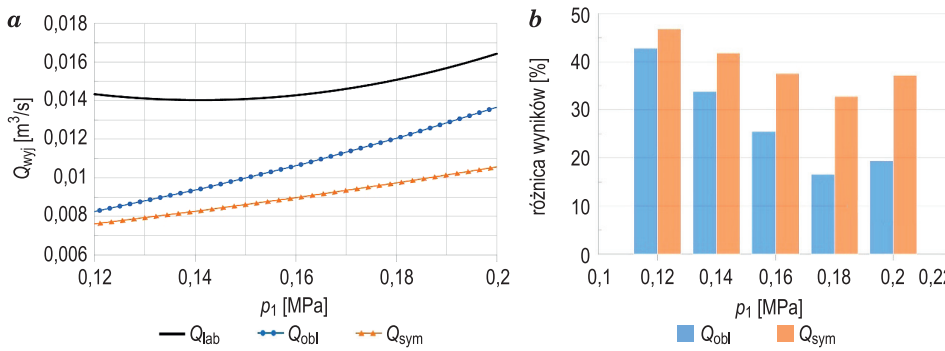

Rysunek 8.30. Wyniki badań: *a* – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_s = 4$ mm, $s_s = 1{,}5$ mm, *b* – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.



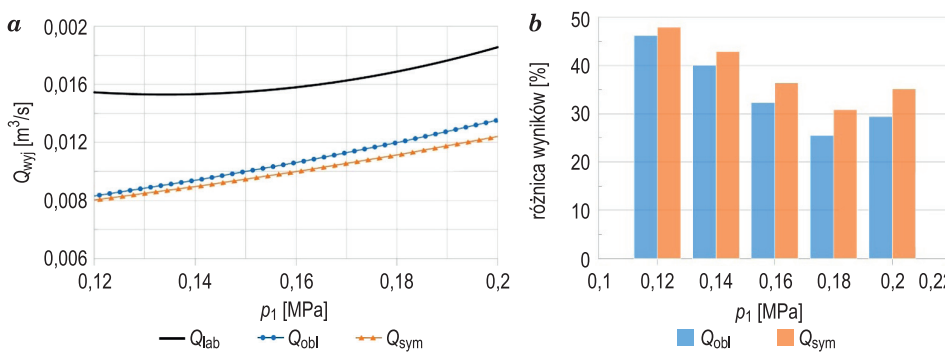

Rysunek 8.31. Wyniki badań: *a* – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_s = 6$ mm, $s_s = 0{,}5$ mm, *b* – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.32. Wyniki badań: *a* – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_r = 6$ mm, $s_r = 1$ mm, *b* – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.33. Wyniki badań: *a* – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_r = 8$ mm, $s_r = 0{,}5$ mm, *b* – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 8.34. Wyniki badań: *a* – charakterystyka $Q_{wyj} = f(p_1)$ dla masy ładunku $m_o = 75$ kg oraz wymiarów szczeliny $h_r = 8$ mm, $s_r = 1$ mm, *b* – różnica procentowa wartości dla wyników laboratoryjnych $Q_{lab}$ i obliczeń $Q_{obl}$ oraz dla symulacji $Q_{sym}$ w różnych wartościach $p_1$
Źródło: opracowanie własne.

## 8.4. Podsumowanie i wnioski

W pracy przedstawiono metodę przemieszczania ciężkich ładunków za pomocą poduszek pneumatycznych. Na wstępie opracowano model matematyczny, w którym wyróżniono podstawowe parametry pozwalające na opisanie zjawisk zachodzących w badanym obiekcie. Wykonano kilka konfiguracji poduszek pneumatycznych w celu przebadania wpływu na pracę obiektu, dla wypływu jednostrumieniowego oraz wielostrumieniowego.

Opisano problematykę podłoża, w której wyszczególniono podstawowe typy zaburzeń podłoża dla systemów używających poduszek pneumatycznych oraz parametry geometryczne, które mogą decydować o wpływie środowiska na pracę poduszki pneumatycznej. Przeprowadzono badanie powierzchni ze szczeliną, które pozwoliło oszacować, przy jakiej wielkości szczeliny poduszka może jeszcze wykonywać zadania transportowe.

Opracowano modele matematyczne, dzięki którym można określić podstawowe parametry poduszek pneumatycznych, a to z kolei pozwala na oszacowanie dokładnych wymiarów geometrycznych oraz wielkości wartości fizycznych, w których praca obiektu jest efektywniejsza.

Przedstawiono wyniki badań, porównując dwie konfiguracje poduszek pneumatycznych z jednym oraz wieloma wypływami. Opracowano charakterystyki objętościowego natężenia przepływu na wylocie, w zależności od ciśnienia zasilania poduszki pneumatycznej i charakterystyki wymaganej siły do przemieszczenia układu w stosunku do ciśnienia zasilania poduszki pneumatycznej dla różnych obciążeń. Wyniki wykorzystano do porównania dwóch różnych poduszek pneumatycznych – poduszki pneumatycznej z pojedynczym wylotem powietrza oraz poduszki pneumatycznej z czterema wylotami powietrza. W wyniku porównania tych dwóch przypadków można wyciągnąć wniosek, że poduszka pneumatyczna z czteroma wylotami ma większą stabilność i większy zakres roboczy. Wzrosło jednak zużycie powietrza w poduszce powietrznej z układem czterech wylotów powietrza – co za tym idzie, dwukrotnie zwiększyły się koszty operacyjne w porównaniu z poduszką z pojedynczym wylotem.

Dla poduszki pneumatycznej z czterema wylotami zaobserwowano też zmniejszenie siły niezbędnej do przemieszczania układu.

Opisano również badanie poduszki pneumatycznej dla podłoża ze szczeliną. W wyniku przeprowadzonych badań można stwierdzić, że dla poduszki pneumatycznej o wymiarach gabarytowych płyty nośnej $20 \times 20$ cm użytej do badania szczelina w podłożu nie może być większa niż 1 mm. Dla masy ładunku 75 kg ciśnienie zasilania powinno wynosić 0,14–0,16 MPa.

Reasumując, stwierdzono, że systemy na poduszkach pneumatycznych w zastosowaniu do przemieszczenia ciężkich ładunków lub maszyn mogą stanowić konkurencyjne rozwiązanie w porównaniu z transportem konwencjonalnym.

**Literatura**

American Solving Inc, Air Bearing & Module Specs, http://www.solvinginc.com/ (dostęp: 2016).
Bień J. 1966. *Zastosowanie zjawiska poduszki pneumatycznej w technice*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa.
Bień J. 1979. *Modele i pojazdy amatorskie na poduszce powietrznej*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.
DELU GmbH, Delu Luftkissen Transportge, http://www.delu-gmbh.de/de (dostęp: 2016).
Ferziger J.H., Peric M. 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 3rd Edition, Springer Verlag, Berlin.
Floor Specifications. Floor Requirements For Air Film Transport. American Solving. http://www.solvinginc.com/floor_specifications.htm, dostęp: 14.08.2018.
Gryboś R. 1998. *Podstawy mechaniki płynów*. Cz. 1. *Kinematyka, dynamika cieczy i gazów, hydrostatyka*. PWN, Warszawa.
Gryboś R. 1998. *Podstawy mechaniki płynów*. Cz. 2. *Turbulencja, metody numeryczne, zastosowania techniczne*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa.
Krowiak A. 2012. *Maple. Podręcznik*. Helion, Gliwice.
Lisowski E., Filo G. 2011. *Pressure control in air cushions of the mobile platform*. Journal of Kones Powertrain and Transport, 18(2): 261–270.
Lisowski E., Filo G. 2015. *Automated heavy load lifting and moving system using pneumatic cushions*. Automation in Construction, 50: 91-101.
Lisowski E., Kwiatkowski D. 2012. *Określenie podstawowych parametrów systemu pneumatycznego platformy transportowej na poduszkach pneumatycznych*. Przegląd Mechaniczny, 2(12): 45–48.
Turner D. 2003. *The use of Air Cushion Technology & Amphibious Equipment For Moving Small to Large Loads*. Hovertrans Inc., London, UK.
Verma G., Weber M. 2016. *SolidWorks Simulation 2017 Black Book*. CADCAMCAE Works.
Wołkow J., Dindorf R. 1994. *Teoria i obliczenia układów pneumatycznych*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków.

## BADANIA SYMULACYJNE PODUSZEK PNEUMATYCZNYCH DO PRZEMIESZCZANIA DUŻYCH ŁADUNKÓW

Streszczenie

W rozdziale opisano badania symulacyjne poduszek pneumatycznych użytych w systemach do transportu ciężkich ładunków. Tego typu poduszki pneumatyczne są wykorzystywane przede wszystkim do transportu wewnątrzzakładowego. Konstrukcje te mają ścisłe wymagania względem podłoża roboczego, dlatego przeprowadzono badania w tym kierunku. Wyszczególniono typowe zaburzenia podłoża oraz przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych i symulacyjnych sytuacje, gdy w podłożu występuje szczelina. Do niezbędnych obliczeń dołączono i opisano modele matematyczne, w których wyróżniono podstawowe parametry pozwalające opisać zjawiska zachodzące w badanym obiekcie. Symulacje wykonano w programie *SolidWorks Flow Simulation*. Dodatkowo przedstawiono badania kilku konfiguracji poduszek pneumatycznych, wykonane w celu przebadania, w jaki sposób wypływ jednostrumieniowy oraz wielostrumieniowy wpływa na pracę obiektu.

# SIMULATION RESEARCH OF AIR CUSHIONS FOR MOVING LARGE LOADS


## Abstract

In the chapter describes simulation research of air cushions for systems for transporting heavy loads. This type of air cushions are used primarily for internal transport. These constructions have strict requirements for the working surface, which is why research have been carried out in this direction. Typical type of substrate disorder specified and performed in laboratory and simulation situations where there is a gap in the substrate. For the necessary calculations, a mathematical model is described in which the basic parameters allowing to describe phenomenon occurring in the examined object. Simulations were performed in SolidWorks Flow Simulation. In addition, research shows made several configurations air cushions in order to test the effects of the work object for single-jet and multi-jet outflows.

Oleksandr Vrublevskyi[1], Michał Janulin[2],
Piotr Szczyglak[3], Jarosław Gonera[4]

ROZDZIAŁ 9

# OPTYMALIZACJA WYBRANYCH PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH POJAZDÓW

## 9.1. Wprowadzenie

Projektowanie nowych pojazdów oraz modernizacja i adaptacja już istniejących konstrukcji wymagają wykorzystywania technik optymalizacji, dzięki którym uzyskuje się skrócenie czasu oraz zmniejszenie kosztu tych prac. Techniki optymalizacji pozwalają również na znalezienie kompromisu między, często sprzecznymi, wymaganiami stawianymi przez potencjalnych klientów.

W 2010 r. sprzedano kilka tysięcy pojazdów elektrycznych, natomiast w 2018 r. już ponad 2 mln. Należy się spodziewać, że taki trend będzie się nadal utrzymywał. Szacuje się, że roczna sprzedaż pojazdów EV (ang. *Electric Vehicle*) wzrośnie do 10 mln w 2025 r., 28 mln w 2030 r. i 56 mln w 2040 r., kiedy pojazdy EV będą stanowiły ok. 57% całkowitej sprzedaży samochodów osobowych, a ponad 30% światowej floty pojazdów będzie miało napęd elektryczny. Sprzedaż pojazdów zasilanych silnikami spalania wewnętrznego osiągnęła już szczyt i, jeśli zainteresowanie EV się nie pogorszy lub duże gospodarki, jak Chiny, nie zainwestują w programy stymulacyjne, może już nigdy się nie poprawić.

Według badań firmy Ernst & Young (EY) opublikowanych 3 czerwca 2019 r. w 2018 r. producenci samochodów ogłosili rozpoczęcie 118 projektów inwestycyjnych dotyczących tradycyjnej inżynierii samochodowej za łączną kwotę 22,4 mld euro. To o 16% mniej niż w 2017 r. Jednocześnie inwestycje w tworzenie nowych i rozbudowę istniejących mocy produkcyjnych pojazdów elektrycznych wzrosły do 8,4 mld euro i zostały skierowane do 26 projektów. Kwota ta nie obejmuje środków na badania i rozwój. Szybki wzrost inwestycji w elektromobilność z jednoczesnym zmniejszeniem inwestycji w inne projekty stanie się w nadchodzących latach dominującym trendem światowego przemysłu motoryzacyjnego.

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: aleksander.wroblewski@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[4] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

Unowocześnianie konstrukcji pojazdów z silnikami spalinowymi obejmuje zmniejszenie pojemności silników, poprawę stosunku mocy do masy, turbodoładowanie, systemy odłączania cylindrów oraz system start-stop stosowany w jeździe miejskiej. Fraser i in. (2009) przeprowadzili badania, na ile redukcja pojemności skokowej silnika wpływa na zużycie paliwa. W tym celu wykorzystano pojazd klasy D, w którym oryginalny silnik 2,0 L TGDI zastąpiono silnikiem MAHLE o pojemności 1,2 litra. W wyniku przeprowadzonych badań w cyklach jezdnych zaobserwowano do 15% oszczędności paliwa. Alternatywnym podejściem jest budowa układów napędowych wykorzystujących hybrydowe lub elektryczne jednostki napędowe. Wykorzystują one systemy odzysku energii, która w pojazdach z silnikiem spalinowym jest nieodwracalnie tracona. Energia ta jest przekazywana np. do zestawu akumulatorów, skąd ponownie jest pobierana i wykorzystywana m.in. do napędu pojazdu.

Ograniczenie zużycia energii wykorzystywanej do napędu pojazdu, jak również dążenie do minimalizacji negatywnego oddziaływania na środowisko naturalne są głównymi celami procesu projektowania, modernizacji, a także eksploatacji nowoczesnego pojazdu. Do realizacji tych celów wykorzystuje się metody optymalizacji, które znacznie minimalizują czas oraz nakłady finansowe przeznaczone na projekty inwestycyjne.

Wykorzystując techniki optymalizacji, można rozwiązać następujące problemy branży motoryzacyjnej:

– doskonalenie konstrukcji pojazdu (czy układy pojazdu są jak najlepiej dostosowane do wymagań stawianych konstrukcji (Wenchen i in. 2016; Oglieve i in. 2017)? Czy metody recyklingu są optymalne?);
– optymalizacja warunków eksploatacji pojazdu (Bertram, Herzog 2013, Skugor, Deur 2014) (bezpieczeństwo, sterowanie, styl jazdy, optymalna lokalizacja punktów ładowania (EV) (Chen i in. 2013) lub tankowania).

W zależności od rodzaju źródła napędu zmienia się sformułowanie problemu optymalizacji. Wynika to nie tylko z rodzaju silnika napędzającego pojazd, lecz także zależy od możliwości odzysku energii oraz na przykład odpowiedniej konfiguracji sterowania napędem w pojazdach hybrydowych.

W celu dalszego doskonalenia konstrukcji oraz tworzenia nowych technologii napędów nowoczesnych pojazdów w pracy przedstawiono wyniki technik optymalizacji wybranych parametrów eksploatacyjnych pojazdów z silnikiem spalinowym oraz z napędem elektrycznym. Aby stosowanie technik optymalizacyjnych było maksymalnie skuteczne, niezbędne jest określenie kryteriów jakości, jak również ograniczeń funkcjonalnych i parametrów decyzyjnych. Należy również uwzględnić warunki eksploatacji badanego obiektu składającego się z wielu układów, których cechy charakterystyczne są określone przez współdziałanie różnych procesów. Do tej pory nie przeprowadzono zintegrowanego modelowania i optymalizacji wielokryterialnej na podstawie wielu parametrów. Wyniki takich badań mogą wskazać rezerwy ulepszeń i nakreślić sposoby tworzenia nowych napędów pojazdów.

## 9.2. Studium parametrów eksploatacyjnych pojazdu jako kryteriów optymalizacyjnych

### 9.2.1. Podstawy do wyznaczenia kryteriów energochłonności ruchu pojazdu

W odniesieniu do ruchu pojazdów stosowaną jednostką energii jest zazwyczaj kWh. Zużycie energii na jednostkę przebytej drogi określa się w jednostkach kWh/km, co można również wykorzystać do oceny sprawności zastosowanego napędu. Jednocześnie powszechne jest zastosowanie do oceny energochłonności ruchu pojazdów z silnikami spalinowymi jednostki odnoszącej ilość zużytego paliwa do przejechanego dystansu. Najczęściej stosowaną jednostką jest L/100 km (kg/100 km). W przypadku pojazdów z napędem elektrycznym najbardziej odpowiednią jednostką jest jednak oryginalna jednostka zużycia energii. Do oceny sprawności napędu elektrycznego przydatne jest również określenie przebiegu na jednym ładowaniu zestawu akumulatorów określane jako zasięg na jednym ładowaniu, wydajność procesu rekuperacji energii (Mehrdad i in. 2005) oraz ocena poziomu naładowania bądź rozładowania akumulatorów.

Zapotrzebowanie na energię poruszającego się pojazdu z silnikiem spalinowym można wyrazić jako (Kropiwnicki 2011):

$$E = \int_0^{t_c} \left(F_{\text{op}} \cdot V\right) \mathrm{d}t \tag{9.1}$$

gdzie:

$t_c$ – czas trwania cyklu,
$F_{\text{op}}$ – suma sił oporu działających na poruszający się pojazd,
$V$ – prędkość liniowa pojazdu.

Wśród sił oporu ruchu oddziałujących na pojazd należy wyróżnić:
– siłę oporu toczenia $F_f$,
– siłę oporu powietrza $F_{\text{pow}}$,
– siłę oporów wzniesienia $F_w$,
– siłę oporu bezwładności $F_b$,
– siłę oporów wewnętrznych pojazdu $F_{\text{wew}}$.

Siłę oporu toczenia można określić wyrażeniem:

$$F_f = f_r \cdot m \cdot g \cdot \cos\alpha = f \cdot Q_i \tag{9.2}$$

gdzie:

$f_r$ – współczynnik oporu toczenia,
$m$ – masa pojazdu,
$\alpha$ – nachylenie drogi,
$Q_i$ – siła reakcji podłoża działająca na koło.

Siłę oporu powietrza wyznaczono z zależności (Mitchke 1977):

$$F_{\text{pow}} = \frac{c_x \cdot \rho_a \cdot A \cdot v^2}{2} \tag{9.3}$$

gdzie:
$C_x$ – współczynnik oporu powietrza,
$\rho_a$ – gęstość powietrza,
$A$ – pole powierzchni czołowej pojazdu,
$v$ – prędkość liniowa pojazdu.

Siłę oporów wzniesienia określono zależnością:

$$F_w = m \cdot g \cdot \sin \alpha \tag{9.4}$$

Siłę oporu bezwładności można podzielić na siłę oporu bezwładności wynikającą z mas będących w ruchu postępowym oraz na siłę oporu bezwładności pochodzącą od mas wirujących (Mitchke 1977; Orzełowski 1969; Gillespie 1992). Ogólne równanie na wartość siły oporów bezwładności ma postać:

$$F_b = m \cdot \delta \cdot \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{9.5}$$

gdzie:
$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}$ – przyspieszenie liniowe pojazdu,
$\delta$ – współczynnik mas zastępczych przekształcający bezwładność elementów wirujących w bezwładność ruchu postępowego.

Po zsumowaniu sił oporów ruchu

$$F_{\text{op}} = F_f + F_{\text{pow}} + F_w + F_b \tag{9.6}$$

można wyznaczyć chwilowe zapotrzebowanie na moc:

$$P_r = F_{\text{op}} \cdot V \tag{9.7}$$

Wartość siły napędowej uzyskiwanej z silnika na kole napędowym, jak również wartość prędkości pojazdu mogą być przedstawione jako (Gillespie 1992):

$$F_t = \frac{M \cdot i_g \cdot i_o \cdot \eta_t}{r_d} \tag{9.8}$$

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot r_d}{30 \cdot i_g \cdot i_o} \tag{9.9}$$

gdzie:

$M$, $n$ – odpowiednio moment obrotowy i prędkość obrotowa wału silnika,

$i_g$, $i_o$ – przełożenie skrzynki przekładniowej na danym biegu oraz przełożenie przekładni głównej,

$r_d$ – promień dynamiczny koła.

W układach napędowych wykorzystujących silnik elektryczny moc wyjściowa baterii akumulatorów jest równa mocy wynikającej z sił oporu ruchu, strat w silniku, skrzyni biegów oraz w przekładni głównej, jak również w układzie sterującym pracą silnika elektrycznego. Straty mocy w napędzie i akumulatorach są określone przez sprawność $\eta_t$, $\eta$. W konsekwencji moc wyjściowa baterii może być wyrażona jako:

$$P_{\text{ak–wy}} = \frac{V}{\eta_t \cdot \eta}\left(m \cdot g \cdot (f_r + w) + 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2 + m \cdot \delta \cdot \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t}\right) \tag{9.10}$$

Moc właściwa pojazdu EV jest definiowana jako maksymalna moc przypadająca na jednostkę masy baterii, którą może ona wyprodukować w krótkim czasie. Moc właściwa jest istotna z punktu widzenia zmniejszenia masy akumulatorów, zwłaszcza w zastosowaniach wymagających dużej mocy, takich jak pojazdy elektryczne. Moc właściwa baterii chemicznej zależy głównie od jej rezystancji wewnętrznej. Maksymalna moc jaką akumulator może dostarczyć wynosi:

$$P_{\text{peak}} = \frac{V_o^2}{4\left(R_{\text{prz}} + R_{\text{we}}\right)} \tag{9.11}$$

gdzie:

$R_{\text{prz}}$ – opór przewodnika (rezystancja omowa),

$R_{\text{we}}$ – opór wewnętrzny spowodowany reakcją chemiczną.

Opór wewnętrzny $R_{\text{we}}$ reprezentuje spadek napięcia $\Delta V$, który wynika z wielkości poboru prądu z akumulatora. Spadek napięcia $\Delta V$, określany w terminologii akumulatora jako nadpotencjał, obejmuje dwa składniki: jeden jest spowodowany aktywnością reakcji $\Delta V_A$, a drugi stężeniem elektrolitu $\Delta V_C$. Ogólne wyrażenia $\Delta V_A$ i $\Delta V_C$ są:

$$\Delta V_A = a + b \log I \tag{9.12}$$

$$\Delta V_C = -\frac{\mathrm{R}T}{n\mathrm{F}} \ln\left(1 - \frac{I}{I_L}\right) \tag{9.13}$$

gdzie:

$a$ i $b$ – stałe,

R – stała gazowa, 8,144 J/Kmol,

$T$ – temperatura absolutna,

$n$ – liczba elektronów przenoszonych w reakcji,

F – stała Faradaya – 96 495 A na mol,

$I_L$ – prąd graniczny.

Oprócz rozwoju technologii samego układu napędowego w pojazdach elektrycznych, istotny jest również rozwój systemów informacyjnych służących do szacowania zasięgu na aktualnym stanie naładowania akumulatorów. Ze względu na ograniczony zasięg pojazdów typu BEV oraz słabo jeszcze rozwiniętą infrastrukturę stacji ładowania poprawne jego działanie może wpłynąć na ograniczenie zjawiska zwanego „lękiem przed zasięgiem". Samo przewidywanie zasięgu pojazdu na podstawie stanu naładowania akumulatora, średniej prędkości jazdy i średniego zużycia energii jest nieodpowiednie i nie pozwala na uzyskanie informacji o odpowiedniej dokładności. Wai i in. (2015) zaproponowali nowy dynamiczny estymator zasięgu, który oprócz wymienionych czynników uwzględnia również zachowanie kierowcy podczas jazdy oraz nachylenia terenu. Dane dotyczące zachowania podczas jazdy uzyskuje się na podstawie reakcji na zmiany prędkości i opóźnienia między przełączaniem pedału przyspieszenia i hamulca.

Wartość prędkości maksymalnej pojazdu w określonych warunkach drogowych można wyznaczyć, posługując się wskaźnikiem dynamicznym *D*. Wyznacza się go z równania:

$$D = \frac{F_t - F_{\text{pow}}}{m \cdot g} \tag{9.14}$$

Uwzględniając pozostałe siły oporu ruchu, można napisać:

$$D = f_r + w + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{9.15}$$

gdzie:

$w$ – współczynnik oporu wzniesienia: $w = \tan\alpha \approx \sin\alpha$. Zakładając ruch pojazdu po drodze płaskiej ($\alpha = 0$), ze stałą prędkością ($\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = 0$), można zapisać $D = f_r$, czyli:

$$\frac{F_t - F_{\text{pow}}}{m \cdot g} = f_r \tag{9.16}$$

$$\frac{M \cdot i_g \cdot i_o \cdot \eta_t}{r_d} - \frac{c_x \cdot \rho_a \cdot A \cdot v^2}{2} = f_r \cdot m \cdot g$$

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{1}{C_x \cdot \rho_a \cdot A} \cdot \left(\frac{2M \cdot i_{\text{gmin}} \cdot i_o \cdot \eta_t}{r_d} - 2f_r \cdot m \cdot g\right)} \tag{9.17}$$

gdzie:

$i_{g\,\min}$ – przełożenie skrzyni biegów na ostatnim biegu.

Maksymalny kąt wzniesienia drogi, którą samochód może pokonać, można wyznaczyć na podstawie równania:

$$w = D - f_r - \frac{\delta}{g} \cdot \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} \tag{9.18}$$

Zakładając ruch pojazdu ze stałą prędkością, pozostaje:

$$w = \frac{F_t - F_{\mathrm{pow}}}{m \cdot g} - f_r \tag{9.19}$$

Czas przyspieszania pojazdu od początku ruchu do prędkości $V_f$ wynosi:
– dla EV (Mehrdad i in. 2005):

$$t_a = \int_0^{V_b} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V_b} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \mathrm{d}V + \int_{V_b}^{V_f} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \mathrm{d}V \tag{9.20}$$

gdzie:

$V_b$ – prędkość podstawowa samochodu odpowiadająca momentowi, w którym silnik elektryczny osiąga maksymalną moc,

$P_t$ – moc trakcyjna dostarczana do kół napędowych z silnika;

– dla pojazdu z silnikiem spalinowym należy rozważyć, na którym biegu pojazd będzie w stanie uzyskać zakładaną prędkość $V_f$. Jeżeli będzie to bieg ostatni, a skrzynka pojazdu ma 5 przełożeń, to czas przyspieszania do prędkości $V_f$ można zapisać jako:

$$t_a = \int_0^{V_1} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V_1} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \mathrm{d}V$$

$$+ \int_{V_1}^{V_2} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V_2} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \mathrm{d}V$$

$$+ \int_{V_2}^{V_3} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V_3} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \mathrm{d}V$$

$$+ \int_{V_3}^{V_4} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V_4} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \mathrm{d}V + \int_{V_4}^{V_f} \frac{m \cdot \delta}{\frac{P_t}{V} - m \cdot g \cdot f_r - 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2} \tag{9.21}$$

gdzie:

$V_1$, $V_2$, $V_3$, $V_4$ – prędkości liniowe pojazdu, przy których jego silnik osiąga maksymalną moc na biegach, odpowiednio 1, 2, 3, 4.

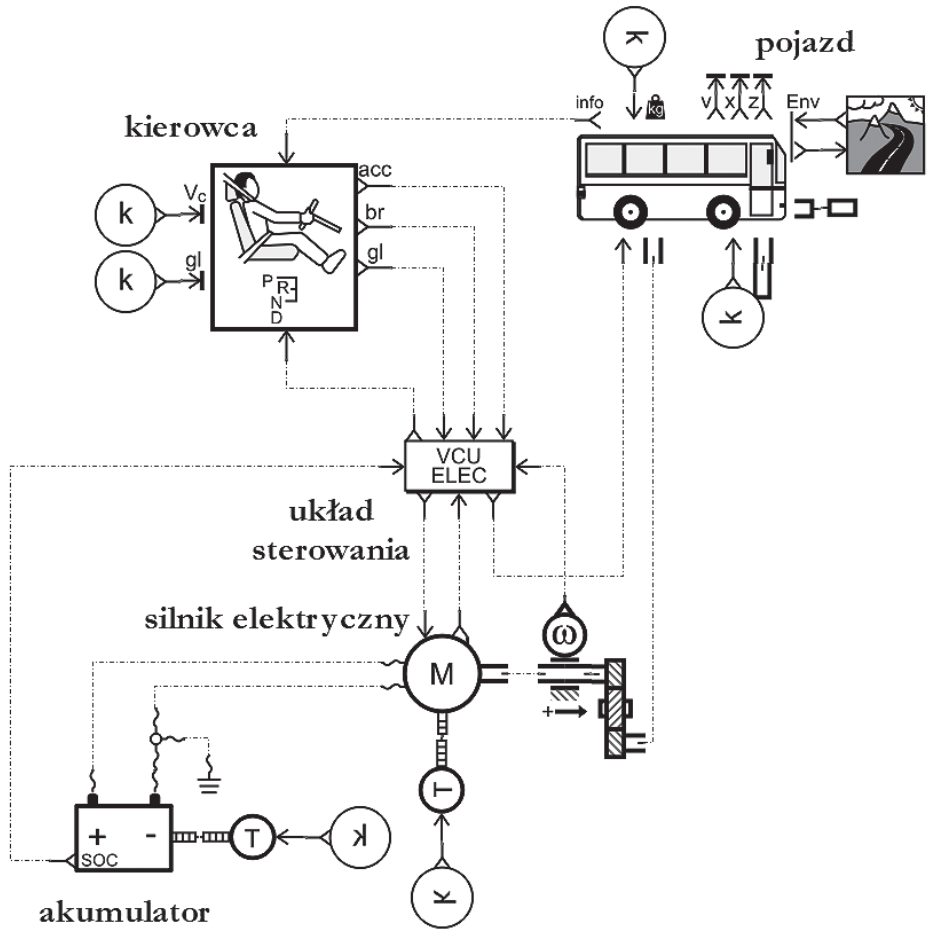
### 9.2.2. Opracowanie modelu symulacyjnego pojazdu wykorzystanego do zadań optymalizacyjnych

Wskazane równania służą do opracowania modeli pojazdów z różnymi rodzajami napędów. Aby rozwiązać problemy związane z optymalizacją w tych modelach, należy uwzględnić wszystkie opisane procesy, które określają ruch samochodu.

Na przykład podczas badań nad elektrycznym układem napędowym, a szczególnie poszczególnych elementów elektrycznych takiego układu, można wykorzystać wiele narzędzi. Przyjmuje się, że podczas badania jednego określonego komponentu uzyskuje się dużą dokładność, wykorzystując symulacje wielowymiarowe lub metodę elementów skończonych (MES). Wynika to z faktu, że uwzględniają one szczegółową geometrię komponentu i wykorzystują dokładne modelowanie różnych zjawisk w nim zachodzących. W przypadku pojazdu elektrycznego (EV) MES są uważane za narzędzie odniesienia do badania zjawisk w silniku elektrycznym oraz opracowania i weryfikowania bardziej uproszczonych modeli (Abdelli, Le Berr 2011). MES jednak są modelami skomplikowanymi, obciążającymi procesory maszyn obliczeniowych. Nie można budować z ich wykorzystaniem modeli symulacyjnych całego pojazdu w celu badania interakcji między poszczególnymi komponentami. Symulacja zerowymiarowa (0D) jest uznawana za pomocne, a nawet niezbędne narzędzie do wykonywania złożonych interakcji w obrębie całego systemu. W przemyśle motoryzacyjnym wiele badań nad nowymi koncepcjami EV było okazją do opracowania kompletnych symulatorów pojazdów, szczególnie do badania i analizy interakcji systemu i poszczególnych komponentów (Da Costa, Alix 2011; Dabadie i in. 2011), określania charakterystyk różnych elementów (Husain, Islam 1999) oraz opracowania i zatwierdzania algorytmów sterowania i kontroli systemu (Sciaretta i in. 2008; Verdonck i in. 2010). Przykład takiego symulatora EV, zaprojektowanego na platformie LMS IMAGINE.Lab AMESim® (http://www.lmsintl.com/imagine-amesim-suite) przedstawiono na rysunku 9.1.

Oprócz tego należy wziąć pod uwagę specyfikę procedury optymalizacyjnej, w tym algorytmy iteracyjne, których indywidualne obliczenia mogą wynosić ponad 1000. Kompromis między szczegółami modelu, przyjętymi założeniami i dokładnością wyników można osiągnąć, stosując empirycznie uzyskane charakterystyki niektórych składników obiektów w modelu złożonego systemu technicznego. W tym przypadku do opracowania modeli projektowych pojazdów wykorzystano następujące dane empiryczne:

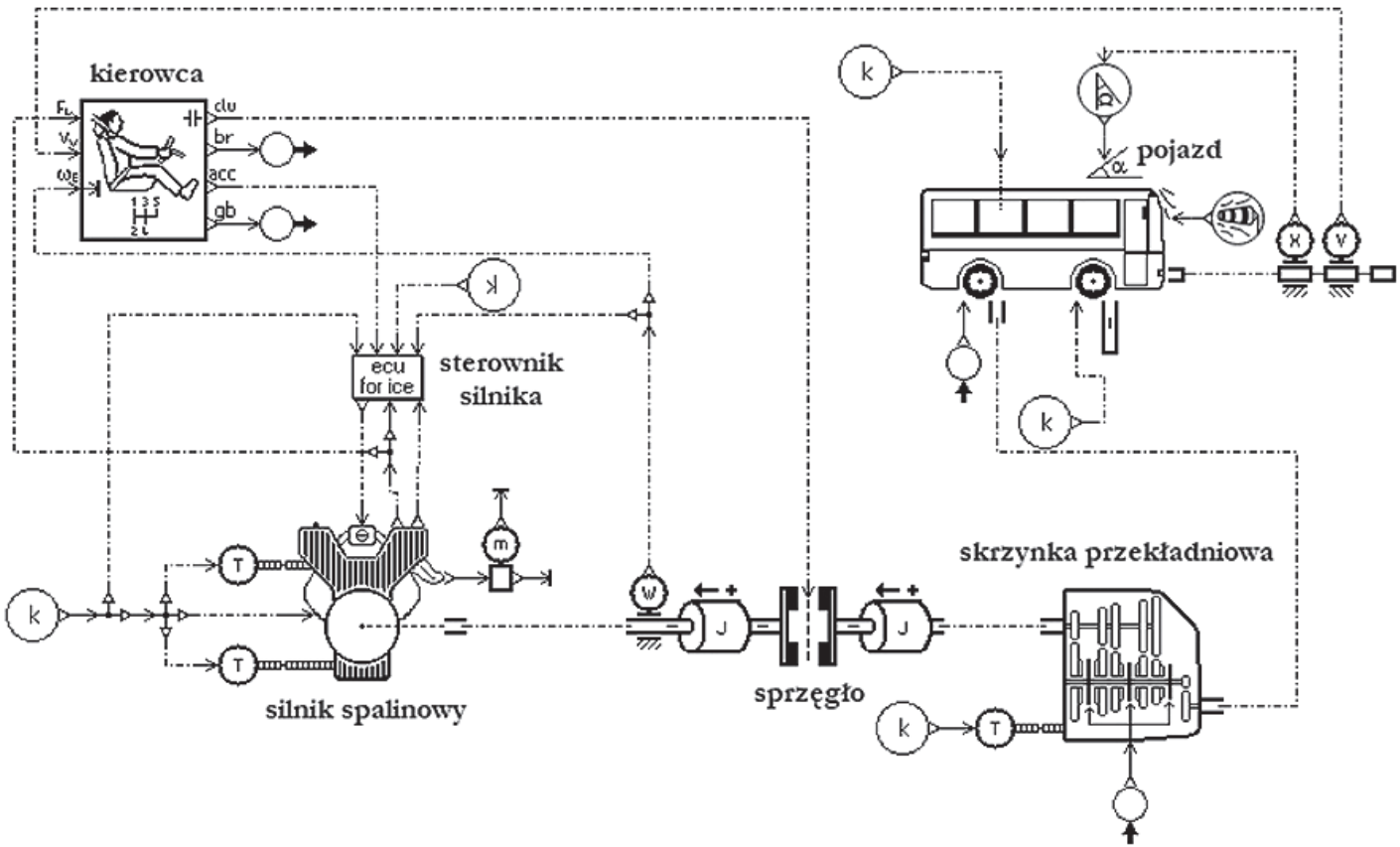
– charakterystykę zewnętrzną prędkościową silnika spalinowego,
– charakterystykę ogólną silnika spalinowego,
– charakterystyki SOC (ang. *State of Charge*)/DOD (ang. *Depth of Discharge*) akumulatora EV,
– charakterystykę prędkościową silnika elektrycznego EV,
– mapy strat mocy silnika elektrycznego (z maksymalnym momentem obrotowym).




Rysunek 9.1. Model symulacyjny EV opracowany w środowisku LMS.IMAGINE.Lab AMESim®
Źródło: opracowanie własne.

Podobne podejście zastosowano podczas opracowywania modelu symulacyjnego pojazdu z silnikiem spalinowym (rys. 9.2). Model zawartego w nim silnika spalinowego nie wykorzystuje znanych metod obliczania procesów podstawowych (Heywood 1988). Parametry eksploatacyjne silnika wykorzystywane w modelu symulacyjnym określa się na podstawie danych empirycznych – charakterystyki zewnętrznej prędkościowej silnika spalinowego oraz jego charakterystyki ogólnej.

Opracowane modele mają szerokie możliwości badania wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na efektywność pojazdu w postaci zużycia energii, uzyskania wymaganych wskaźników dynamicznych oraz spełniania norm ekologicznych.




Rysunek 9.2. Model symulacyjny pojazdu z silnikiem spalinowym opracowany w środowisku LMS.IMAGINE.Lab AMESim®
Źródło: opracowanie własne.

### 9.2.3. Wybór cykli jezdnych wykorzystanych do wykonania optymalizacji

Dosyć skomplikowanym zagadnieniem jest dokładny numeryczny opis siły trakcyjnej oraz prędkości liniowej w rzeczywistych warunkach eksploatacji pojazdu. W celu lepszego odzwierciedlenia warunków rzeczywistych są opracowywane odpowiednie cykle jezdne służące do symulowania typowych warunków jazdy. W zależności od celu badania pojazdu cykle te mogą symulować jazdę miejską lub pozamiejską i mają postać zapisu zmian prędkości pojazdu podczas poruszania się po drodze płaskiej. Opracowano wiele cyklów jezdnych (Barlow i in. 2009; Giakoumis, Zachiotis 2017).

Obowiązującym do niedawna cyklem jezdnym, który był wykorzystywany podczas badań homologacyjnych pojazdów osobowych, był test NEDC (ang. *New European Driving Cycle*). W dużej mierze jego przebieg opracowano jeszcze pod koniec lat 80. ubiegłego wieku, przez co, głównie ze względu na zmianę natężenia ruchu oraz liczby pojazdów poruszających się po drogach, nie odzwierciedlał na odpowiednim poziomie warunków panujących obecnie. Na dodatek przebieg cyklu NEDC zakładał dosyć duży udział jazdy miejskiej oraz samego postoju (Giakoumis, Zachiotis 2017), co w dużym stopniu premiowało rozwiązania typu Start & Stop, a zakładane przyspieszenia nie wymuszały na współczesnych konstrukcjach układów napędowych dużego obciążenia. Samo badanie odbywało się na hamowni podwoziowej w temperaturze 20-30°C. Kolejnym problemem był fakt, że w przypadku pojazdów hybrydowych pojazd mógł być badany z baterią akumulatorów naładowaną do 100%, co powodowało, że nowsze konstrukcje znaczną część testu pokonywały jedynie na napędzie elektrycznym. Rezultaty takiego badania były jeszcze bardziej zaniżone w stosunku do wartości zużycia paliwa osiąganych w rzeczywistej eksploatacji. Dystans pokonywany podczas testu NEDC wynosił 11 023 m, a uzyskiwana prędkość średnia 33,6 km/h. Producenci pojazdów z czasem zaczęli dostosowywać swoje konstrukcje do warunków testu NEDC, mierzone podczas badań homologacyjnych wartości zużycia paliwa zaczęły znacznie odbiegać od wartości rzeczywistych uzyskiwanych podczas poruszania się pojazdu w ruchu rzeczywistym.

Ze względu na coraz większe rozbieżności między wynikami uzyskiwanymi podczas badań homologacyjnych a wynikami rzeczywistymi wprowadzono nowy rodzaj cyklu jezdnego WLTC (Giakoumis, Zachiotis 2017). Nowy cykl jezdny z założenia miał być lepiej dopasowany do osiągów, dlatego jego przebieg uzależniono od stosunku mocy użytecznej pojazdów do masy własnej (współczynnik PWr), dzieląc je na trzy podstawowe klasy:
– klasa 1 (pojazdy o $PWr \leq 22$);
– klasa 2 (pojazdy z zakresu $22 < PWr \leq 34$);
– klasa 3 (pojazdy o $PWr > 34$, tab. 9.1).

W zależności od tego, do której z klas zakwalifikowano pojazd, poddawany jest on testowi przyporządkowanemu danej klasie.

Tabela 9.1. Wybrane parametry cyklu WLTC dla pojazdów klasy 3

| Faza | Czas trwania | Czas postoju | Dystans | Udział postoju | $V_{max}$ | Prędkość średnia ruchu | Prędkość średnia | $A_{min.}$ | $A_{max}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | s | s | m | % | km/h | km/h | km/h | m/s² | m/s² |
| Klasa 3b ($V_{max} \geq 120$ km/h) | | | | | | | | | |
| Niska 3 | 589 | 156 | 3 095 | 26,5 | 56,5 | 25,7 | 18,9 | -1,47 | 1,47 |
| Średnia 3-2 | 433 | 48 | 4 756 | 11,1 | 76,6 | 44,5 | 39,5 | -1,49 | 1,57 |
| Wysoka 3-2 | 455 | 31 | 7 162 | 6,8 | 97,4 | 60,8 | 56,7 | -1,49 | 1,58 |
| Bardzo wysoka 3 | 323 | 7 | 8 254 | 2,2 | 131,3 | 94,0 | 92,0 | -1,21 | 1,03 |
| Razem | 1800 | 242 | 23 266 | – | – | – | – | – | – |
| Klasa 3a ($V_{max} < 120$ km/h) | | | | | | | | | |
| Niska 3 | 589 | 156 | 3 095 | 26,5 | 56,5 | 25,7 | 18,9 | -1,47 | 1,47 |
| Średnia 3-1 | 433 | 48 | 4 721 | 11,1 | 76,6 | 44,1 | 39,3 | -1,47 | 1,28 |
| Wysoka 3-1 | 455 | 31 | 7 124 | 6,8 | 97,4 | 60,5 | 56,4 | -1,49 | 1,58 |
| Bardzo wysoka 3 | 323 | 7 | 8 254 | 2,2 | 131,3 | 94,0 | 92,0 | -1,21 | 1,03 |
| Razem | 1 800 | 242 | 23 194 | – | – | – | – | – | – |

Źródło: opracowanie własne.

Dla pojazdów należących do klasy 1, o najniższej wartości współczynnika PWr, cykl WLTC ogranicza się do dwóch etapów reprezentujących warunki jazdy z małą i średnią prędkością. Maksymalna jej wartość wynosi odpowiednio 49,1 oraz 64,4 km/h. Średnia prędkość podczas całego testu wynosi 28,5 km/h, a łączny czas trwania 1022 s, w tym 19,9% tego czasu stanowi faza postoju pojazdu.

Pojazdy należące do klasy 2 są poddawane dłuższemu testowi, który dla fazy prędkości niskich osiąga wartość maksymalną 51,4 km/h, dla fazy prędkości średnich 74,7 km/h oraz w dodanej fazie prędkości wysokich osiąga 85,2 km/h. Cały test trwa 1477 s, z czego 15,8% czasu pojazd jest w fazie postoju, a prędkość średnia wynosi 35,7 km/h.

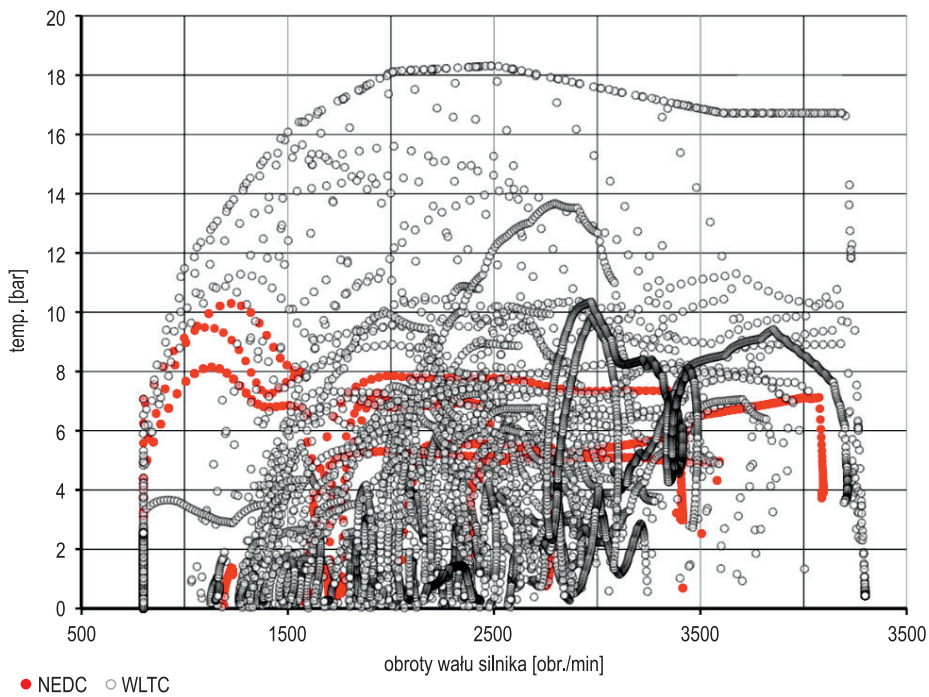
Dla pojazdów należących do klasy 3 cały cykl WLTC trwa 1800 s i jest podzielony na cztery etapy. W stosunku do cykli dla klas pojazdów o niższej wartości współczynnika PWr dodano etap prędkości bardzo dużych, gdzie pojazd rozwija prędkość maksymalną 131,3 km/h. Dla pierwszych trzech etapów testu są przyjmowane prędkości maksymalne odpowiednio 56,5 km/h, 76,6 km/h oraz 97,4 km/h. W całym teście udział czasu postoju wynosi 13,4%, a uzyskiwana średnia prędkość to 46,5 km/h.

Skuteczność optymalizacji będzie zależeć od wybranych warunków pracy układu napędowego pojazdu. W pracach poświęconych badaniu pojazdów rozważa się z reguły tryby stacjonarne lub cykle testowe. Możliwe jest zwiększenie dokładności wyników za pomocą warunków określonych w cyklu WLTC

(Giakoumis, Zachiotis 2017). Jak wskazali Giakoumis i Zachiotis (2017) za pomocą cyklu WLTC (tab. 9.1) można z dokładnością sięgającą 80% symulować rzeczywiste warunki eksploatacji pojazdów samochodowych.

Porównawcze badanie działania czterocylindrowego silnika ZS o pojemności 2 $dm^3$ w NEDC i cyklu WLTC dla klasy pojazdów 3 (rys. 9.3) pokazuje trudności napotkane podczas określania charakterystycznych punktów pracy silnika. W praktyce silnik, w przeciwieństwie do cyklu NEDC, przez cały czas trwania cyklu działa w trybie niestacjonarnym. Można jednak wyróżnić następujące cechy charakterystyczne:

– czas biegu jałowego wynosi 242 s lub 15% całkowitego czasu cyklu jazdy;
– w cyklu WLTC można wyróżnić 6 trybów niestacjonarnych, w których prędkość wału korbowego silnika wzrasta od poziomu biegu jałowego lub jeżeli jest stosowane rozwiązanie typu Start & Stop, silnik zostaje zatrzymany, a następnie uruchomiony;
– silnik ma punkty pracy na charakterystyce prędkościowej zewnętrznej, co nie jest typowe dla cyklu NEDC;
– można odróżnić obszar pracy silnika, ograniczony do 50% obciążenia i z prędkością obrotową wału korbowego w przedziałach od 1200 do 3000 obr./min.




Rysunek 9.3. Porównanie zmiany średniego ciśnienia w cylindrze ($i_{mep}$) silnika w warunkach jazdy w cyklach NEDC i WLTP dla samochodu dostawczego (DMC 3500 kg)
Źródło: opracowanie własne.

W wyniku wprowadzenia nowego cyklu jezdnego WLTC uzyskiwane wartości zużycia paliwa samochodów, zarówno będących już w produkcji, jak i dopiero wprowadzanych na rynek, zwiększyły się w stosunku do wyników uzyskanych w cyklu NEDC – wartości podawane przez producentów pojazdów zbliżyły się do rzeczywistych warunków eksploatacji. Należy też zwrócić uwagę, że w przypadku cyklu NEDC wyniki były podawane dla konkretnych warunków, tj. „jazda miejska", „jazda pozamiejska". W przypadku obowiązującego od 2017 r. cyklu WLTC wyniki są podawane dla zakresów prędkości. W zależności od klasy pojazdu jest on poddawany testom w różnych zakresach prędkości, a same wartości prędkości maksymalnej są zróżnicowane. W tabelach 9.2–9.5 przedstawiono porównanie wyników zużycia paliwa uzyskanych przez pojazdy w obu cyklach homologacyjnych. Do porównania wybrano samochody reprezentujące segment małych samochodów miejskich oraz przedstawicieli segmentu pojazdów typu SUV (ang. *Sport Utility Vehicle*). Dla każdego z pojazdów zestawiono wyniki wersji benzynowej oraz hybrydowej uzyskane w testach NEDC oraz WLTC.

Tabela 9.2. Zestawienie wyników zużycia paliwa samochodu miejskiego Toyota Yaris z silnikiem benzynowym

| Toyota Yaris 1,5 | | | |
|---|---|---|---|
| NEDC | | WLTC | |
| Warunki testu | zużycie paliwa [L/100 km] | prędkości | zużycie paliwa [L/100 km] |
| Miejskie | 6,5 | niskie | 7,9 |
| Pozamiejskie | 4,3 | średnie | 5,9 |
| Cykl łączony | 5,1 | wysokie | 5,2 |
| – | – | bardzo wysokie | 6,1 |
| – | – | cykl mieszany | 6,0 |

Źródło: opracowanie własne na podstawie danych producenta pojazdu.

Tabela 9.3. Zestawienie wyników zużycia paliwa samochodu miejskiego Toyota Yaris z napędem hybrydowym

| Toyota Yaris Hybrid | | | |
|---|---|---|---|
| NEDC | | WLTC | |
| Warunki testu | zużycie paliwa [L/100 km] | prędkości | zużycie paliwa [L/100 km] |
| Miejskie | 3,6 | niskie | 4,2 |
| Pozamiejskie | 3,9 | średnie | 4,3 |
| Cykl łączony | 3,9 | wysokie | 4,5 |
| – | – | bardzo wysokie | 6,5 |
| – | – | cykl mieszany | 5,1 |

Źródło: opracowanie własne na podstawie danych producenta pojazdu.

Tabela 9.4. Zestawienie wyników zużycia paliwa samochodu typu SUV Toyota RAV4 z silnikiem benzynowym

| Toyota RAV4 2,0 | | | |
|---|---|---|---|
| NEDC | | WLTC | |
| Warunki testu | zużycie paliwa [L/100 km] | prędkości | zużycie paliwa [L/100 km] |
| Miejskie | 6,8 | niskie | 8,9 |
| Pozamiejskie | 5,4 | średnie | 7,2 |
| Cykl łączony | 5,9 | wysokie | 6,3 |
| – | – | bardzo wysokie | 7,7 |
| – | – | cykl mieszany | 7,3 |

Źródło: opracowanie własne na podstawie danych producenta pojazdu.

Tabela 9.5. Zestawienie wyników zużycia paliwa samochodu typu SUV Toyota RAV4 z napędem hybrydowym

| Toyota RAV4 Hybrid | | | |
|---|---|---|---|
| NEDC | | WLTC | |
| Warunki testu | zużycie paliwa [L/100 km] | prędkości | zużycie paliwa [L/100 km] |
| Miejskie | 4,5 | niskie | 6,1 |
| Pozamiejskie | 4,6 | średnie | 4,9 |
| Cykl łączony | 4,4 | wysokie | 5,0 |
| – | – | bardzo wysokie | 6,8 |
| – | – | cykl mieszany | 5,8 |

Źródło: opracowanie własne na podstawie danych producenta pojazdu.

Należy zaobserwować, że wyniki uzyskane w obu rodzajach cykli jezdnych różnią się od siebie, przy czym największe różnice występują w przypadku zużycia paliwa wersji hybrydowych. Wynika to z faktu, że pojazdy hybrydowe do testu NEDC były wystawiane z akumulatorami naładowanymi w 100%, co umożliwiało, z zachowaniem umiarkowanej dynamiki wymaganej profilem prędkości testu NEDC, przejechanie znacznej części testu z wykorzystaniem tylko i wyłącznie napędu elektrycznego. Nowy test WLTC wymusza na kierowcy większą dynamikę rozpędzania, co powoduje, że silnik spalinowy jest uruchamiany szybciej niż w teście NEDC i wpływa na zbliżenie wartości zużycia paliwa do warunków rzeczywistych.

Bez względu na rodzaj cyklu jezdnego chwilową wartość momentu obrotowego na wale silnika można wyrazić jako:

$$M_e = \frac{\left(m \cdot g \cdot f_r \cdot \cos\alpha + 0{,}5 \cdot \rho_a \cdot C_x \cdot A \cdot V^2 + m \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt}\right) \cdot r_d}{i_g \cdot i_o \cdot \eta_t} \tag{9.22}$$

Po odpowiednio małej zmianie czasu można założyć, że ruch pojazdu jest prostoliniowy, natomiast jego przyspieszenie osiąga stałą wartość. Za pomocą wzoru 9.22 możliwe jest określenie chwilowej wartości $M$ w dowolnym punkcie założonego cyklu jezdnego. Chwilowe punkty pracy układu napędowego, w zależności od prędkości pojazdu, wskazują obszar pracy, w którym funkcjonuje napęd. Informacje te są bardzo istotne z punktu widzenia procesu optymalizacji. Oczywiście konieczne jest dążenie do maksymalizacji wydajności napędu w punktach zwiększonego obciążenia.

### 9.2.4. Podstawy wyboru parametrów decyzyjnych, ograniczenia funkcjonalne oraz kryteria jakości

Dla samochodu z silnikiem spalinowym, który wykonuje użyteczną pracę w wyniku przemian fizycznych i chemicznych paliwa, nie mającego możliwości odzyskania energii, oczywistym kryterium jakości zużycia energii jest zużycie paliwa. W przypadku EV nie wystarczy pomiar efektywności energetycznej za pomocą SOC (DOD). Proces odzyskiwania energii podczas hamowania oraz jego efektywność również determinują efektywność energetyczną. Oczywiście wydajność procesu rekuperacji zależy nie tylko od konstrukcji napędu elektrycznego, lecz także od parametrów sterownika, które można wybrać jako główne parametry optymalizacji zużycia energii przez samochód EV.

Podczas optymalizacji szczególną uwagę zwraca się na właściwości dynamiczne pojazdu (Gillespie 1992), na przykład czas przyspieszania – równanie 9.20, drogę hamowania itp. Zbiór wskaźników dynamicznych może stać się zarówno kryterium jakości, jak i stanowić wiele ograniczeń funkcjonalnych podczas rozwiązywania problemu optymalizacji. Oczywiście istnieje zasadnicza różnica w kryteriach dynamicznych dla pojazdu z ICE (ang. *Internal Combustion Engine*) i EV, dlatego w przypadku EV „VW e-Crafter" (Volkswagen-nutzfahrzeuge.de, online) (tab. 9.6) wykorzystującego hamowanie rekuperacyjne zaleca się ustawienie ograniczenia funkcjonalnego „droga hamowania". Przeprowadzone badania obliczeniowe pojazdu VW e-Crafter (tab. 9.6) wykazały, że na przykład w równoległej pracy mechanicznego i elektrycznego układu hamowania w okresie od 230,3 s do 257,8 s cyklu WLTC (rys. 9.4) dostarczenie 80% dostępnego momentu hamowania do układu elektrycznego (układu odzysku energii) zwiększa poziom SOC o 0,098%. Podczas hamowania z tak skonfigurowanym układem hamulcowym prędkość pojazdu spada z 15,93 m/s do 4,24 m/s. W identycznych warunkach, z zastosowaniem w 100% jedynie mechanicznego układu hamulcowego, odnotowano spadek prędkości z 15,93 m/s do 4,10 m/s. Świadczy to o wydłużeniu drogi hamowania w takich warunkach, z zastosowaniem podziału 80-20 o 5,843 m, dlatego podczas optymalizacji efektywności energetycznej EV ze względów bezpieczeństwa należy wziąć pod uwagę funkcjonalne ograniczenie

Tabela 9.6. Parametry techniczne i eksploatacyjne pojazdów typu LDV (ang. *light-duty vehicle*)

| Parametry pojazdu | e-Crafter | RUTA-25d (Grytsyuk, Vrublevskyi 2018) |
|---|---|---|
| Wymiary [mm] | 5986/2040/2590 | 7000/2050/2730 |
| Rozstaw osi [mm] | 3640 | 3745 |
| Rozmiar opon | 232/65 R16 | 232/65 R16 |
| Masa własna/ładowność [kg] | 2502/973 | 1900/1600 |
| Przyspieszenie 0-100 km/h [s] | nie osiąga | - |
| Prędkość maksymalna [km/h] | 90 | 130 |
| Średnie zużycie<br>– prądu [kWh/100 km]<br>– paliwa [l/100 km] | 21,5 | <br><br>19,5 |
| Moc silnika maksymalna [kW/(obr./min)] | 136/3300-11700 | 88,3/3200 |
| Obroty nominalne [obr./min] | – | 3200 |
| Maksymalny moment obrotowy [Nm/(obr./min)] | 290/do 3300 | 297/1600-2700 |
| Pojemność akumulatora [kWh] | 38,5 | |
| Zasięg [km] | 173 | |

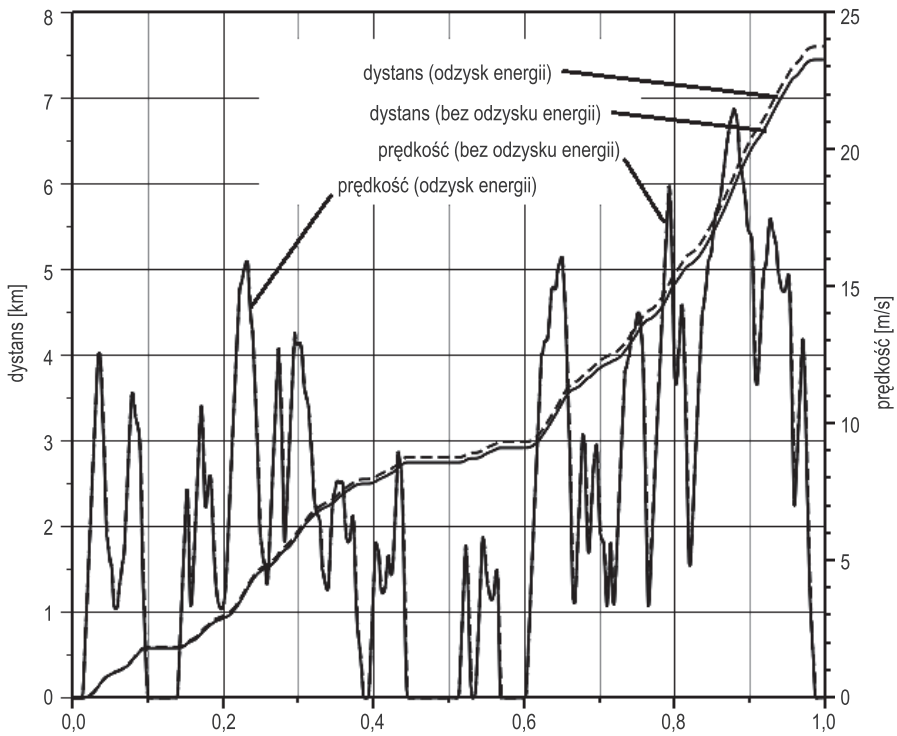
Źródło: opracowanie własne.

„drogi hamowania". Ze zmiany parametrów układu rekuperacji wynika zwiększenie drogi hamowania pojazdu do 152,761 m.

Aktualność badań nad optymalizacją parametrów determinujących efektywność odzyskiwania energii jest potwierdzona różnicami i brakiem jednego, uniwersalnego i optymalnego, algorytmu do sterowania procesem hamowania rekuperacyjnego w pojazdach elektrycznych (Mehrdad i in. 2005). Porównanie wydajności popularnych pojazdów elektrycznych ujawnia różnice w przyjętych koncepcjach odzyskiwania energii. W przypadku BMW i3s (BMW i3: silniki i dane techniczne, online), niezależnie od wybranego trybu jazdy (Sport, Comfort, Eco Pro, Eco Pro +), proces rekuperacji przebiega bez zmian. Sterowanie prędkością pojazdu odbywa się głównie przez operowanie pedałem gazu. Hamowanie rekuperacyjne jest na tyle silne, że hamulce mechaniczne są wykorzystywane tylko w nagłych wypadkach. W KIA e-Soul 204 natomiast (KIA e-Soul – dane techniczne. kia.com, online) kierowca może wybrać poziom odzysku energii spośród czterech oferowanych trybów lub zdać się na tryb automatyczny.

Oglieve i in. (2017) przedstawili wydajną obliczeniowo metodę analityczną do oceny zużycia paliwa podczas przejazdu zgodnie z profilem prędkości NEDC. W analizie uwzględniono również zintegrowaną procedurę optymalizacji w celu zminimalizowania zużycia paliwa oraz emisji $NO_x$ jako funkcji obiektywnych. Zestaw optymalnych przełożeń przekładni wyznacza się dla 4-, 5- i 6-biegowych skrzynek przekładniowych jako parametry sterujące w procesie optymalizacji.

W analizie podkreślono określenie strategii zmiany biegów na podstawie minimalizacji jednej z wymienionych, deklarowanych funkcji celu. 7,5-procentowa redukcja zużycia paliwa i 6,75-procentowa emisji $NO_x$ są osiągalne w najlepszym przypadku dla 6-biegowej skrzyni biegów i strategii zmiany biegów opartej na najmniejszym zużyciu paliwa dla wybranego silnika. Nowatorska zintegrowana symulacja analityczna i optymalizacja wielokryterialna nie były dotychczas opisywane w literaturze. Daje to możliwość obiektywnego, inteligentnego podejścia do stosowania technologii wskaźnika zmiany biegów. Wyniki tego badania pokazują również, że optymalizacja przekładni może działać jako skuteczny i niedrogi sposób na zwiększenie wydajności paliwa i zmniejszenie emisji substancji szkodliwych do atmosfery.




Rysunek 9.4. Zmiana prędkości oraz dystansu pokonanego podczas testu przez pojazd EV bez odzysku energii podczas hamowania (-----) i z (- - - -) jej odzyskiem
Źródło: opracowanie własne.

W celu modernizacji pojazdu należy zastosować odpowiednią technikę optymalizacji. Dla przedstawionego w tabeli 9.6 autobusu RUTA-25d producent powierzył zadanie dostosowania parametrów skrzyni biegów z wymianą silnika o zapłonie iskrowym na silnik o zapłonie samoczynnym. Różnica między charakterystyką tych typów silników (Heywood 1988) wymaga odpowiedniego

wyboru przełożeń. Wpływ tych parametrów na zużycie paliwa, ekologię oraz właściwości dynamiczne jest powszechnie znany. W związku z tym konstruktor musi rozwiązać problem kompromisu, co pociąga rozważenie wykorzystania optymalizacji wielokryterialnej.

W przypadku pojazdu elektrycznego zadanie minimalizacji zużycia energii można skutecznie rozwiązać jedynie dzięki odpowiedniemu doborowi decydujących parametrów mechanicznych oraz parametrów układu sterowania. Może to być wartość przełożenia przekładni napędowej oraz odpowiednia konfiguracja sterownika.

## 9.3. Metodyka badań podczas optymalizacji konstrukcji pojazdu

Zadanie optymalizacji pojazdu można wykonać, stosując jedną kombinację następujących strategii:

– metody projektowania eksperymentów (DoE – ang. *Design of Experiment*) (Ross 1998). Stosowanie tych metod pozwala na wybór optymalnego rozwiązania. Wynik zastosowania DoE może być jednak niezadowalający, szczególnie w przypadku wyboru jednego kryterium. Do realizacji DoE można wykorzystać różne metody wyboru próbnych punktów: macierzy ortogonalnych, siatki Sobola (Sobol, Statnikov 2006), metody Monte Carlo (Rubinstein, Kroese 2008) i inne;
– metody optymalizacji. Istnieje wiele takich metod. Wybór algorytmu optymalizacji, który należy zastosować, jest jednak bardzo ważnym elementem, ponieważ niektóre metody optymalizacji są dozwolone w przypadku specyficznych zastosowań, w zależności od parametru przestrzennego (modalność przestrzenna, ciągłość, liniowość itp.)

Skuteczność tych metod wzrasta, gdy są one stosowane wspólnie. Na początkowym etapie na przykład pierwsza metoda może być użyta do planowania eksperymentu, aby przetestować przestrzeń określoną przez wartości graniczne parametrów, w wyniku czego można wyznaczyć zestaw parametrów decydujących. Po zbudowaniu powierzchni jest możliwe zastosowanie odpowiedniej metody optymalizacji w celu znalezienia ostatecznie punktu optymalnego. Poszukiwanie optymalnego rozwiązania w tym przypadku nie rozpoczyna się od zera ani losowo. Wyniki DoE miały na celu wybór wstępnych warunków wyszukiwania.

Różne problemy projektowe wymagają różnych technik optymalizacji. W związku z tym wybór odpowiedniej techniki jest dużym wyzwaniem i często należy zastosować kombinację dwóch lub więcej metod, aby prawidłowo rozwiązać zadanie optymalizacji. Ogólnie techniki optymalizacji można podzielić na trzy szerokie kategorie:

– techniki optymalizacji numerycznej zakładają, że przestrzeń parametrów jest jednomodalna, wypukła i ciągła. Popularne techniki w tej kategorii to sekwencyjne programowanie liniowe lub kwadratowe, metody możliwych kierunków itp.;
– technikami eksploracyjnymi ocenia się projekty w przestrzeni parametrów w poszukiwaniu optymalnego globalnego. Podobnie jak większość problemów z wyszukiwaniem techniki w tej kategorii zazwyczaj, ale niekoniecznie, wymagają większej liczby iteracji niż techniki numeryczne;
– techniki systemu eksperckiego podążają za wskazówkami użytkownika dotyczącymi tego, co zmienić, jak zmienić i kiedy zmienić.

Ze względu na dużą liczbę czynników kontrolnych uwzględnionych w badaniu i brak wcześniejszej informacji o powierzchni odpowiedzi techniki optymalizacji w trzeciej kategorii nie są brane pod uwagę. Metoda DoE jest stosowana przed częścią optymalizacyjną badania, dlatego druga kategoria może nie być najlepszym wyborem pod względem optymalizacji czasu konwergencji. Projektantowi pozostaje więc wybór techniki numerycznej.

Najbardziej odpowiednią techniką numeryczną w badaniach własnych jest metoda NLPQLP, nowsza wersja NLPQL (ang. *Non-Linear Programming by Quadratic Lagrangian*). Rozwiązuje ona gładkie nieliniowe problemy programistyczne za pomocą algorytmu sekwencyjnego programowania kwadratowego (SQP). Nowa wersja jest specjalnie dostosowana do pracy w systemach rozproszonych (Schittkowski 1986; 2011). W przypadku błędów obliczeniowych, spowodowanych na przykład przez niedokładne oszacowanie funkcji lub gradientu, jest aktywowane wyszukiwanie monotoniczne linii. Kod jest łatwo przekształcony w C przez f2c i jest szeroko stosowany w środowiskach akademickich i przemysłowych.

Celem procesu optymalizacji jest znalezienie najlepszego projektu (ustawień parametrów), który odpowiada danemu celowi (zminimalizowanie wartości) i nie narusza ograniczeń.

$$\min. f(x)$$

$$x \in R^n \; g_j(x) \geq 0 \quad j = 1, ..., m$$

$$x_l \leq x \leq x_u \tag{9.23}$$

gdzie:

$f$ – funkcja celu,

funkcje $g_j$ ($j = 1, \ldots, m$) reprezentują ograniczenia.

Ograniczenia różnią się od granic. Rzeczywiście granice są znane *a priori* i nigdy nie są naruszane, podczas gdy ograniczenia są znane *a posteriori* i są czymś, co algorytm stara się nie naruszać (wtedy mogą zostać naruszone).

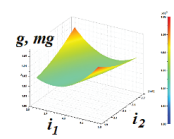
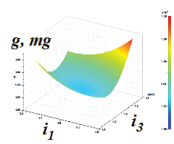
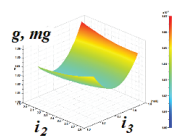
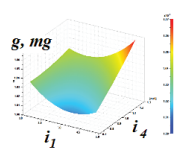
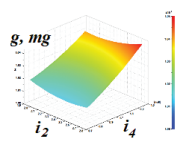
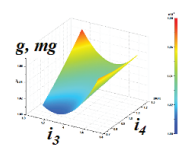
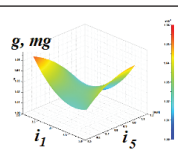
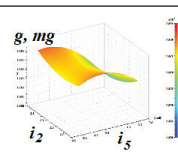
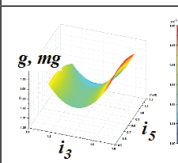
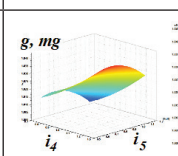
Aby rozwiązać problem optymalizacji, w pracy wykorzystano narzędzia pakietu oprogramowania Simcenter Amesim 2019 (Le Berr i in. 2012; Dabadie i in. 2017).

## 9.4. Proces optymalizacji

### 9.4.1. Badanie przestrzeni parametrów pojazdu z silnikiem spalinowym

Badanie zależności parametrów skrzyni biegów od wybranych kryteriów jakości – zużycia paliwa i czasu przyspieszania samochodu z zastosowaniem metod DoE pozwoliło ustalić granice tych parametrów. Ponadto na podstawie wyników tego etapu badań można wyróżnić obszar wyszukiwania globalnego optimum. Przedstawione w tabeli 9.7 zależności uzyskuje się przez obliczenie punktów testowych, których wektory wejściowe są określone metodą Monte Carlo. Rozkład wartości każdego parametru jest normalny. Uzyskane dane pozwalają na przeanalizowanie wpływu parametrów skrzyni biegów na wybrane parametry eksploatacyjne pojazdu. Na przykład podczas analizy wpływu wartości przełożeń biegu 2 i 4 na zużycie paliwa można zaobserwować, że istotne jego zmiany odnotowuje się tylko dla zmian wartości przełożenia 4 biegu.

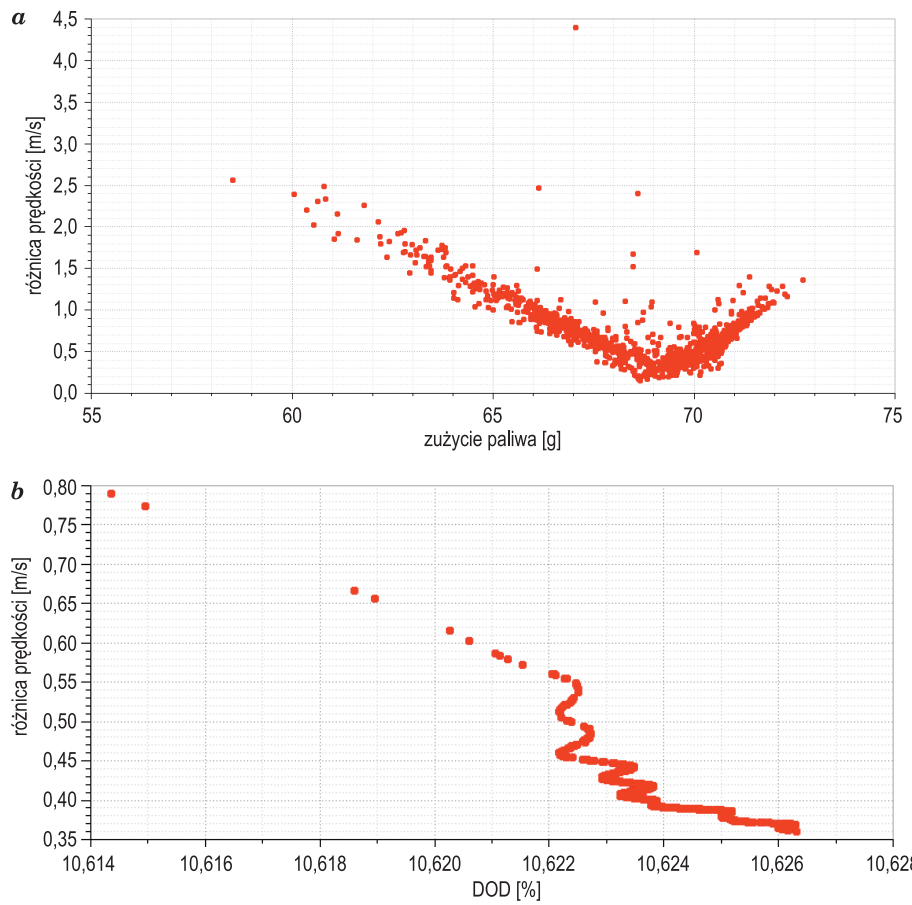
Tabela 9.7. Zależności zużycia paliwa od zmiany wartości przełożeń na poszczególnych biegach dla pojazdu z silnikiem spalinowym

| Y \ X | Przełożenie ($i_1$) 1 biegu | Przełożenie ($i_2$) 2 biegu | Przełożenie ($i_3$) 3 biegu | Przełożenie ($i_4$) 4 biegu |
|---|---|---|---|---|
| Przełożenie ($i_2$) 2 biegu |  | | | |
| Przełożenie ($i_3$) 3 biegu |  |  | | |
| Przełożenie ($i_4$) 4 biegu |  |  |  | |
| Przełożenie ($i_5$) 5 biegu |  |  |  |  |

Źródło: opracowanie własne.

Układ jest nieczuły na zmiany wartości przełożenia biegu 2. Z kolei, analizując wpływ wartości przełożeń 3 i 4 biegu, można zaobserwować, że obie te zmienne wpływają na zużycie paliwa pojazdu.

Na rysunku 9.5 wektory parametrów wejściowych dla punktów próbnych uzyskano za pomocą siatek Sobola. W takim razie wyniki obliczeń dla każdego punktu próbnego znajdują się w płaszczyźnie kryteriów zużycie paliwa – różnica w osiągnięciu prędkości (rys. 9.5*a*). W uzyskanym zestawie rozwiązań można wyróżnić rozwiązania kompromisowe. Są one na krzywej kompromisowej (Pareto). Punkty te określają najlepszą kombinację parametrów wejściowych – przełożeń, których wdrożenie albo prowadzi do zmniejszenia zużycia paliwa, albo poprawia właściwości dynamiczne samochodu.




Rysunek 9.5. Próbne punkty w przestrzeni kryteriów decydujących o zużyciu energii oraz właściwościach dynamicznych pojazdów:
*a* – z silnikiem spalinowym, *b* – z silnikiem elektrycznym
Źródło: opracowanie własne.

Również interesujące są wyniki uzyskane z zastosowaniem podobnej metody badania przestrzeni parametrów pojazdu elektrycznego (rys. 9.5*b*). Dla pojazdu elektrycznego jako parametry decydujące wybrano przełożenie jednostopniowej przekładni napędowej oraz wartości określające poziom odzysku energii podczas hamowania w sterowniku. Można zauważyć, że w tym ujęciu rozwiązanie zadania optymalizacyjnego nie występuje w postaci jednoznacznego kompromisu. Należy również zwrócić uwagę na małą wrażliwość badanego układu napędowego na zmianę wymienionych parametrów.

### 9.4.2. Optymalizacja wielokryterialna parametrów skrzyni biegów pojazdu

Analiza wyników badań za pomocą narzędzi DoE pozwoliła na opracowanie właściwego zestawu parametrów wejściowych optymalizacji, jak również przyjęcie odpowiednich granic zmian parametrów decydujących i kryteriów jakości oraz obranie odpowiedniego punktu początkowego do poszukiwania optimum. Aby rozwiązać zadanie optymalizacji związane z modernizacją skrzyni biegów pojazdu spalinowego za pomocą algorytmu NLPQL, wybrano dwa kryteria:
– zużycie paliwa na 100 kilometrów;
– dystans pokonany przez pojazd podczas trwania symulacji.

Dla pierwszego kryterium przyjęto, że optymalizacja ma na celu minimalizację ilości zużytego paliwa, a tym samym wartości zużycia paliwa, podczas symulacji. W przypadku drugiego z kryteriów pośrednio zapisano, aby pojazd jak najlepiej był w stanie odwzorować zmiany prędkości założone profilem danego cyklu jezdnego (szczególnie w aspekcie uzyskiwanych przyspieszeń). Porównywano wartość całkowitego dystansu pokonanego przez model podczas trwania testu. Największa jego wartość świadczyła o najwyższej prędkości średniej, a tym samym o najmniejszych odchyłkach uzyskiwanej prędkości liniowej w stosunku do założonego profilu prędkości.

Zestawienie wyników optymalizacji dla cykli jezdnych NEDC i WLTC zamieszczono w tabeli 9.8. W przypadku skrzyni biegów, która nie jest przystosowana do pracy z silnikiem Diesla dla cyklu jazdy NEDC, zużycie paliwa jest niższe o 1 litr w porównaniu z cyklem WLTC. W wyniku optymalizacji według jednego kryterium „zużycie paliwa" różnica ta zostaje zachowana z niewielkim spadkiem bezwzględnych wartości. Optymalizacja według dwóch kryteriów zachowuje

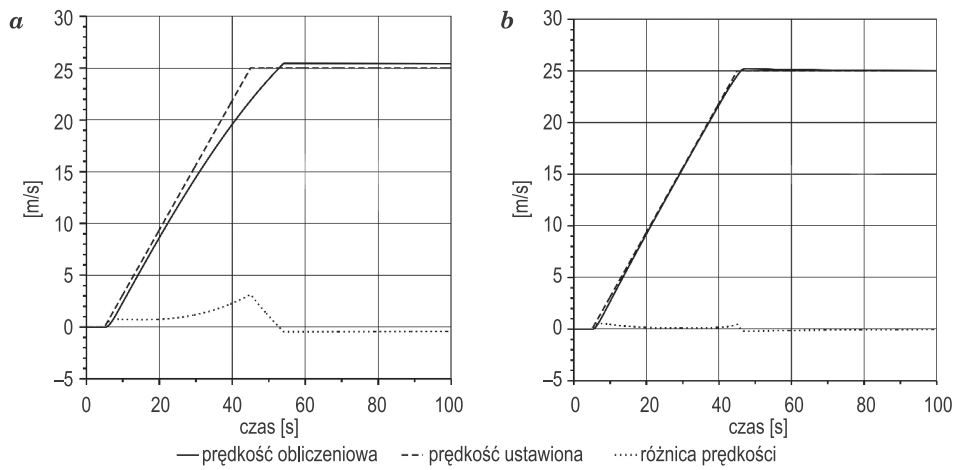
Tabela 9.8. Zużycie paliwa [L/100 km] pojazdu z silnikiem spalinowym

| Cykl | Przed optymalizacją | Kryterium „paliwo" | Kryterium „paliwo"+ „dystans" |
|---|---|---|---|
| NEDC | 10,1885 | 10,1633 | 9,97 |
| WLTC | 11,6086 | 11,3575 | 11,2493 |

Źródło: opracowanie własne.

jakościową korelację wyników. Jednocześnie minimalne zużycie paliwa pojazd uzyskał podczas cyklu NEDC (9,97 L/100 km).

Jednym z pożądanych przez użytkownika parametrów jest również odpowiednia dynamika pojazdu. W związku z tym przeprowadzono optymalizację, gdzie jako kryterium przyjęto czas rozpędzania do zadanej wartości prędkości liniowej. Parametrem wyjściowym była wartość różnicy prędkości końcowej podczas 45-sekundowego procesu rozpędzania względem prędkości zadanej 25 m/s pojazdu RUTA-25d. Minimalna dopuszczalna wartość tej różnicy wyznacza parametry decydujące. Wartościami decydującymi są wartości przełożeń skrzynki przekładniowej. Przebiegi zmian prędkości zadanej, jak również osiąganej przez pojazd oraz wartość różnicy między nimi przedstawiono na rysunku 9.6.




Rysunek 9.6. Zmiana prędkości pojazdu z silnikiem spalinowym podczas rozpędzania do 25 m/s w czasie 45 s: *a* – przed optymalizacją, *b* – po optymalizacji
Źródło: opracowanie własne.

Tabela 9.9. Porównanie wyników optymalizacji

| Parametr/kryterium | Baza | NLPQL | Algorytm genetyczny |
|---|---|---|---|
| Przełożenie biegu 1 ($i_1$) | 2,8 | 2,8 | 2,8 |
| Przełożenie biegu 2 ($i_2$) | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| Przełożenie biegu 3 ($i_3$) | 1,25 | 1,25 | 1,307 |
| Przełożenie biegu 4 ($i_4$) | 0,9 | 1,026 | 1,00 |
| Przełożenie biegu 5 ($i_5$) | 0,813 | 0,813 | 0,797 |
| Zużycie paliwa [g] w cyklu WLTC | 1383 | 975 | 985 |
| Masa CO [mg] w cyklu WLTC | 150,6 | 119,9 | 119,3 |
| Masa HC [mg] w cyklu WLTC | 17,61 | 14,45 | 14,49 |
| Masa $NO_x$ [mg] w cyklu WLTC | 60,67 | 35,38 | 36 |

Źródło: opracowanie własne.

W wyniku optymalizacji udało się uzyskać różnicę prędkości końcowej wynoszącą 0,16131 m/s. Wartości przełożeń na poszczególnych biegach wyniosły: $i_g = 4{,}11$; $i_1 = 3{,}34$; $i_2 = 2{,}32$; $i_3 = 1{,}49$; $i_4 = 1{,}03$; $i_5 = 0{,}813$.

Należy nadmienić, że wykorzystanie algorytmu NLPQL nie jest jedyną metodą rozwiązania zadania optymalizacyjnego. Można do tego celu wykorzystać *multi-objective genetic algorithm* (Ghorbanian i in. 2011), który dla tych samych parametrów decyzyjnych wykazał niewielką różnicę, zarówno pod względem wartości kryteriów jakości, jak i parametrów (tab. 9.9). Po analizie wyników należy stwierdzić, że do rozwiązania tego konkretnego zadania optymalizacyjnego lepiej jednak używać algorytmu NLPQL, który umożliwia uzyskanie niższej wartości zużycia paliwa, jak również emisji CO i $NO_X$ (Tab. 9).

### 9.4.3. Badanie przestrzeni parametrów pojazdu z napędem elektrycznym

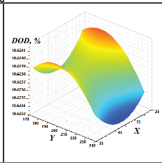
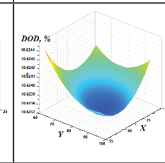
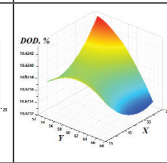
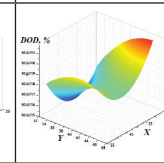
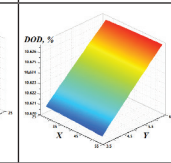
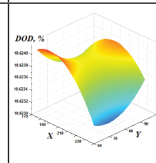
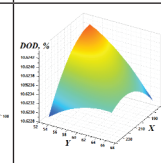
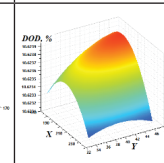
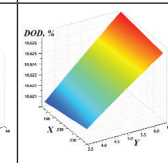
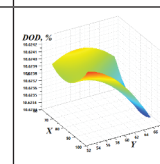
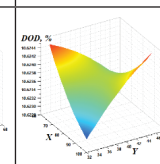
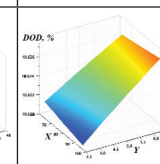
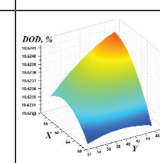
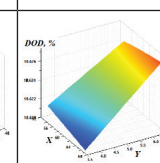
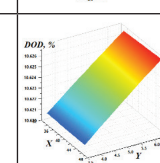
Dla pojazdu elektrycznego (tab. 9.6) wyniki badania przestrzeni parametrów metodą Monte Carlo (tab. 9.10) można przedstawić w postaci zależności, które określają poziom rozładowania akumulatora DOD (tab. 9.11). Biorąc pod uwagę DOD jako jedyne kryterium jakości, można wyróżnić najważniejszy wpływ przełożenia przekładni napędowej, jak również potrzebę doboru jak najniższej jego wartości. Minimalizacja wartości przełożenia może jednak doprowadzić do pogorszenia osiągów pojazdu, co wpływa na proces ruszania pojazdu ze startu zatrzymanego, jak również znacznie pogarsza dynamikę jazdy (Mehrdad i in. 2005). Biorąc to pod uwagę, należy określić minimalną dopuszczalną wartość przełożenia.

Tabela 9.10. Parametry pojazdu elektrycznego przyjęte do badania DoE

| Parametr | Początkowa wartość | Minimalna wartość | Maksymalna wartość |
|---|---|---|---|
| Strategia hamowania odzyskowego – ustalony podział | | | |
| Podział momentu obrotowego podczas hamowania odzyskowego [%] | 40 | 20 | 60 |
| Górny próg obrotów dla hamowania odzyskowego [obr./min] | 85 | 71 | 100 |
| Dolny próg obrotów dla hamowania odzyskowego [obr./min] | 60 | 50 | 70 |
| Górny próg SOC dla hamowania odzyskowego [%] | 95 | 91 | 100 |
| Dolny próg SOC dla hamowania odzyskowego [%] | 80 | 70 | 90 |
| Przełożenie przekładni napędowej | 5 | 3 | 7 |

Źródło: opracowanie własne.

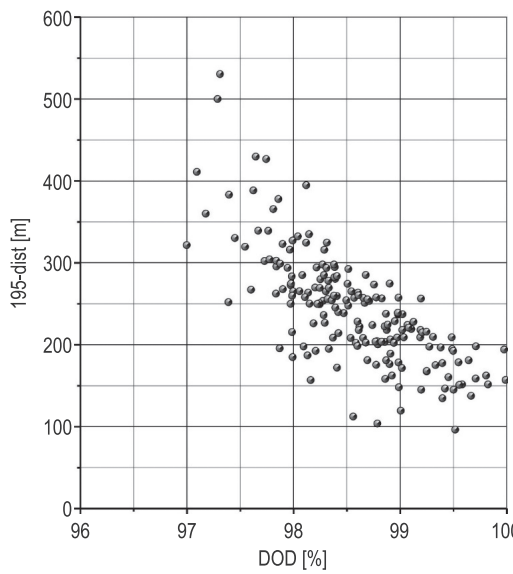
Tabela 9.11. Zależność poziomu rozładowania akumulatora (DOD) w cyklu WLTC od zmiany przełożeń przekładni napędowej oraz parametrów sterownika pojazdu elektrycznego

| X \ Y | Górny próg obrotów dla hamowania odzyskowego [obr./min] | Dolny próg obrotów dla hamowania odzyskowego [obr./min] | Górny próg SOC dla hamowania odzyskowego [%] | Dolny próg SOC dla hamowania odzyskowego [%] | Przełożenie |
|---|---|---|---|---|---|
| Podział momentu obrotowego podczas hamowania odzyskowego [%] |  |  |  |  |  |
| Górny próg obrotów dla hamowania odzyskowego [obr./min] | |  |  |  |  |
| Dolny próg obrotów dla hamowania odzyskowego [obr./min] | | |  |  |  |
| Górny próg SOC dla hamowania odzyskowego [%] | | | |  |  |
| Dolny próg SOC dla hamowania odzyskowego [%] | | | | |  |

Źródło: opracowanie własne.

Analiza wpływu parametrów sterownika określających odzysk energii na rozładowanie akumulatora w cyklu WLTC wykazała, że optymalna wartość rozkładu momentu między mechanicznym a elektrycznym układem hamulcowym znajduje się w środku wybranego zakresu zmienności tej wartości (tab. 9.10). Wpływ górnej i dolnej prędkości progowej wału maszyny elektrycznej w trybie hamulca elektrycznego wskazuje na konieczność podniesienia górnej granicy i obniżenia dolnej w celu zmniejszenia poziomu rozładowania DOD. Uwzględnienie wpływu górnej i dolnej wartości początkowego poziomu naładowania akumulatora (SOC) na wydajność odzysku energii w cyklu WLTC wykazuje dużą zależność od wyboru górnego progu SOC.

Badając przestrzeń parametrów, można odnaleźć rozwiązanie dosyć istotnego problemu, mianowicie zasięgu pojazdu pokonanego na jednym ładowaniu. W przypadku wybranego obiektu badań producent pojazdu twierdzi, że parametr ten wynosi 175 km. Na podstawie wyników badań zaobserwowano, że odpowiednio definiując parametry kontrolera nadzorującego odzysk energii podczas hamowania, można zwiększyć zasięg do 194,9 km (rys. 9.7). Aby uzyskać taki wzrost zasięgu pojazdu elektrycznego, należy zastosować się do analizy punktów płaszczyzny DOD i 195-dist przedstawionej na rysunku 9.7. Dla tych kryteriów zasięg jest odległością przejechaną przez pojazd w powtarzalnym cyklu WLTC przez szacowany czas 49 000 s, a DOD jest poziomem rozładowania akumulatora dla danego czasu. Dla niektórych wartości parametrów sterownika przy przebiegu 194,9 km można zachować jeszcze niewielki ładunek akumulatora (DOD = 98,78%).




Rysunek 9.7. Próbne punkty w przestrzeni kryteriów decydujących o zużyciu energii (DOD) oraz zasięgu (195-dist) pojazdu z silnikiem elektrycznym
Źródło: opracowanie własne.

## 9.5. Podsumowanie i wnioski

Projektowanie nowych pojazdów oraz modernizacja i adaptacja już istniejących konstrukcji wymagają wykorzystywania technik optymalizacji, dzięki którym uzyskuje się skrócenie czasu i zmniejszenie kosztu tych prac. Umożliwiają one również znalezienie kompromisu między, często sprzecznymi, wymaganiami stawianymi przez klientów.

W pracy pokazano, że skuteczność optymalizacji zależy od wybranych warunków pracy układu napędowego pojazdu. Możliwe jest zwiększenie dokładności wyników za pomocą warunków określonych w cyklu WLTC. Zestawienie wyników optymalizacji pojazdu z silnikiem spalinowym dla cykli jezdnych NEDC i WLTC ukazało, że w przypadku skrzyni biegów, która nie jest przystosowana do pracy z silnikiem Diesla dla cyklu jazdy NEDC, zużycie paliwa jest niższe o 1 litr w porównaniu z cyklem WLTC. W wyniku optymalizacji według jednego kryterium „zużycie paliwa" różnica ta zostaje zachowana z niewielkim spadkiem wartości bezwzględnych. Optymalizacja według dwóch kryteriów zachowuje jakościową korelację wyników. Jednocześnie minimalne zużycie paliwa pojazd uzyskał podczas cyklu NEDC.

Podczas doboru parametrów układu napędowego pojazdu samochodowego napędzanego silnikiem spalinowym przyjętymi kryteriami oceny były: zużycie paliwa, właściwości dynamiczne oraz parametry środowiskowe związane z emisją szkodliwych substancji. W przypadku pojazdów o napędzie elektrycznym zadanie doboru optymalnych parametrów układu przeniesienia napędu rozwiązano z uwzględnieniem zasięgu oraz procesu rekuperacji energii, którego skuteczność w dużej mierze zależy również od parametrów układu jego sterowania.

Wykonana analiza wyników wykorzystania do optymalizacji pojazdu z silnikiem spalinowym algorytmów NLPQL i algorytmu genetycznego wykazała niewielką różnicę, zarówno pod względem wartości kryteriów jakości, jak i parametrów. Używając algorytmu NLPQL, można uzyskać niższe wartości zużycia paliwa, jak również emisję CO i $NO_X$.

Wykorzystując badanie przestrzeni parametrów, odnaleziono rozwiązanie problemu, mianowicie przedłużenie zasięgu pojazdu elektrycznego pokonanego na jednym ładowaniu. Na podstawie wyników badań zaobserwowano, że odpowiednio definiując parametry kontrolera nadzorującego odzysk energii podczas hamowania, można zwiększyć zasięg pojazdu dostawczego ze 175 km do 194,9 km.

**Literatura**


Abdelli A., Le Berr F. 2011. *Analytical Approach to Model a Saturated Interior Permanent Magnet Synchronous Motor for a Hybrid Electric Vehicle*. SAE Paper, 2011-01-0347.

Abdelli A., Le Berr F. 2011. *Global methodology to integrate innovative models for electric motors in complete vehicle simulators*. Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP Energies Nouvelles, 66(5): 877-888.

Barlow T., Latham S., McCrae I., Boulter P. 2009. *A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions*. HMSO, Department for Transport, London.

Bertram C., Herzog H.-G. 2013. *Optimization Method for Drive Train Topology Design and Control of Electric Vehicles*. EVS27 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium. Barcelona.

BMW i3: silniki i dane techniczne. bmw.pl. https://www.bmw.pl/pl/all-models/bmw-i/i3/2017/dane-techniczne.html#tab-0 (dostęp: 4.05.2019).

Chen L., Chung C.Y., Nie Y., Yu R. 2013. *Modeling and optimization of electric vehicle charging load in a parking lot*. IEEE PES Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (APPEEC). doi:10.1109/appeec.2013.6837301.

Da Costa A., Alix G. 2011. *Enhancing hybrid vehicle performances with limited $CO_2$ overcost thanks to an innovative strategy*. EAEC Congress, Valence, Spain.

Dabadie J., Sciarretta A., Font G., Le Berr F. 2017. *Automatic Generation of Online Optimal Energy Management Strategies for Hybrid Powertrain Simulation*. SAE Technical Paper, 2017-24-0173. doi:10.4271/2017-24-0173.

Dabadie J.C., Le Berr F., Salzgeber K., Prenninger P. 2011. *Evaluation of TEG Potential in Hybrid Electric Vehicle by Simulation, Vehicle Thermal Management Systems (VTMS 10)*. Gaydon, Warwickshire.

Ehsani M., Gao Y., Gay S.E., Emadi A. 2005. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles*. CRC PRESS Boca Raton London New York Washington, D.C.

Fraser N., Blaxill H., Lumsden G., Bassett M. 2009. *Challenges for increased efficiency through gasoline engine downsizing*. SAE Int. J. Engines, 2(1): 991-1008.

Ghorbanian J., Ahmadi M., Soltani R. 2011. *Design predictive tool and optimization of journal bearing using neural network model and multi-objective genetic algorithm*. Scientia Iranica, Transactions B: Mechanical Engineering, 18: 1095–1105. doi:10.1016/j.scient.2011.08.007.

Giakoumis E.G. 2017. *Driving and Engine Cycles*. Springer International Publishing AG. doi:10.1007/978-3-319-49034-2_2.

Giakoumis E.G., Zachiotis A.T. 2017. *Investigation of a Diesel-Engine Vehicle Performance and Emissions during the WLTC Driving Cycle – Comparison with the NEDC*. Energies, 10: 240. doi:10.3390/en10020240.

Gillespie T.D. 1992. *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE, Warrendale, PA.

Grytsyuk O., Vrublevskyi O. 2018. *Investigations of diesel engine in the road test*. Diagnostyka, 19(2): 89–94. doi: 10.29354/diag/90279.

Heywood J.B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, New York.

Husain I., Islam M.S. 1999. *Design, Modeling and Simulation of an Electric Vehicle System*. SAE Paper, 1999-01-1149.

KIA e-Soul – dane techniczne. kia.com. https://www.kia.com/content/dam/kwcms/kme/pl/pl/assets/contents/about-kia/newsy-foty/2019/20190301/KIA_eSoul_Dane_Techniczne.pdf (dostęp: 4.05.2019).

Kropiwnicki J. 2011. *Ocena efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi*. Monografie, 110.

Le Berr F., Abdelli A., Postariu D.-M., Benlamine R. 2012. *Design and Optimization of Future Hybrid and Electric Propulsion Systems An Advanced Tool Integrated in a Complete Workflow to Study Electric Devices Oil & Gas Science and Technology*. Rev. IFP Energies Nouvelles, 67(4): 547-562. doi: 10.2516/ogst/2012029.

Mitchke M. 1977. *Dynamika samochodu*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.

Oglieve C., Mohammadpour M., Rahnejat H. 2017. *Optimisation of the vehicle transmission and the gear-shifting strategy for the minimum fuel consumption and the minimum nitrogen oxide emissions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, 231(7): 883-899. doi: 10.1177/0954407017702985.

Orzełowski S. 1969. *Budowa podwozi i nadwozi samochodowych*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa.

Ross P.J. 1998. *Taguchi Techniques for Quality Engineering*. McGraw-Hill, New York.

Rubinstein R.Y., Kroese D.P. 2008. *Simulation and the Monte Carlo Method*. Second Edition. J. Wiley & Sons Inc., New York.

Schittkowski K. 1986. *NLPQL: A Fortran subroutine for solving constrained nonlinear programming problems*. Annals of Operations Research, 5(2): 485–500.

Schittkowski K. 2011. *A robust implementation of a sequential quadratic programming algorithm with successive error restoration*. Optimization Letters, 5(2): 283-296. doi: 10.1007/s11590-010-0207-9.

Sciaretta A.., Dabadie J., Albrecht A. 2008. *Control-Oriented Modeling of Power Split Devices in Combined Hybrid-Electric Vehicles*. SAE Paper, 2008-01-1313.
Shen W., Yu H., Hu Y., Xi J. 2016. *Optimization of Shift Schedule for Hybrid Electric Vehicle with Automated Manual Transmission*. Energies, 9(3): 220. doi:10.3390/en9030220.
Skugor B., Deur J. 2014. *Dynamic programming-based optimization of electric vehicle fleet charging*. IEEE International Electric Vehicle Conference (IEVC). doi:10.1109/ievc.2014.7056171.
Sobol I.M., Statnikov R.B. 2006. *Choice of optimal parameters in a framework with many criteria*. Drofa, Moskwa.
Verdonck N., Chasse A., Pognant-Gros P., Sciarretta A. 2010. *Automated Model Generation for Hybrid Vehicles Optimization and Control*. Oil Gas Sci. Technol. – Rev. IFP, 65(1): 115-132.
Volkswagen-nutzfahrzeuge.de. Modelle und Konfigurator. https://www.volkswagen-nutzfahrzeuge.de/de/modelle/e-crafter.html?modelId=SXBBA1%24GWF2WF2%24GZ99Z99%24MVBK-1T9%24MCDR7QG&modelYear=2020&modelVersion=0&exteriorId=F14+0P0P&interiorId=F56+++++AS (dostęp: 4.05.2019).
Wai C.K., Rong Y.Y., Morris S. 2015. *Simulation of a distance estimator for battery electric vehicle*. Alexandria Engineering Journal, 54(3): 359–371. doi:10.1016/j.aej.2015.04.008.

## OPTYMALIZACJA WYBRANYCH PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH POJAZDÓW

Streszczenie

W pracy przeprowadzono analizę różnych rozwiązań konstrukcyjnych pojazdów, mających na celu zapewnienie zgodności z normami środowiskowymi, nowoczesnymi wymaganiami dotyczącymi zużycia zasobów energetycznych, bezpieczeństwa oraz oczekiwaniami konsumentów. Wymaga to stosowania różnych podejść do zagadnienia optymalizacji dla poszczególnych konstrukcji pojazdów. Podczas doboru parametrów układu napędowego pojazdu samochodowego napędzanego silnikiem spalinowym jako kryteria oceny przyjęto zużycie paliwa, właściwości dynamiczne oraz parametry środowiskowe związane z emisją szkodliwych substancji. W przypadku pojazdów o napędzie elektrycznym zadanie doboru optymalnych parametrów układu przeniesienia napędu rozwiązano z uwzględnieniem procesu rekuperacji energii, którego skuteczność w dużej mierze zależy również od parametrów jego układu sterowania. W artykule przedstawiono przykłady rozwiązywania dwóch problemów optymalizacyjnych związanych z konstruowaniem, a także modernizacją istniejących pojazdów. W pierwszym przypadku zmodyfikowano istniejący pojazd o DMC (dopuszczalnej masie całkowitej) nieprzekraczającej 3,5 tony, przeznaczony do przewozu osób – zmieniono silnik o zapłonie iskrowym na silnik o zapłonie samoczynnym. W związku z przeprowadzonymi modyfikacjami niezbędne stało się dopasowanie wartości przełożeń w układzie przeniesienia napędu, tak aby jak najlepiej wykorzystać charakterystykę zamontowanego silnika, zapewnić odpowiednią dynamikę pojazdu, jednocześnie ograniczając zużycie paliwa oraz emisję szkodliwych substancji. Drugi z opisanych przypadków dotyczył zagadnienia zwiększenia zasięgu samochodu dostawczego z napędem elektrycznym przez dobór właściwych przełożeń w układzie przeniesienia napędu oraz optymalizację sterownika nadzorującego pracę silnika elektrycznego przez odpowiednią konfigurację parametrów systemu odzyskiwania energii. W wyniku przeprowadzonych prac uzyskano poprawę efektywności silnika elektrycznego jako źródła napędu pojazdu oraz zwiększono jego zasięg z zastosowaniem tych samych akumulatorów. Podczas optymalizacji należy zwrócić szczególną uwagę na odpowiedni dobór warunków eksploatacji pojazdów. W tym celu przeprowadzono analizę wpływu ustalonych cykli jazdy na wybrane kryteria jakości przyjęte do procesu optymalizacji. Ostatecznie optymalizację wybranych parametrów układów napędowych pojazdów przeprowadzono na podstawie wymogów standardowych cykli WLTC (ang. *world harmonized light-duty vehicles test cycle*), jak również uwzględniono profile prędkości oraz zapisy dotyczące nachylenia drogi pozyskane podczas wykonywanych prób w rzeczywistych warunkach eksploatacji.

# OPTIMIZATION OF VEHICLE SELECTED OPERATING PARAMETERS


## Abstract

The study analyzes various vehicle construction solutions aimed at ensuring compliance with environmental standards, modern energy consumption requirements, safety and consumer expectations requires the use of different approaches to optimization for specific vehicle designs. When selecting the parameters of the propulsion system of a motor vehicle powered by an internal combustion engine, the criteria of assessment were fuel consumption, dynamic properties and environmental parameters related to the emission of harmful substances. In the case of electric vehicles, the task of selecting the optimal parameters of the transmission system was solved taking into account the energy recuperation process, the effectiveness of which depends largely also on the parameters of its control system. This article presents examples of solving two optimization problems related to the construction and modernization of existing vehicles. In the first case, the existing vehicle with a GVW not exceeding 3.5 tonnes intended for passenger transport was modified, consisting of a change of the spark-ignition engine to a compression-ignition engine. In connection with the modifications carried out, it was necessary to adjust the gear ratios in the transmission system so as to make the best use of the characteristics of the installed engine, ensure appropriate vehicle dynamics, while reducing fuel consumption and emissions of harmful substances. The second of the described cases concerned the issue of increasing the range of an electric van with the selection of appropriate ratios in the transmission system and optimization of the controller supervising the operation of the electric motor through the appropriate configuration of energy recovery system parameters. As a result of the work carried out, an improvement was made in using the efficiency of the electric motor as the vehicle's power source, and its range was increased by using the same battery. During optimization, special attention should be paid to the appropriate selection of vehicle operating conditions. For this purpose, an analysis of the impact of the specified driving cycles on selected quality criteria adopted for the optimization process was carried out. Ultimately, optimization of selected parameters of vehicle propulsion systems was carried out based on the requirements of standard WLTC cycles, as well as speed profiles and records of road inclination obtained during tests performed in real operating conditions.

Jarosław Gonera[1], Jerzy Napiórkowski[2]

ROZDZIAŁ 10

# WPŁYW ZRÓŻNICOWANYCH WARUNKÓW EKSPLOATACJI NA ZUŻYCIE GÓRNYCH PARTII NADWOZIA SAMOCHODU

## 10.1. Wprowadzenie

Zagadnienie wykonania odpowiednich czynności diagnostycznych w pojazdach uczestniczących w kolizjach lub wypadkach drogowych jest niezwykle istotne w aspekcie bezpieczeństwa jego użytkowania (Anderson 2007; Duffy 2014; Huang i in. 2016; Livesey 2006). Ma to wpływ na bezpieczeństwo czynne i bierne kierowcy, pasażerów i innych uczestników ruchu drogowego. Struktura nadwozia podczas kolejnego zdarzenia drogowego powinna w maksymalnym stopniu zapewniać ochronę kierowcy i pasażerów przed obrażeniami ciała (Chen i in. 2013; Habibovic i in. 2012; Kim i in. 2006). Nadwozie podczas całego okresu eksploatacji nie powinno zmieniać swoich parametrów wytrzymałościowych oraz swojej geometrii (Duffy 2014; Tobota 1997). Na przestrzeni ostatnich lat zmieniło się podejście producentów do bezpieczeństwa zapewnianego przez nadwozie pojazdu (Berlemann 2014; Broughton 2008; Laflamme i in. 2005). We wcześniejszych konstrukcjach samochodów nie stosowano stref kontrolowanego zgniotu, wzmocnień struktury nośnej i wielu innych elementów bezpieczeństwa czynnego oraz biernego (Chen i in. 2013; Jeswiet i in. 2008; Kim i in. 2008). Również ocena stanu nadwozia dalece odbiegała od właściwej. Badaniami nie obejmowano geometrii nadwozia i nie oceniano innych ważnych parametrów (Duffy 2014; Huang i in. 2016). Obecnie nadwozia stanowią złożone konstrukcje, wyposażone w strefy kontrolowanego zgniotu, wzmocnienia struktury nośnej i wiele innych elementów bezpieczeństwa biernego i czynnego. Warunkiem spełnienia przewidzianych funkcji jest odpowiedni stan techniczny (Anderson 2007). Z tego powodu coraz powszechniej są stosowane rozbudowane czynności diagnostyczne, z użyciem nowoczesnych przyrządów (Aguilar i in. 2006).

Obok podwozia i układu napędowego nadwozie jest głównym zespołem pojazdu (Kim i in. 2006; 2008; Kozłowski 2009; Rychter 1999). Stanowi ono cześć pojazdu, w której znajduje się miejsce dla kierowcy oraz która zależnie od przeznaczenia służy do przewozu pasażerów, ładunków lub wykonywania innych

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: jaroslaw.gonera@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

zadań. Zadaniem nadwozia jest zapewnienie jak największej wygody i bezpieczeństwa kierowcy oraz pasażerom, a także właściwych warunków przewozu ładunku. Nadwozie powinno charakteryzować odpowiednia wytrzymałość, lekkość, łatwość do wykonania oraz estetyczność.

Pomiary geometrii nadwozia wykonuje się głównie z czterech powodów:
– sprawdzenia zakresu i wielkości uszkodzeń pojazdu;
– kontroli w czasie rzeczywistym procesu naprawy;
– sprawdzenia, czy prawidłowo wykonano naprawę blacharską nadwozia;
– skontrolowania, czy badany pojazd ma prawidłową geometrię nadwozia.

Oceniając stan geometrii płyty podłogowej, należy uwzględnić tolerancję przewidzianą przez producentów dla poszczególnych modeli samochodów.

Przez odkształcenia konstrukcji nośnej może się obniżyć bezpieczeństwo czynne pojazdu oraz mogą wystąpić trudności w ustawieniu prawidłowej geometrii układu zawieszenia i układu kierowniczego. Z powodu ograniczonej wytrzymałości nadwozia może się zmniejszyć bezpieczeństwo bierne, gdy dojdzie do wypadku lub kolizji z udziałem tego pojazdu (Gonera i in. 2018a; Laflamme i in. 2005).

Urządzenia do pomiarów geometrii nadwozia różnią się warunkami aktualizacji baz danych, możliwościami pomiarowymi, szybkością pomiarów, kompatybilnością z posiadanymi ramami naprawczymi, podnośnikami i innym wyposażeniem warsztatu, ilością zajmowanego miejsca (Gonera i in. 2018a; Livesey i in. 2006).

Urządzenia do oceny geometrii nadwozia obejmują następujące kategorie:
– mechaniczne przymiary i cyrkle blacharskie;
– elektroniczne przymiary i cyrkle blacharskie;
– mechaniczne systemy pomiarowe;
– elektroniczne systemy pomiarowe.

## 10.2. Przegląd metod pomiarów geometrii nadwozia

Mechaniczne przymiary i cyrkle blacharskie są to najtańsze przyrządy do pomiarów geometrii nadwozia. Są przydatne tylko po niewielkich uszkodzeniach nadwozia. Przymiarów i cyrkli blacharskich używa się do pomiarów przekątnych podwozia, mierzenia rozstawu osi, mierzenia i porównywania przekątnych otworów okiennych (szyby przedniej i tylnej), otworów drzwiowych, pokrywy komory silnika oraz pokrywy bagażnika (Aguilar i in. 2006; Gonera i in. 2018a).

Coraz powszechniej do pomiarów geometrii nadwozia są stosowane elektroniczne cyrkle blacharskie. Przykładem takiego urządzenia jest przyrząd Inteli – Tape firmy Chief lub Gysmeter firmy GYS. Są to jedne z najdokładniejszych przenośnych przyrządów na świecie. Specjalnymi końcówkami i akcesoriami można dotrzeć do wszystkich punktów bazowych nadwozia. Przyrząd jest wyposażony w wyświetlacz, na którym są widoczne wartości uzyskane podczas

pomiarów. Na ekranie komputera można zobaczyć położenie wszystkich zmierzonych punktów kontrolnych oraz wymagane przez producentów położenie tych punktów. Widoczna jest również różnica między obiema wartościami i kierunek przesunięcia (Gonera i in. 2018; Livesey i in. 2006).

Do dokładnych i złożonych pomiarów geometrii nadwozia służą mechaniczne i elektroniczne systemy pomiarowe. Mechaniczne systemy pomiarowe mają podobną budowę oraz zasadę działania. Przyrządy te powoli wychodzą z użycia w dużych specjalistycznych warsztatach. Wciąż jednak znajdują nabywców ze względu na dużą dostępność i prostotę funkcjonowania. Przykładami takich urządzeń są (Aguilar i in. 2006; Duffy 2014; Gonera i in. 2018b):
– Car-O-Mech firmy Car-O-Liner;
– Metro 2000 firmy Celette;
– P-188 mk2 firmy Blackhawk.

Mechanicznymi systemami pomiarowymi można wykonywać pomiary długości, szerokości i wysokości na jakiej znajdują się dane punkty kontrolne. Podczas pomiarów należy porównywać obecne położenie punktów z danymi zawartymi w kartach pomiarowych.

Elektroniczne (komputerowe) systemy pomiarowe są to urządzenia, które (Raatz 2005):
– automatycznie porównują zmierzone wartości z danymi wzorcowymi dla danego modelu pojazdu, zawartymi w programie komputerowym;
– analizują uzyskane wyniki;
– dają możliwość wydruku dokumentacji.

Elektroniczne urządzenia pomiarowe dzielą się na jedno- i wielopunktowe. Podczas pomiarów systemami jednopunktowymi można w danym momencie śledzić położenie tylko jednego punktu pomiarowego, a w systemach wielopunktowych można obserwować jednocześnie położenie kilku lub kilkunastu punktów kontrolnych (Duffy 2014; Gonera i in. 2018b).

Do dokładnych i szybkich pomiarów geometrii płyty podłogowej wykorzystuje się elektroniczne systemy pomiarowe. Urządzenia te pozwalają na wydrukowanie po zakończeniu pomiarów raportu o stanie geometrii nadwozia danego pojazdu. Ponadto są to urządzenia bardzo przydatne podczas naprawy blacharskiej nadwozia, gdyż widać na ekranie komputera informację, jak zmienia się położenie punktów kontrolnych podczas przeprowadzania procesów naprawczych nadwozia, podczas procesów prostowania, ciągnięcia (Gonera i in. 2018b; Tobota 1997).

Przykładowym systemem elektronicznym do pomiarów geometrii nadwozia jest urządzenie Naja firmy Celette. Jest to elektroniczny jednopunktowy system pomiarowy geometrii nadwozia samochodu. Jest to system bardzo dokładny: dokładność pomiarów wynosi ±0,2 mm. System Naja wykorzystuje łączność radiową o zasięgu 15 m, co jest wystarczające do pracy w warsztacie – wyeliminowano w ten sposób obecność kabli (Gonera i in. 2018a).

Jednym z najbardziej znanych urządzeń służących do pomiarów geometrii nadwozia jest wielopunktowy laserowo-komputerowy system Genesis 2 Velocity

firmy Chief. Podczas wykonywania pomiarów należy w odpowiednich punktach na płycie podłogowej umieścić sondy pomiarowe z kodem kreskowym, a pod płytą podłogową mniej więcej po środku skaner z dwoma głowicami, który służy do emisji wokół stanowiska pomiarowego promieni lasera. Podczas pomiarów skaner identyfikuje poszczególne punkty i określa ich dokładne współrzędne (Gonera i in. 2018b).

## 10.3. Charakterystyka czynników powodujących zmiany geometrii górnych partii nadwozia

Wyróżnić można wiele czynników przyczyniających się do zużycia nadwozia na etapie jego eksploatacji. Głównymi z nich są: wypadki lub kolizje drogowe, niewłaściwie wykonane naprawy blacharskie nadwozia, siły i momenty działające na nie podczas jazdy i podczas postoju pojazdu, stan infrastruktury drogowej, czynniki atmosferyczne, przyrodnicze i środowiskowe, niewłaściwe użytkowanie pojazdu (np. przekroczenie dopuszczalnej ładowności) itp.

Skutkiem wypadku lub kolizji drogowej są najczęściej uszkodzenia nadwozi pojazdów. W zależności od ilości energii, która jest wydzielana podczas zderzenia, oraz kierunku uderzenia wielkość deformacji nadwozia może być różna (Gonera i in. 2018a).

Wyróżnia się następujące rodzaje zderzeń:
– czołowe symetryczne i niesymetryczne;
– tylne symetryczne i niesymetryczne;
– boczne, boczne ukośnie przednie, boczne ukośne tylne;
– przewrócenie pojazdu.

Ponad połowa wypadków lub kolizji drogowych obejmuje przednią część pojazdu (51,1%). Podczas zderzenia czołowego siły działają na nadwozie wzdłuż osi samochodu lub pod pewnym kątem do niej. Ponad 30% wypadków lub kolizji drogowych stanowią zderzenia boczne (32%). Zderzenia tylne stanowią 14,1%. Najmniejszy udział stanowią dachowania pojazdów (2,8%). Podczas kolizji lub wypadków dochodzi do deformacji wielu obszarów nadwozia. Przykładowo podczas zderzenia czołowego siły, które powstają w momencie zderzenia, rozchodzą się od przodu pojazdu przez wzmocnienie czołowe, podłużnice, wzmocnienia błotników, ścianę grodziową, słupki A, rynny dachowe, płytę podłogową, tunel centralny itp., aż do tyłu pojazdu. W zależności od ilości energii wydzielonej podczas uderzenia zakres uszkodzeń nadwozia pojazdu może być różny. W momencie zderzenia czołowego dochodzi do zgnieceń wzdłużnych równomiernych oraz zgnieceń wzdłużnych wichrujących. Podczas pierwszego rodzaju zderzenia następuje równomierne rozłożenie sił deformujących, a kierunek tych sił pokrywa się z osią środkową samochodu lub jest blisko niej. Następuje deformacja elementów symetrycznych po obu stronach pojazdu. Podczas zderzenia wichrującego

siły deformujące działają nierównomiernie względem osi środkowej pojazdu, następuje uderzenie jedną stroną pojazdu i większa deformacja jednej strony.

Po zdarzeniach drogowych znaczna liczba napraw blacharskich nadwozi samochodów, które uległy uszkodzeniu, nie przywraca właściwej geometrii nadwozia odpowiadającej pojazdowi nowemu. Może być to przyczyną znacznego obniżenia poziomu bezpieczeństwa eksploatowanego pojazdu oraz obniżenia jego trwałości. Naprawa nadwozia niezgodna z technologią zalecaną przez producenta może spowodować zmianę struktury wewnętrznej materiałów oraz przyspieszenie procesów zużyciowych nadwozia (Duffy 2014; Raatz 2005).

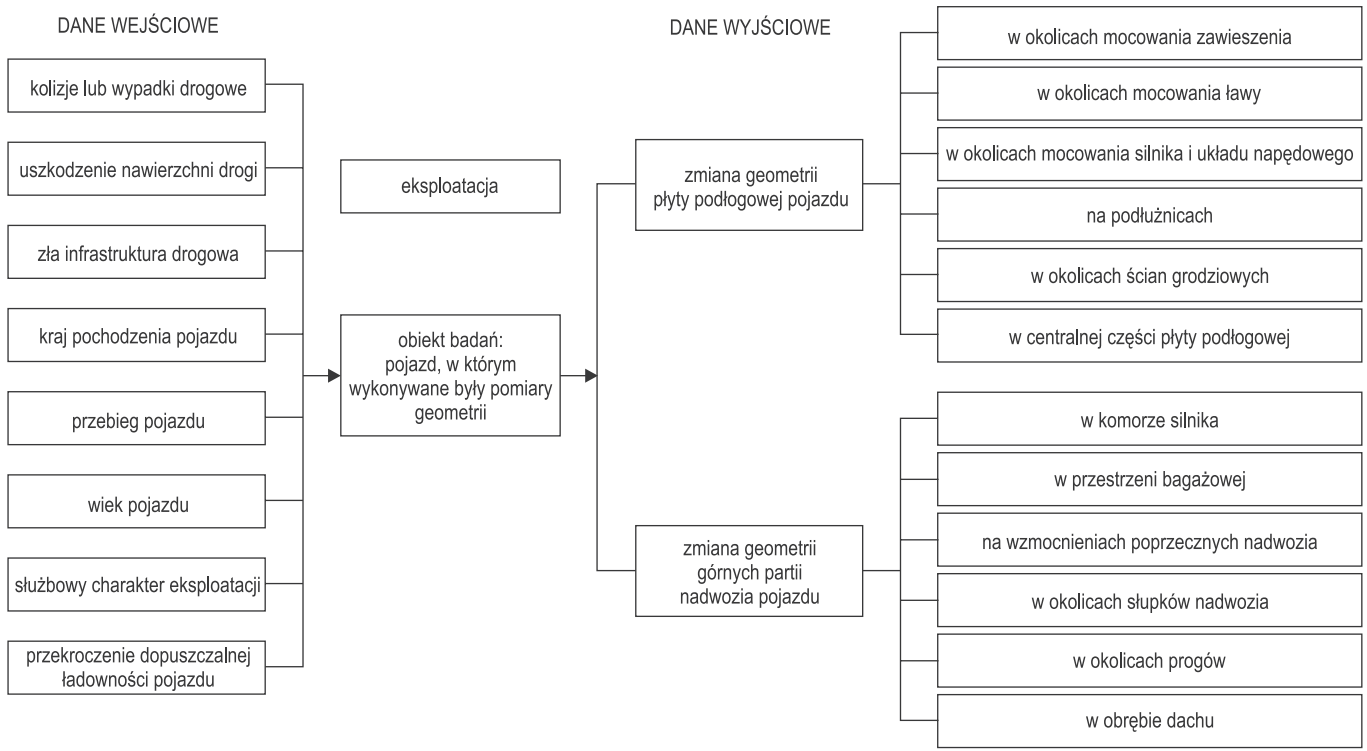
Na nadwozie samochodu osobowego podczas jazdy są przenoszone reakcje pochodzące od nawierzchni i od warunków ruchu. Podczas eksploatacji samochodu osobowego na koła oraz układ zawieszenia i kierowniczy działa wiele różnego rodzaju sił pochodzących od: nierówności nawierzchni, progów zwalniających, torów kolejowych i tramwajowych, wysokich krawężników itp. Oddziaływania z tych układów przenoszą się na nadwozie. Pojazd samochodowy jest złożonym układem poddawanym wymuszeniom kinematycznym i siłowym o szerokim zakresie częstotliwości. Drgania pochodzące od profilu drogi przez opony oraz elementy układu zawieszenia przenoszą się aż do nadwozia. Wymuszenia pochodzące od profilu drogi determinują reakcje na kołach oraz na nadwoziu (Gonera i in. 2018a; 2018b).

Na nadwozie samochodu podczas eksploatacji działają obciążenia statyczne i dynamiczne. W pierwszym przypadku jest to wynik obciążenia momentem skręcającym, który powstaje przez siły pochodzące z układu zawieszenia, od nawierzchni oraz obciążenia zginające spowodowane masą pojazdu, pasażerów oraz ładunku. Z kolei w drugim przypadku jest to efekt wymuszeń o podobnych składowych, które są związane z prędkością i przyspieszeniem pojazdu, powstają podczas pokonywania zakrętów, nierówności, hamowania oraz rozpędzania (Gonera i in. 2018b).

Elementy układu zawieszenia przenoszą na nadwozie następujące siły i momenty (Wallentowitz 2002):

– siły pionowe powstające przez statyczne obciążenia kół masą pojazdu;
– zmienne (dynamiczne) siły pionowe, które są efektem działania drgań pionowych powstających od nierówności nawierzchni;
– siły wzdłużne i pionowe, które powstają w układzie napędowym;
– moment reakcyjny w przypadku napędu na oś tylną, który jest równoważony momentem napędowym doprowadzonym do kół pojazdu;
– siły wzdłużne i pionowe oraz momenty reakcyjne powstające podczas hamowania;
– siły poprzeczne i momenty pochylające powstające podczas jazdy po łukach.

Wszystkie przedstawione siły i drgania pochodzące od profilu drogi mogą powodować zmiany geometrii nadwozia, szczególnie w okolicach mocowania ławy przedniej i tylnej do nadwozia oraz mocowania elementów zawieszenia przedniego i tylnego. Nadwozie podczas eksploatacji, oprócz różnych zmiennych obciążeń




Rysunek 10.1. Charakterystyka zdarzeń i czynników mających wpływ na stan geometrii nadwozia w toku eksploatacji
Źródło: opracowanie własne.

pochodzących od złego stanu nawierzchni drogi, jest narażone również na inne czynniki, a mianowicie korozję, zmęczenie itp., które powodują postępowanie procesów degradacji nadwozia.

Przekroczenie dopuszczalnej ładowności, zbyt duże obciążenie dachu i eksploatacja pojazdu z przyczepą mogą spowodować trwałe odkształcenia nadwozia, zmiany geometrii nadwozia oraz obniżenie wytrzymałości. Każdy pojazd ma założoną przez producenta ładowność, której podczas eksploatacji nie można przekraczać. Przekroczenie jej, oprócz uszkodzeń układów zawieszenia, kierowniczego i hamulcowego, może doprowadzić do poważnych odkształceń nadwozia. W wyniku częstego przekraczania dopuszczalnej ładowności przyspieszeniu mogą ulec procesy korozyjne oraz może się obniżyć sztywność i wytrzymałość nadwozia. Samochody mają przewidziane przez producenta dopuszczalne obciążenie dachu oraz odpowiednie miejsca mocowania bagażnika dachowego. W przypadku nieprawidłowego montażu, zastosowania niezalecanego rodzaju bagażnika lub przeciążenia dachu mogą w pojeździe pojawić się zmiany geometrii nadwozia. Również w wyniku eksploatacji samochodów z przyczepami mogą pojawić się zmiany geometrii, obniżenie sztywności i wytrzymałości w tylnej części, ponadto elementy nadwozia z tyłu pojazdu będą bardziej narażone na procesy korozyjne. Podczas eksploatacji następuje rozciąganie, ściskanie, zginanie i skręcanie tych elementów nadwozia. Zdarzenia i czynniki, które wpływają na stan geometrii nadwozia samochodów osobowych przedstawiono na rysunku 10.1.

## 10.4. Metodyka badań

Badania do pracy wykonano w siedemnastu samochodach osobowych, w których podczas dotychczasowej eksploatacji zanotowano odmienne czynniki przyczyniające się do zużycia nadwozia. Charakterystykę badanych pojazdów przedstawiono w tabeli 10.1.

Na podstawie zestawionych danych można zaobserwować, że występują różnice między pojazdami związane z liczbą ich lat eksploatacji, ich przebiegiem, krajem oraz charakterem ich dotychczasowej eksploatacji. Ponadto w dwóch pierwszych pojazdach po kolizjach drogowych były wykonywane naprawy pojazdu niezgodnie z zaleceniami producenta, a w dwóch kolejnych zgodnie z tymi zaleceniami. Samochody od 5 do 11 były eksploatowane tylko na drogach krajowych, a pojazdy 12 i 13 tylko na drogach Europy Zachodniej. Żaden z nich nie uczestniczył w wypadkach ani kolizjach drogowych. Nie stwierdzono również zdarzeń wykraczających poza standardową eksploatację. Zdarzenia takie zanotowano podczas eksploatacji ostatnich czterech samochodów. W przypadku pojazdu 14 i 15 bardzo często przekraczano ich dopuszczalną ładowność. Samochody 16 i 17 natomiast po wjechaniu w dużą nierówność nawierzchni drogi miały przeprowadzane poważne naprawy układu zawieszenia i układu

Tabela 10.1. Charakterystyka badanych pojazdów

| Numer samochodu | Liczba lat eksploatacji | Przebieg [tys. km] | Kraj eksploatacji | Charakter eksploatacji (użytkownik) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 7 | 110 | Polska | osoba prywatna |
| 2 | 2 | 39 | Polska | osoba prywatna |
| 3 | 4 | 48 | Polska | osoba prywatna |
| 4 | 8 | 69 | Polska | osoba prywatna |
| 5 | 0,5 | 7 | Polska | osoba prywatna |
| 6 | 0,5 | 0,5 | Polska | osoba prywatna |
| 7 | 3 | 135 | Polska | osoba prywatna |
| 8 | 10 | 165 | Polska | osoba prywatna |
| 9 | 3 | 373 | Polska | przedstawiciel handlowy |
| 10 | 5 | 323 | Polska | przedstawiciel handlowy |
| 11 | 6 | 425 | Polska | przedstawiciel handlowy |
| 12 | 14 | 168 | Europa Zach. | osoba prywatna |
| 13 | 7 | 219 | Europa Zach. | osoba prywatna |
| 14 | 6 | 112 | Polska | przedstawiciel handlowy |
| 15 | 5 | 118 | Polska | przedstawiciel handlowy |
| 16 | 4 | 82 | Polska | osoba prywatna |
| 17 | 8 | 59 | Polska | osoba prywatna |

Źródło: opracowanie własne.

kierowniczego. Charakterystykę dotychczasowej eksploatacji pojazdu uzyskano na podstawie wywiadu przeprowadzonego z użytkownikami. Dodatkowo dane te potwierdzono, wykonując w samochodach badania wstępne polegające na pomiarze grubości powłoki lakierniczej, zarówno na elementach poszyć nadwozia, jak i na elementach struktury nośnej. W tym celu wykorzystano miernik grubości powłoki lakierniczej Blue Technology P-11-S-Al.

Pomiary geometrii górnych partii nadwozia były wykonywane przyrządem Calipre firmy Autorobot. Określano nim rzeczywiste położenie punktów bazowych znajdujących się w obrębie komory silnika, przestrzeni pasażerskiej i przestrzeni bagażowej. Do pomiarów geometrii górnych partii nadwozia oprócz przesuwnej, obrotowej głowicy wykorzystano przesuwną bramkę pomiarową, która była sprzęgnięta elektronicznie z wysięgnikami pomiarowymi. Wyniki pomiarów były przesyłane cały czas do komputera, na którym był zainstalowany specjalistyczny program Autorobot Data System. Rzeczywiste położenie punktów bazowych było porównywane z położeniem wymaganym, a następnie była określana różnica między obiema wartościami. Pomiary geometrii górnych partii nadwozia wykonywano z dokładnością do 1 mm. Dla każdego punktu

określano długość, wysokość oraz szerokość, na jakiej powinny się one znajdować względem trzech płaszczyzn odniesienia. W celu lepszego zobrazowania wyników pomiarów w pracy przedstawiono jedynie odległość, o którą zmieniło się położenie punktów bazowych na górnych partiach nadwozia. Wykorzystano więc następującą zależność:

$$\mathrm{ZPPB} = \sqrt{(\mathrm{WPPB}_W - \mathrm{RPPB}_W)^2 + (\mathrm{WPPB}_S - \mathrm{RPPB}_S)^2 + (\mathrm{WPPB}_D - \mathrm{RPPB}_D)^2} \quad (1)$$

gdzie:

ZPPB – wartość zmian położenia punktu bazowego,

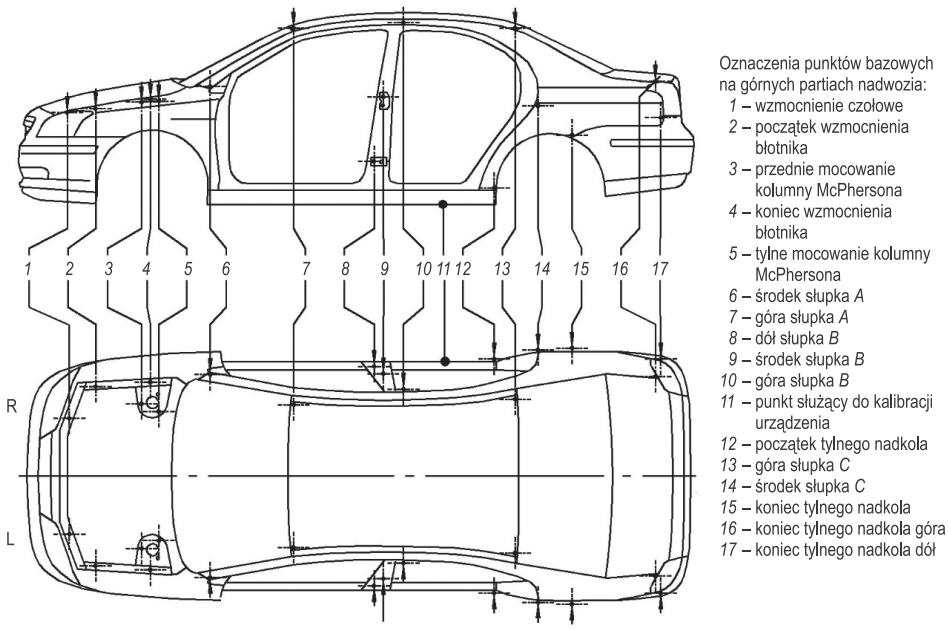
$\mathrm{WPPB}_W$, $\mathrm{WPPB}_S$, $\mathrm{WPPB}_D$ – wymagane położenie punktu bazowego w odniesieniu do wysokości, szerokości i długości, na jakiej punkty powinny się znajdować,

$\mathrm{RPPB}_W$, $\mathrm{RPPB}_S$, $\mathrm{RPPB}_D$ – rzeczywiste położenie punktu bazowego w odniesieniu do wysokości, szerokości i długości, na jakiej punkty się znajdowały.

Plan pomiarów geometrii górnych partii nadwozia podczas badań wstępnych obejmował:

– podniesienie samochodu na niewielką odległość od podłoża;
– odpowiednie ustawienie urządzenia Calipre, bramki pomiarowej oraz zesprzęgniętych elektronicznie z nią wysięgników pomiarowych zgodnie z procedurą pomiarową;
– lokalizacja kartą pomiarową (rys. 10.2) położenia punktów bazowych oraz wybranie wymaganych końcówek na wysięgniku pomiarowym belki pomiarowej;
– wykonanie pomiaru położenia pierwszego punktu bazowego po prawej stronie;
– wykonanie pomiaru położenia pierwszego punktu bazowego po lewej stronie;
– pomiary kolejnych punktów bazowych (minimum kilkanaście punktów z prawej strony nadwozia oraz kilkanaście punktów z lewej strony nadwozia);
– na początku były wykonywane pomiary w obrębie komory silnika, następnie w okolicach progów, słupków, dachu, otworów okiennych i drzwiowych oraz w obrębie przedziału bagażowego.

W różnych modelach pojazdów występuje odmienna liczba punktów bazowych. Podczas pomiarów geometrii górnych partii nadwozia określano położenie jedenastu punktów bazowych na płycie podłogowej z prawej strony pojazdu oraz jedenastu z lewej strony. Wybrano następujące punkty, których położenie było określane: WZC – wzmocnienie czołowe, PWB – początek wzmocnienia błotnika, SSA – środek słupka *A*, GSA – góra słupka *A*, DSB – dół słupka *B*, SSB – środek słupka *B*, GSB – góra słupka *B*, KPR – koniec progu, GSC – góra słupka *C*, KTN – koniec tylnego nadkola, KTB – koniec tylnego błotnika dół.

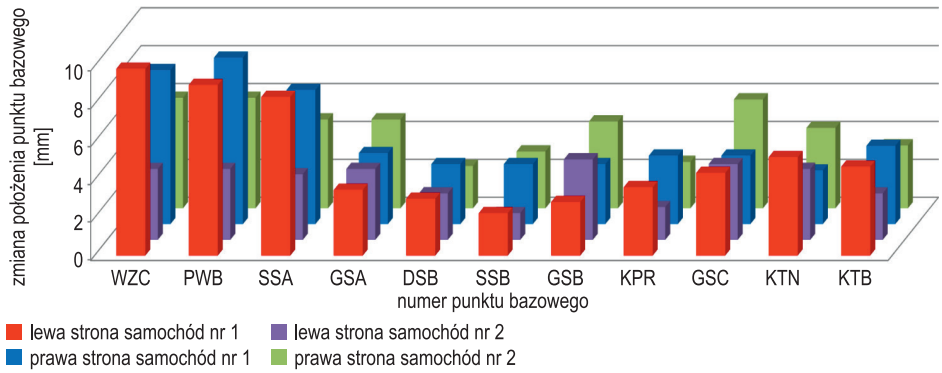



Rysunek 10.2. Przykładowy widok górnych partii nadwozia z programu Autorobot Data System
Źródło: opracowanie własne.

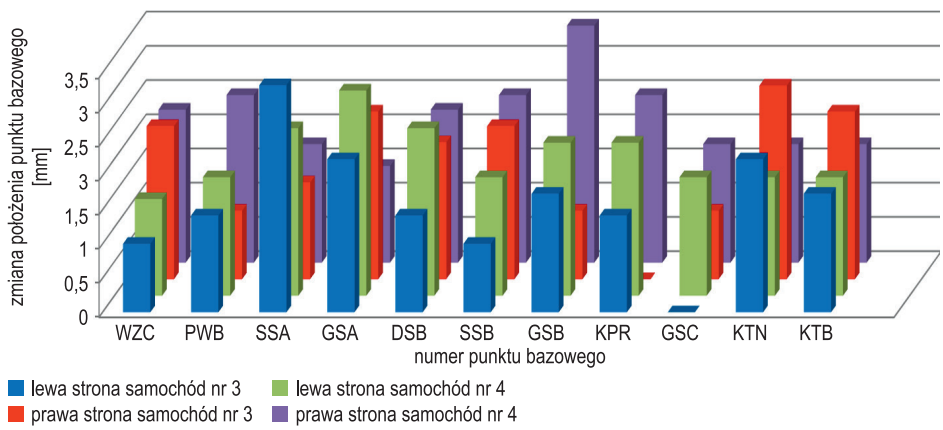
## 10.5. Wyniki pomiarów geometrii górnych partii nadwozia

Wyniki badań geometrii górnych partii nadwozia samochodów 1 i 2, które uczestniczyły w kolizjach drogowych i po tych zdarzeniach miały wykonane naprawy nadwozia niezgodne z zaleceniami producentów zestawiono na rysunku 10.3. Analizując przedstawione wyniki pomiarów geometrii nadwozia pojazdu 1, zaobserwowano duże przemieszczenie punktów bazowych w obrębie komory silnika, zarówno ze strony prawej, jak i lewej. Rzeczywiste położenie punktów bazowych w stosunku do położenia wymaganego w tym obszarze różniło się od 4 mm do nawet 9 mm. Dotyczyło to punktów znajdujących się na wzmocnieniu czołowym, prawym i lewym wzmocnieniu błotnika, przednich podłużnicach, w okolicach kolumn McPhersona, punktów w dolnych częściach słupków *A* i w okolicach ściany grodziowej. Dla pozostałych punktów różnica między położeniem rzeczywistym a wymaganym wynosiła od 1 mm do 3 mm. Mniejsze zmiany geometrii w większości punktów są widoczne dla samochodu 2.

Samochody 3 i 4 uczestniczyły w kolizjach drogowych, w wyniku których zostały uszkodzone nadwozia, a po tych zdarzeniach wykonano naprawy blacharskie. Wyniki pomiarów geometrii górnych partii nadwozia w tych pojazdach zestawiono na rysunku 10.4. Analizując wyniki pomiarów geometrii nadwozia



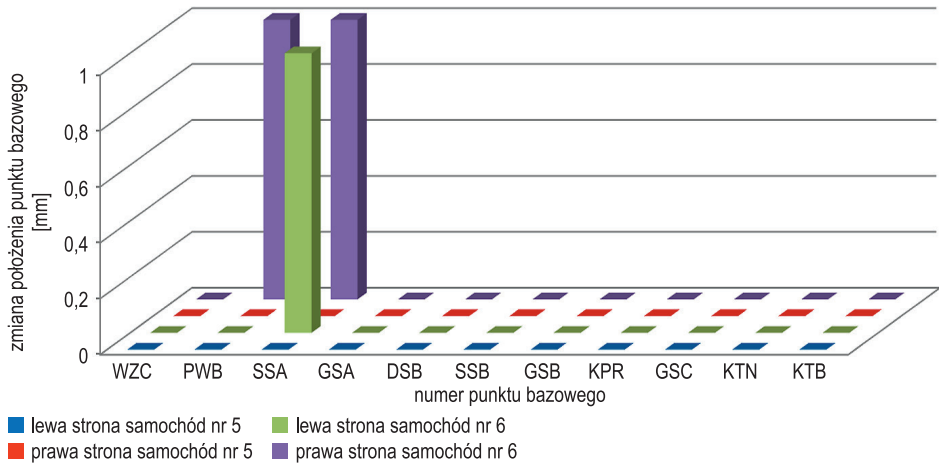

Rysunek 10.3. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 1 i 2 po kolizjach drogowych
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 10.4. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 3 i 4 po kolizjach drogowych
Źródło: opracowanie własne.

samochodu 3, można było stwierdzić, że naprawę nadwozia przeprowadzono prawidłowo, gdyż przemieszczenie żadnego z punktów bazowych na górnych partiach nadwozia nie przekraczało 3 mm. Różnice między położeniem rzeczywistym a wymaganym większości punktów bazowych wynosiły od 0 mm do 2 mm. Podobnie dla samochodu 4 na podstawie przedstawionych wyników pomiarów można zaobserwować, że rzeczywiste położenie punktów bazowych na górnych partiach nadwozia w odniesieniu do położenia wymaganego nie różniło się więcej niż o 2 mm.

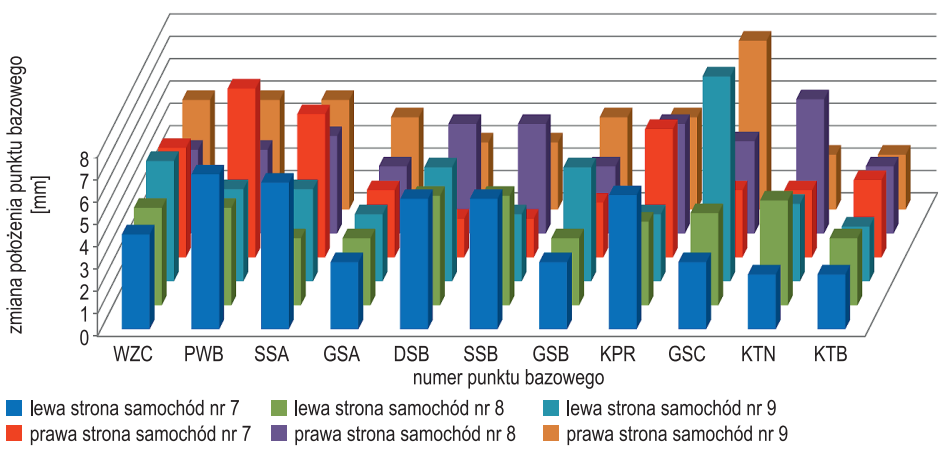
Wyniki badań geometrii górnych partii nadwozia samochodów 5 i 6, które miały bardzo mały przebieg, nieprzekraczający kilku tysięcy kilometrów, przedstawiono na rysunku 10.5. W przypadku pomiarów geometrii w górnych partiach




Rysunek 10.5. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 5 i 6 z niewielkim przebiegiem
Źródło: opracowanie własne.

nadwozia zaobserwowano nieznaczne przemieszczenie dwóch punktów bazowych z prawej strony nadwozia i jednego punktu z lewej strony w samochodzie z większym przebiegiem. Położenie pozostałych punktów na górnych partiach nadwozia obu pojazdów nie uległo żadnemu przemieszczeniu. Pojazdy miały niewielkie przebiegi i dlatego deformacje były tak nieznaczne.

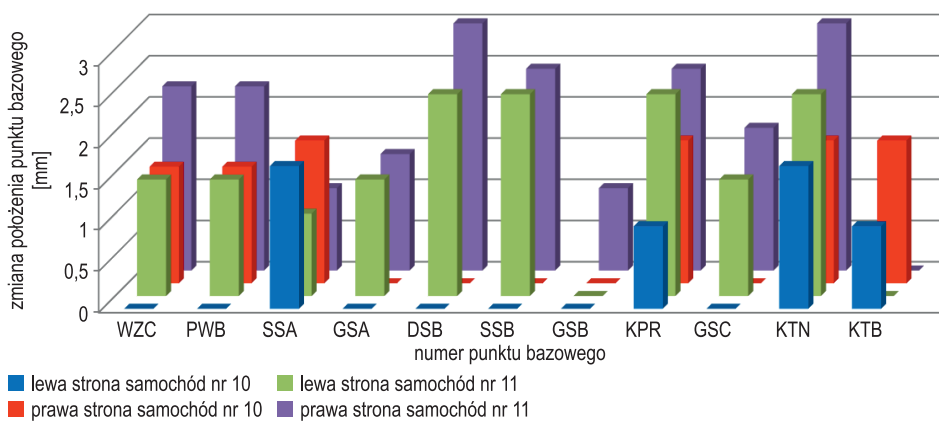
Samochody 7, 8 i 9 miały duże przebiegi na drogach polskich. Wyniki pomiarów geometrii ich górnych partii nadwozia zestawiono na rysunku 10.6. W samochodach tych, mimo że były pojazdami bezwypadkowymi, były duże różnice między położeniem wymaganym a rzeczywistym punktów bazowych.




Rysunek 10.6. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 7, 8 i 9 ze średnim przebiegiem
Źródło: opracowanie własne.

Analizując położenie punktów bazowych na górnych partiach nadwozia, można stwierdzić, że każdy z punktów bazowych miał nieprawidłowe położenie, niezgodne z wymaganym przez producenta. Dla wielu punktów stwierdzono różnicę między wartościami wymaganego a rzeczywistego położenia wynoszące od 4 mm do 6 mm. W kilku przypadkach można było zaobserwować także różnicę między wartościami rzeczywistymi a bazowymi wynoszące od 7 mm do 9 mm. Duże deformacje, przekraczające 4 mm, występowały w obrębie punktów w dolnej części słupków *A*. Nieznacznie mniejsze deformacje były widoczne w obrębie słupków *B*, słupków *C*, końców progów i na wzmocnieniu czołowym. Zmiana położenia punktów znajdujących się na słupkach *A* oraz *B* była spowodowana zapewne znacznym obniżeniem sztywności nadwozia pojazdów mających duży przebieg i obniżeniem drzwi w ich tylnej części. Fakt ten potwierdza także przesunięcie punktów bazowych na końcu progów. Duże przemieszczenia punktów w obrębie komory silnika, a mianowicie punktów na wzmocnieniu czołowym i na wzmocnieniu błotnika, były najprawdopodobniej efektem znacznej masy silnika połączonego z elementami układu napędowego. Elementy te podczas eksploatacji wywierały duży nacisk na przednie podłużnice pojazdu i następowała deformacja w obrębie całej komory silnika oraz spadek sztywności tej części nadwozia. Dodatkowo do deformacji i utraty sztywności przyczyniał się również znaczny poziom drgań generowany przez te podzespoły.

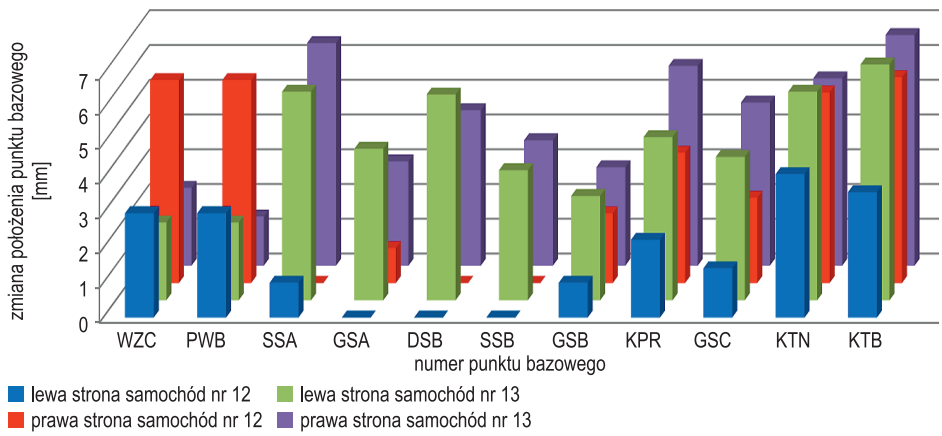
Wyniki pomiarów geometrii górnych partii nadwozia samochodów 10 i 11, mających przebiegi odpowiednio 135 000 i 165 000 km, pokonane na drogach polskich, zestawiono na rysunku 10.7. W przypadku górnych partii nadwozia nieznacznie większe różnice między położeniem rzeczywistym a wymaganym punktów bazowych występowały ze strony prawej niż z lewej. Po wykonaniu analizy wyników pomiarów geometrii nadwozia tych pojazdów można było stwierdzić, że w ich przypadku żaden z punktów nadwozia nie miał przemiesz-




Rysunek 10.7. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 10 i 11 z dużym przebiegiem
Źródło: opracowanie własne.

czenia większego niż o 3 mm w stosunku do wartości wymaganej. Różnice były spowodowane stosunkowo niewielkim przebiegiem pojazdów.

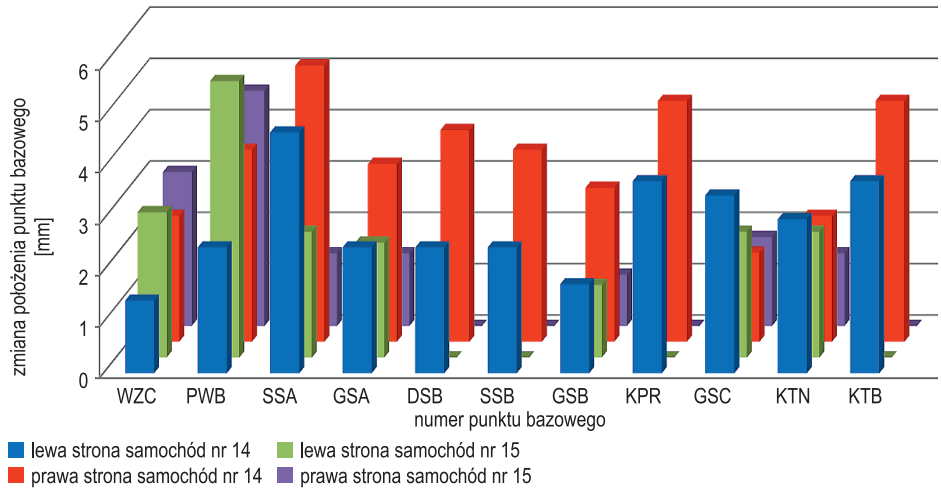
Samochody 12 i 13 były eksploatowane na drogach Europy Zachodniej, zostały sprowadzone do Polski. W odniesieniu do górnych partii nadwozia (rys. 10.8) najmniejsze deformacje występowały w obrębie tylnej części nadwozia, w tym obszarze punkty bazowe praktycznie nie były przemieszczone. Z kolei w pozostałych obszarach nadwozia różnice między położeniem wymaganym a rzeczywistym punktów bazowych również nie były znaczne, gdyż mieściły się w zakresie od 0 mm do 2 mm. Punkty te były przesunięte w stronę przodu pojazdów oraz do góry. Nieznacznie większe przemieszczenia można było zaobserwować z prawej strony niż z lewej.




Rysunek 10.8. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 12 i 13 eksploatowanych na drogach Europy Zachodniej
Źródło: opracowanie własne.

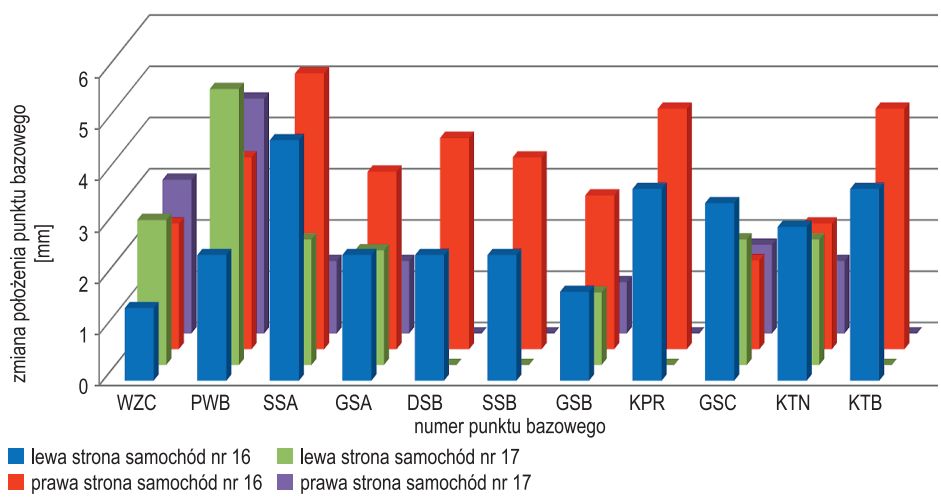
Samochody 14 i 15 miały stosunkowo nieduży przebieg, były eksploatowane na drogach polskich, podczas eksploatacji często przekraczano ich dopuszczalną ładowność. Na podstawie zestawionych na rysunku 10.9 wyników pomiaru geometrii górnych partii nadwozia obu pojazdów można stwierdzić, że w tym obszarze wystąpiły znaczne deformacje. Wiele punktów bazowych uległo znacznemu przemieszczeniu. Różnica między położeniem wymaganym a rzeczywistym punktów bazowych na górnych partiach nadwozia dochodziła nawet do 6 mm. Największe deformacje występowały w okolicach środkowej części słupków *A*, progów oraz w przestrzeni bagażowej. W obrębie tylnej części nadwozia największe przemieszczenie nastąpiło w odniesieniu do wysokości. Praktycznie wszystkie punkty bazowe nadwozia były przesunięte od 1 mm do 6 mm.

Wyniki pomiarów geometrii górnych partii nadwozia dla samochodów 16 i 17 przedstawiono na rysunku 10.10. Miały one stosunkowo niewielkie przebiegi, ale wykonywano w nich wcześniej poważne naprawy układu zawieszenia i układu




Rysunek 10.9. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 14 i 15, w których podczas eksploatacji często przekraczano dopuszczalną ładowność
Źródło: opracowanie własne.

kierowniczego. W przypadku obu samochodów osobowych zaobserwowano znaczną liczbę punktów bazowych, dla których różnica między położeniem rzeczywistym a wymaganym wynosiła powyżej 3 mm. Największa liczba punktów bazowych mieściła się w zakresie od 1 mm do 3 mm. Mimo niedużego przebiegu stosunkowo niewielka liczba punktów bazowych miała prawidłowe położenie. Na podstawie wykonanych pomiarów geometrii górnych partii nadwozia stwierdzono

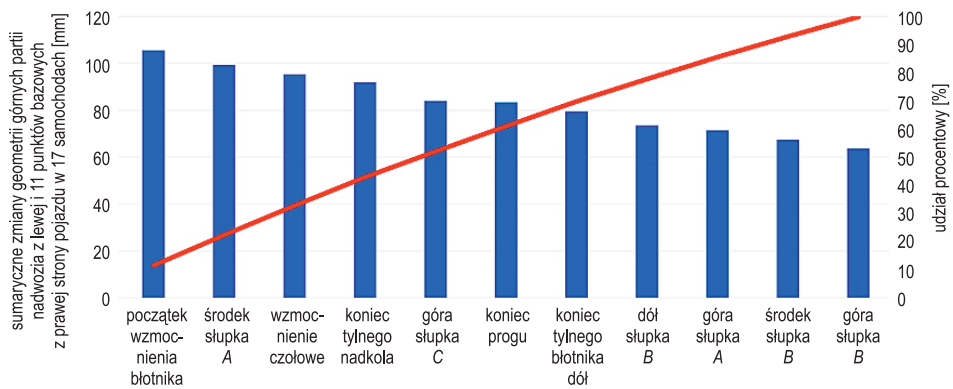



Rysunek 10.10. Zestawienie zmian geometrii górnych partii nadwozia samochodów 16 i 17, w których wykonywano poważną naprawę układu zawieszenia i układu kierowniczego
Źródło: opracowanie własne.

duże różnice między rzeczywistym a wymaganym położeniem punktów bazowych w obrębie przednich wzmocnień błotników, środkowej części słupków *A*, na końcu progów i na końcu tylnych błotników. Pozostałe punkty na górnych partiach nadwozia przemieściły się w granicach od 1 mm do 3 mm.

## 10.6. Analiza wpływu warunków eksploatacji pojazdu na zmiany geometrii górnych partii nadwozia

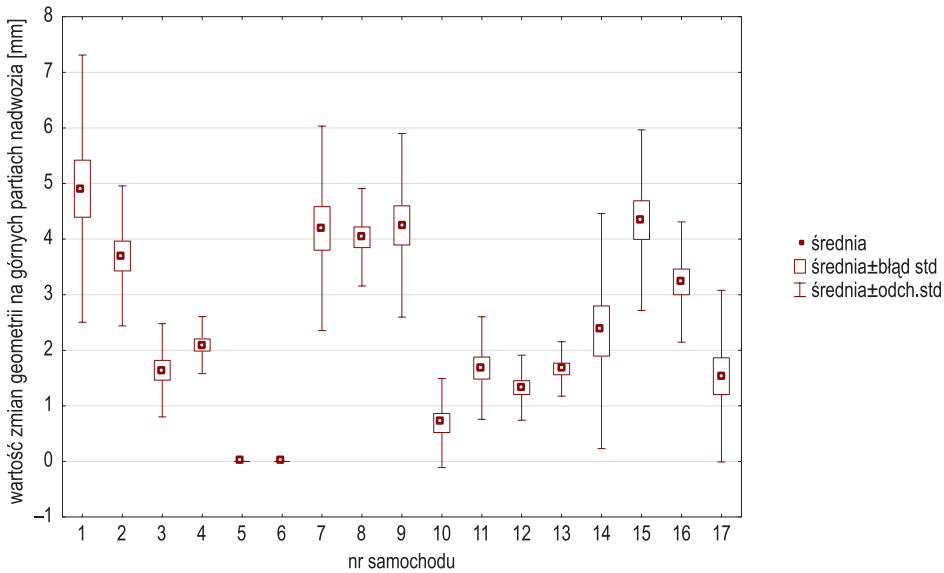
Wykonane pomiary geometrii górnych partii nadwozia stały się podstawą do wykonania analizy Lorenza–Pareto. Analiza ta miała służyć do określenia punktów na górnych partiach nadwozia, w których występowały największe zmiany geometrii podczas całego procesu eksploatacji. Analizę Lorenza–Pareto przeprowadzano na podstawie sumarycznych wartości zmian położenia poszczególnych punktów bazowych we wszystkich badanych pojazdach, zarówno z prawej, jak i lewej strony nadwozia. Wyniki analizy Lorenza–Pareto zestawiono na rysunku 10.11.




Rysunek 10.11. Analiza Lorenza–Pareto dla górnych partii nadwozia badanych samochodów
Źródło: opracowanie własne.

W przypadku górnych partii nadwozia największe sumaryczne zmiany geometrii w położeniu punktów bazowych we wszystkich pojazdach z prawej i lewej strony występowały dla punktów znajdujących się na początku wzmocnienia błotnika, na środku słupka *A*, na wzmocnieniu błotnika oraz na końcu tylnego nadkola. Najmniejsze sumaryczne zmiany geometrii natomiast występowały odpowiednio dla punktów leżących na górze słupka *B*, na środku słupka *B*, na górze słupka *A* oraz na dole słupka *B*.

Na podstawie otrzymanych wyników przeprowadzono analizę statystyczną (rys. 10.12) dla wyników uzyskanych z badań pojazdów. Przeprowadzono ją




Rysunek 10.12. Analiza statystyczna dla punktów bazowych na górnych partiach nadwozia
Źródło: opracowanie własne.

w celu zidentyfikowania, czy na górnych partiach nadwozia w poszczególnych pojazdach występowały istotne zmiany geometrii.

Dla każdego z badanych samochodów przyjęto hipotezę zerową o braku różnic między wartościami zmian geometrii nadwozia i hipotezę alternatywną o występowaniu istotnych różnic w zmianach geometrii górnych partii nadwozia. W przypadku gdy hipotezę zerową należy odrzucić na korzyść alternatywnej, zastosowano test Duncana (rys. 10.13) w celu wyróżnienia grup jednorodnych.

Największe deformacje nadwozia stwierdzono w samochodach, które uległy kolizjom drogowym, w których przekraczano dopuszczalną ładowność pojazdu i które miały duży przebieg. W samochodach, które są pojazdami bezwypadkowymi oraz prawidłowo eksploatowanymi, zmiany geometrii nadwozia wynikały przede wszystkim z dużego przebiegu. Zakres deformacji w tym przypadku dochodził nawet do kilkunastu milimetrów. Duże zmiany geometrii powoduje też najechanie z dużą prędkością na nierówności nawierzchni. Bardzo często, oprócz uszkodzeń kół, elementów układu kierowniczego i zawieszenia, dochodzi do zmian geometrii nadwozia w okolicach mocowania tych elementów. W tym przypadku zakres deformacji nadwozia i przemieszczenie tych punktów również było znaczne i przyjmowało wartości do 5 mm. Między poszczególnymi samochodami stwierdzono istotne różnice w zmianach geometrii górnych partii nadwozia. Po wyróżnieniu grup jednorodnych stwierdzono porównywalne zmiany geometrii w pojazdach bezwypadkowych z dużym przebiegiem, w pojazdach po kolizjach drogowych nieprawidłowo naprawionych i w tych, w których przekraczano dopuszczalną ładowność.

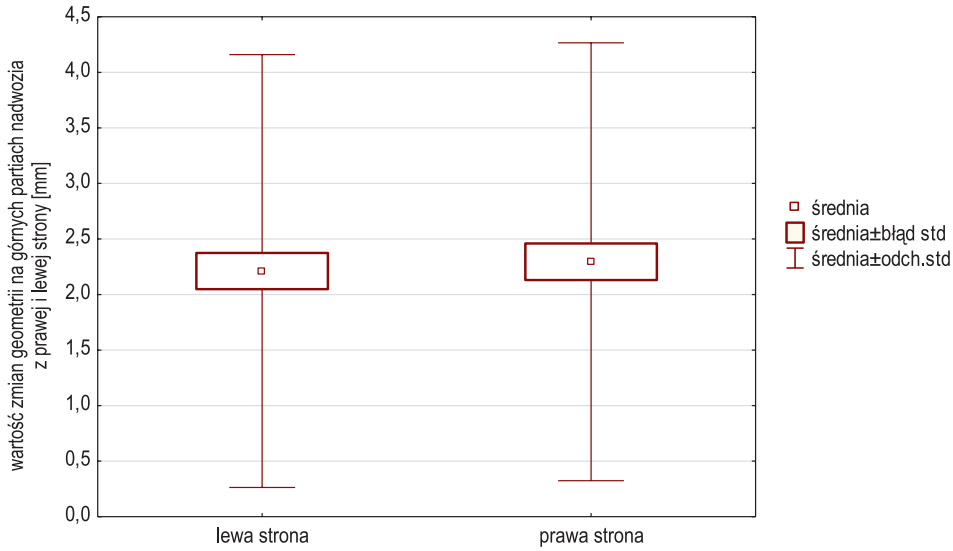
| Nr podkl. | Test Duncana: alfa = 0,05000 | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | nr samochodu | średnie zmiany geometerii [mm] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 5 | 5 | 0,00 | **** | | | | | | |
| 6 | 6 | 0,00 | **** | | | | | | |
| 10 | 10 | 0,69 | **** | **** | | | | | |
| 12 | 12 | 1,33 | | **** | **** | | | | |
| 17 | 17 | 1,53 | | **** | **** | | | | |
| 3 | 3 | 1,64 | | **** | **** | | | | |
| 13 | 13 | 1,66 | | **** | **** | | | | |
| 11 | 11 | 1,68 | | **** | **** | | | | |
| 4 | 4 | 2,09 | | | **** | | | | |
| 14 | 14 | 2,35 | | | | **** | | | |
| 16 | 16 | 3,23 | | | | **** | | | |
| 2 | 2 | 3,70 | | | | | **** | | |
| 8 | 8 | 4,03 | | | | | **** | **** | |
| 7 | 7 | 4,19 | | | | | | **** | **** |
| 9 | 9 | 4,25 | | | | | | **** | **** |
| 15 | 15 | 4,34 | | | | | | **** | **** |
| 1 | 1 | 4,91 | | | | | | | **** |

gdzie **** – obrazuje różnicę statystycznie istotną p<0,05 między zmianą geometrii

Rysunek 10.13. Statystyki testu Duncana szczegółowych różnic między średnimi wartościami zmian geometrii nadwozia dla poszczególnych samochodów na górnych partiach nadwozia
Źródło: opracowanie własne.

Analizę statystyczną wykonano również w celu zidentyfikowania, czy większe i bardziej istotne zmiany geometrii miały miejsce z prawej, czy z lewej strony na górnych partiach nadwozia (rys. 10.14). Analizę przeprowadzono w trzynastu bezwypadkowych samochodach osobowych. Podczas niej nie uwzględniano czterech pierwszych samochodów osobowych, ponieważ uczestniczyły one w kolizjach drogowych. Dla takich samochodów geometria zależy od kierunku i rodzaju uderzenia, natomiast nie zależy bezpośrednio od warunków eksploatacyjnych.

Na podstawie przeprowadzonej analizy statystycznej porównującej zmiany geometrii górnych partii nadwozia na prawej i na lewej stronie nadwozia stwierdzono, że różnice między obiema wartościami pod względem statystycznym nie były istotne. Zaobserwowano jednak, że większe zmiany geometrii występowały na prawej stronie nadwozia. Większe deformacje prawej strony niż lewej wynikały z większych nierówności drogi od strony pobocza niż od strony osi jezdni.




Rysunek 10.14. Analiza statystyczna porównująca zmiany geometrii na prawej i lewej stronie górnych partii nadwozia
Źródło: opracowanie własne.

## 10.5. Podsumowanie

Na podstawie wyników badań geometrii górnych partii nadwozia samochodów osobowych można stwierdzić, że każdy z czynników, który był analizowany, miał wpływ na zmiany geometrii. Między zmianami geometrii nadwozia samochodów, które były narażone na te same czynniki powodujące zużycie, otrzymano zbieżne wyniki. Wyodrębniono na podstawie wyników badań najbardziej newralgiczne punkty bazowe, w których podczas eksploatacji występują największe zmiany geometrii. W zależności od wpływu danego czynnika przyczyniającego się do zużycia zmiany geometrii w danym punkcie mogą być nawet kilkukrotnie wyższe.

Na podstawie wyników badań określono, że w pojazdach eksploatowanych na polskich drogach zmiany geometrii są znacznie większe niż w pojazdach eksploatowanych w Europie Zachodniej. Było to związane z gorszym stanem nawierzchni na drogach krajowych. Podobnie gorszy stan nawierzchni drogowej od strony pobocza przyczyniał się do nieznacznie większych zmian geometrii górnych partii nadwozia z prawej strony pojazdu.

Na górnych partiach nadwozia największe zmiany geometrii występowały dla punktów znajdujących się na początku wzmocnienia błotnika, na środku słupka *A*, na wzmocnieniu błotnika oraz na końcu tylnego nadkola. Najmniejsze sumaryczne zmiany geometrii występowały odpowiednio dla punktów leżących na górze słupka *B*, na środku słupka *B*, na górze słupka *A* oraz na dole słupka *B*.

**Literatura**


Aguilar J.J., Sanz M., Guillomía D., Lope M., Bueno I. 2006. *Analysis, characterization and accuracy improvement of optical coordinate measurement systems for car body assembly quality control*. International Journal Advanced Manufacturing Technology, 30: 1174–1190.

Anderson R. 2007. *Numerical and experimental evaluation of spring back in a front side member*. Division of Production and Materials Engineering, 169, 352-356.

Berlemann M., Matthes A. 2014. *Positive externalities from active car safety systems A new justification for car safety regulations*. Journal of Policy Modeling, 36: 313–329.

Broughton J. 2008. *Car driver casualty rates in Great Britain by type of car*. Accident Analysis and Prevention, 40: 1543–1552.

Carle D., Blount G. 1999. *The suitability of aluminium as an alternative material for car bodies*. Materials and Design, 20: 267–272.

Chen H., Gong X., Hu Y.F., Liu Q.F., Gao B. Z., Guo H.Y. 2013. *Automotive Control: the State of the Art and Perspective*. Acta Automatica Sinica, 39.

Duffy J.E. 2014. *Auto Body Repair Technology*. Canada by Nelsin Education, Boston.

Gonera J., Napiórkowski J. 2018a. *Effect of the mileage of a passenger car on changes in its body geometry*. AIP Conference Proceedings 1946, 020011, International Symposium on Material Science and Engineering, ISMSE.

Gonera J., Napiórkowski J. 2018b. *Model for forecasting the geometry of the floor panel of a passenger car during its operation*. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability, 20(4): 689–695.

Habibovic A., Davidsson J. 2012. *Causation mechanisms in car-to-vulnerable road user crashes: Implications for active safety systems*. Accident Analysis and Prevention, 49: 493–500.

Huang H., Li C., Zeng Q. 2016. *Crash protectiveness to occupant injury and vehicle damage: An investigation on major car brands*. Accident Analysis and Prevention, 86: 129–136.

Jeswiet J., Geiger M., Engel U., Kleiner M., Schikorra M., Duflou J., Neugebauer R., Bariani P., Bruschi S. 2008. *Metal forming progress since 2000*. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 1: 2–17.

Kim H.S., Kim H. J., Bongsoo Son B. 2006. *Factors associated with automobile accidents and survival*. Accident Analysis and Prevention, 38: 981–987.

Kim K.J., Won S.T. 2008. *Effect of structural variables on automotive body bumper impact beam*. International Journal of Automotive Technology, 9: 713–717.

Kozłowski M. 2009. *Mechanik pojazdów samochodowych. Budowa i eksploatacja pojazdów*. Cz. I. Vogel Publishing, Wrocław.

Laflamme L., Vaez M., Hasselberg M., Kullgren A. 2005. *Car safety and social differences in traffic injuries among young adult drivers: a study of two-car injury-generating crashes in Sweden*. Safety Science, 43(1): 1–10. doi: 10.1016/j.ssci.2004.09.001.

Livesey W.A., Robinson A. 2006. *The repair of vehicle bodies*. Publisher: Routledge, Oxford.

Raatz B. 2005. *Nowoczesne technologie pomiarów i napraw karoserii powypadkowych*. Oficyna Wydawnicza Troton, Ząbrowo.

Rychter T. 1999. *Budowa pojazdów samochodowych*. Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa.

Tobota A. 1997. *Naprawy powypadkowe nadwozi a bezpieczeństwo*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.

Wallentowitz H. 2002. *Virtuelle Fahrzeugentwicklung – Netzwerkeals Voraussetzungenzur Problemlosung*. W: *Erfolg in Netzwerken*. Red. J. Milberg, G. Schuh. Springer, Berlin, Heidelberg.

## WPŁYW ZRÓŻNICOWANYCH WARUNKÓW EKSPLOATACJI NA ZUŻYCIE GÓRNYCH PARTII NADWOZIA SAMOCHODU


### Streszczenie

W pracy przedstawiono problematykę zmian geometrii nadwozia samochodów osobowych pod wpływem zróżnicowanych warunków eksploatacyjnych. Wyróżniono kilka grup pojazdów w zależności od czynników przyczyniających się do zużycia nadwozia. Analizowano tylko zmiany geometrii górnych partii nadwozia. Do pomiarów geometrii płyty podłogowej wykorzystywano urządzenie Calipre firmy Autorobot oraz oprogramowanie Autorobot Data System. Zdefiniowano rzeczywiste położenie punktów bazowych znajdujących się w obrębie komory silnika, przestrzeni pasażerskiej i przestrzeni bagażowej. Podczas pomiarów porównywano wartości wymaganego położenia punktów bazowych z położeniem rzeczywistym. Dla każdego punktu określano długość, wysokość oraz szerokość, na jakiej powinny się one znajdować względem trzech płaszczyzn odniesienia. Uzyskane wyniki zmian geometrii górnych partii nadwozia stały się podstawą do wykonania analizy Lorenza–Pareto. Umożliwiła ona identyfikację punktów na górnych partiach nadwozia, w których występowały największe zmiany geometrii podczas całego procesu eksploatacji. Badania uzupełniono o badania statystyczne.


## INFLUENCE OF DIFFERENT CONDITIONS OF OPERATION ON THE DESTRUCTION OF THE UPPER CAR BODY


### Abstract

The paper presents the issue of changes in the body geometry of passenger cars under the influence of different operating conditions. Several groups of vehicles were distinguished depending on factors contributing to body wear. Only the changes in the upper body geometry were analyzed. For the measurements of the floor panel geometry, the Calipre device from the Autorobot company and the Autorobot Data System software were used. The actual position of the base points located within the engine compartment, passenger space and luggage space was defined. During the measurements, the values of the required position of the base points were compared with the actual position. For each point, the length, height and width at which they should be located relative to the three reference planes were determined. The obtained results of changes in the upper body geometry became the basis for performing the Lorenz-Pareto analysis. It made it possible to identify points on the upper parts of the body that had the largest changes in geometry during the entire operation process. The studies were supplemented with statistical surveys.

Bronisław Kolator[1], Michał Janulin[2],
Andrzej Olszewski[3], Oleksandr Vrublevskyi[4]

ROZDZIAŁ 11

# BADANIA TRAKCYJNE POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH 4WD

## 11.1. Wprowadzenie

Układy napędowe wykorzystujące napęd czterech kół pojazdu (Naunheimer i in. 2011) pojawiły się wraz z narodzinami motoryzacji. Jednym z pierwszych pojazdów wykorzystujących taki rodzaj napędu był pojazd Porsche napędzany czterema silnikami elektrycznymi. Ze względu jednak na dużą masę akumulatorów zrezygnowano z tej konstrukcji. W następnych latach taki napęd nie był zbyt popularny ze względu na trudności w przenoszeniu momentu napędowego z jednego źródła, jakim jest silnik pojazdu. Dopiero okres drugiej wojny światowej przyczynił się do wykorzystania tego napędu na szerszą skalę w pojazdach wojskowych. Kolejnym krokiem było wprowadzenie napędu 4WD do seryjnego samochodu osobowego w latach siedemdziesiątych. Podobnie jak w konstrukcjach wojskowych był to prosty system wykorzystujący stały napęd jednej osi i napęd drugiej osi ręcznie dołączanej przez kierowcę. To rozwiązanie sprawdziło się w warunkach terenowych, ze względu jednak na brak możliwości różnicowania prędkości między kołami przedniej i tylnej osi nie nadawało się do napędzania pojazdu w dobrych warunkach przyczepności.

We współczesnych pojazdach w celu osiągnięcia wymaganych parametrów eksploatacyjnych w warunkach ograniczonej przyczepności wykorzystuje się zróżnicowane konstrukcje międzyosiowych mechanizmów różnicowych (Naunheimer i in. 2011; Dębowski, 2011). W zależności od zastosowanej konstrukcji można zaobserwować zmiany dystrybucji momentu napędowego, co z kolei wpływa na stopień zużycia opon (Kolator i in. 2018) oraz zwiększone nakłady energetyczne.

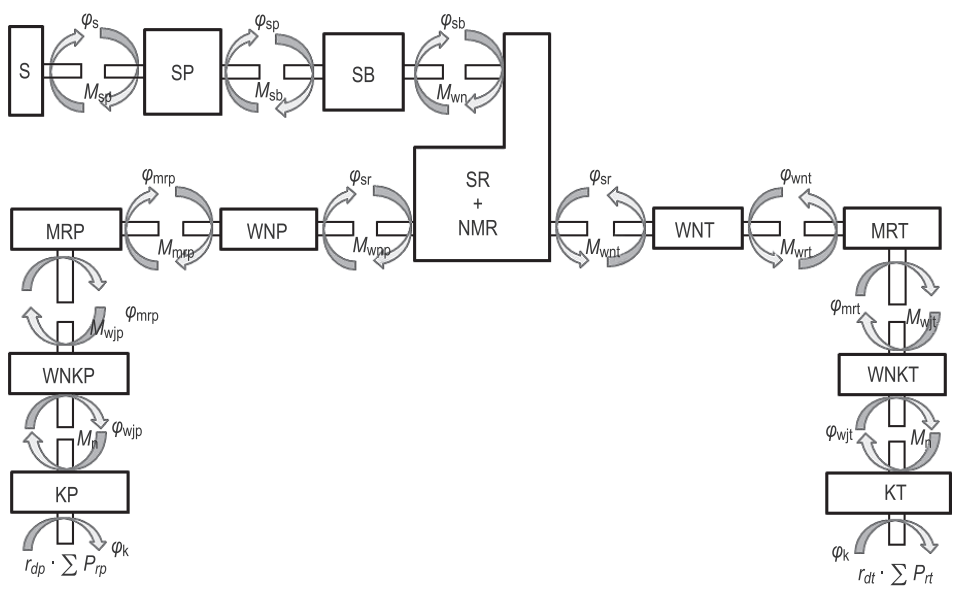
[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: bronislaw.kolator@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[4] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

Wpływa to na pogorszenie wskaźników środowiskowych, np. emisji dwutlenku węgla w stosunku do pojazdów wyposażonych w napęd tylko jednej osi (Janulin 2017).

Celem pracy jest określenie wpływu zastosowanego międzyosiowego mechanizmu różnicowego w pojeździe 4WD na zużycie opon i nakłady energetyczne.

## 11.2. Obiekt badań

W pracy skupiono się na pojazdach, w których moment napędowy jest przekazywany ciągle na wszystkie koła podczas jazdy. Różne wartości sił napędowych i prędkości obwodowych kół wynikają z odmiennych ich właściwości trakcyjnych. W związku z tym powstające w tym układzie różnice w przekazywaniu mocy powodują zbędne ich obciążenie. Zastosowanie w układzie międzyosiowego mechanizmu różnicowego (MMR) umożliwia zróżnicowanie dystrybucji mocy na poszczególne osie w zależności od ich parametrów trakcyjnych (rys. 11.1). Rozpatrzono dwa rozwiązania konstrukcyjne (działające na podstawie układów czysto mechanicznych): otwarty mechanizm różnicowy symetryczny (rys. 11.2) i mechanizm różnicowy typu Torsen (rys. 11.3). Opracowano model symulacyjny układu przeniesienia napędu, który umożliwia modelowanie obu międzyosiowych mechanizmów różnicowych.




Rysunek 11.1. Schemat przepływu momentu obrotowego w układzie napędowym 4WD
Źródło: opracowanie własne.

Zasada działania mechanizmu różnicowego typu Torsen opiera się na wykorzystaniu właściwości samohamownych przekładni ślimakowych. Jeżeli momenty obrotowe pochodzące od sił oporu na osiach przedniej i tylnej są podobne, to mechanizm ten umożliwia różnicowanie prędkości obrotowych między osiami. Gdy z kolei pojazd porusza się po nawierzchni o pogorszonej przyczepności i jedna z osi się porusza, to w wyniku występowania poślizgu, ze znacznie większą prędkością obrotową, przekładnia ślimakowa w mechanizmie Torsen powoduje zwiększenie oporów wewnętrznych, dzięki czemu większa wartość momentu jest kierowana do kół osi poruszających się po nawierzchni o lepszej przyczepności. Bez dodatkowej kontroli zatem mechanizm Torsen zapewnia funkcjonalność porównywalną do konstrukcji wykorzystujących symetryczny mechanizm różnicowy w połączeniu z dodatkowymi sprzęgłami bądź blokadami. Działanie mechanizmu Torsen charakteryzuje wartość współczynnika TBR (ang. *Torque Bias Ratio*). Współczynnik ten (dla różnych parametrów geometrycznych mechanizmu) wynosi 2,5÷5 (Naunheimer i in. 2011; Davari i in. 2017; Chen, Prathaban 2013; Kanwar, Saied 2015).

Na rysunku 11.1 przedstawiono schemat przepływu momentu obrotowego z silnika pojazdu (S) przez sprzęgło (SP) oraz skrzynkę biegów (SB) do skrzynki rozdzielczej (SR) z międzyosiowym mechanizmem różnicowym (MMR). W tym miejscu moment napędowy jest rozdzielony na wał napędowy przedni (WNP) i wał napędowy tylny (WNT), a dalej przez przedni (MRP) lub tylny (MRT) osiowy mechanizm różnicowy do wałów napędowych kół przednich (WNKP) lub tylnych (WNKT) i do kół pojazdu (KP – przednie, KT – tylne) o odpowiednio określonych promieniach dynamicznych $r_{dp}$ i $r_{dt}$ oraz sił trakcyjnych $P_{rp}$ i $P_{rt}$. Między poszczególnymi podzespołami wprowadzono symbolicznie oznaczenia przepływających momentów obrotowych oraz kąta obrotu elementów wirujących. Podstawowymi równaniami opisującymi ten proces są:

$$\begin{gathered}\left(J_{\mathrm{sr}}+J_{\mathrm{sb}}\cdot {i_{\mathrm{sr}}}^2+J_s\cdot {i_{\mathrm{sb}}}^2\cdot {i_{\mathrm{sr}}}^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_s=M_s\cdot {i_{\mathrm{sb}}}^2\cdot {i_{\mathrm{sr}}}^2\\ -c_{\mathrm{wnp}}\cdot\left(\varphi_s-\varphi_{\mathrm{wnp}}\cdot i_{\mathrm{sb}}\cdot i_{\mathrm{sr}}\right)-d_{\mathrm{wnp}}\left(\dot{\varphi}_s-\dot{\varphi}_{\mathrm{wnp}}\cdot i_{\mathrm{sb}}\cdot i_{\mathrm{sr}}\right)\\ -c_{\mathrm{wnt}}(\varphi_s-\varphi_{\mathrm{wnt}}\cdot i_{\mathrm{sb}}\cdot i_{\mathrm{sr}})-d_{\mathrm{wnt}}(\varphi_s-\varphi_{\mathrm{wnt}}\cdot i_{\mathrm{sb}}\cdot i_{\mathrm{sr}})\end{gathered}$$

$$\begin{gathered}J_{\mathrm{mri}}\cdot\ddot{\phi}_{\mathrm{wni}}={i_g}^2\cdot\left[c_{\mathrm{wni}}\cdot\left(\frac{\varphi_s}{i_{\mathrm{sb}}\cdot i_{\mathrm{sr}}}-\varphi_{\mathrm{wni}}\right)+d_{\mathrm{wni}}\left(\frac{\dot{\varphi}_s}{i_{\mathrm{sb}}\cdot i_{\mathrm{sr}}}-\dot{\varphi}_{\mathrm{wni}}\right)\right]\\ -i_g\left[c_{\mathrm{wji}}\cdot\left(\frac{\varphi_{\mathrm{wni}}}{i_g}-\varphi_k\right)+d_{\mathrm{wji}}\cdot\left(\frac{\dot{\varphi}_{\mathrm{wni}}}{i_g}-\dot{\varphi}_k\right)\right]\end{gathered}$$

$$\begin{gathered}\left(4J_k+m\cdot {r_d}^2\right)\cdot\ddot{\varphi}_k=c_{\mathrm{wji}}\left(\frac{\varphi_{\mathrm{wni}}}{i_g}-\varphi_k\right)+d_{\mathrm{wji}}\cdot\left(\frac{\dot{\varphi}_{\mathrm{wni}}}{i_g}-\dot{\varphi}_k\right)\\ -\frac{1}{2}C_x\cdot\rho\cdot A\cdot {r_d}^3\cdot {\dot{\varphi}_k}^2-m\cdot g\cdot r_d\cdot(f\cdot\cos\alpha-\sin\alpha)\end{gathered}\qquad(11.1)$$

gdzie:

$A$ – powierzchnia czołowa pojazdu,
$C_x$ – współczynnik oporu powietrza,
$f$ – współczynnik oporu toczenia,
$i_g$ – przełożenie główne,
$i_{sb}$ – przełożenie w skrzyni biegów,
$i_{sr}$ – przełożenie w skrzyni rozdzielczej,
$J_k$ – masowy moment bezwładności koła,
$J_{mri}$ – masowy moment bezwładności elementów wirujących międzykołowego mechanizmu różnicowego,
$J_s$ – masowy moment bezwładności elementów wirujących silnika,
$J_{sb}$ – masowy moment bezwładności elementów wirujących skrzyni biegów,
$J_{sr}$ – masowy moment bezwładności elementów wirujących skrzyni rozdzielczej,
$m$ – masa pojazdu,
$M_s$ – moment obrotowy silnika,
$r_d$ – promień dynamiczny koła,
$\alpha$ – kąt nachylenia wzniesienia,
$\rho$ – gęstość powietrza,
$\varphi_k$ – kąt obrotu koła,
$\varphi_s$ – kąt obrotu wału korbowego silnika,
$\varphi_{wni}$ – kąt obrotu wałka wejściowego przekładni głównej osi ($i = p$ – oś przednia, $i = t$ – oś tylna),
$c_{wni}$ – współczynnik sprężystości wału napędowego ($i = p$ – osi przedniej, $i = t$ – osi tylnej),
$d_{wni}$ – współczynnik tłumienia wału napędowego ($i = p$ – osi przedniej, $i = t$ – osi tylnej),
$c_{wji}$ – współczynnik sprężystości wału napędowego koła ($j = p$ – koła prawego, $j = l$ – koła lewego, $i = p$ – osi przedniej, $i = t$ – osi tylnej),
$d_{wji}$ – współczynnik tłumienia wału napędowego koła ($j = p$ – koła prawego, $j = l$ – koła lewego, $i = p$ – osi przedniej, $i = t$ – osi tylnej).

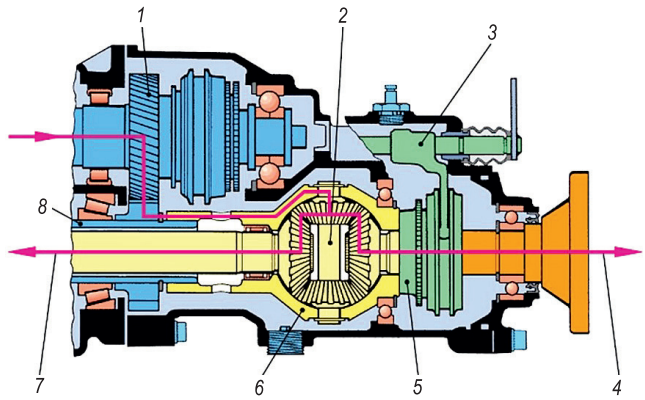
Tabela 11.1. Wybrane parametry pojazdu

| Parametr | Wartość |
|---|---|
| Moc maksymalna | 142 kW przy 6000 obr/min |
| Maksymalny moment obrotowy | 280 Nm przy 3200 obr/min |
| Rozmiar opon | 205/60 R15 |
| Długość/szerokość/wysokość pojazdu | 4,795 m/1,785 m/1,430 m |
| Rozstaw osi; kół osi przedniej/tylnej | 2,685 m; 1,520 m/1,525 m |
| Dopuszczalna masa całkowita/oś przednia/oś tylna | 2100 kg/1000 kg/1100 kg |
| Współczynnik oporu powietrza $C_x$ | 0,32 |
| Powierzchnia czołowa | 2,1 $m^2$ |

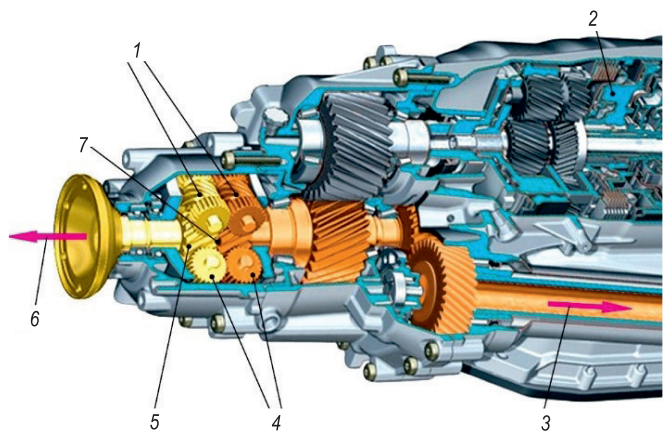
Źródło: opracowanie własne.

W tabeli 11.1 przedstawiono wybrane parametry samochodu osobowego wykorzystanego do badań eksperymentalnych.

Najprostszą konstrukcją międzyosiowego mechanizmu różnicowego jest mechanizm symetryczny (rys. 11.2). Jeżeli wszystkie koła poruszają się w identycznych warunkach przyczepności, mechanizm ten dzieli moment napędowy po równo między osiami napędowymi. W warunkach pogorszonej przyczepności




Rysunek 11.2. Schemat symetrycznego międzyosiowego mechanizmu różnicowego zastosowanego w układzie napędowym Audi Quattro: *1* – skrzynia biegów, *2* – międzyosiowy mechanizm różnicowy, *3* – widełki mechanizmu blokady mechanizmu różnicowego, *4* – wyjście momentu napędowego – tylny wał, *5* – blokada mechanizmu różnicowego, *6* – obudowa mechanizmu różnicowego, *7* – wyjście momentu napędowego – przedni wał, *8* – wejście napędu – wał rurowy, przez który poprowadzono wał napędowy osi przedniej
Źródło: na podstawie Fischera i in. (2012).




Rysunek 11.3. Mechanizm Torsen T-2 wykorzystany jako międzyosiowy mechanizm różnicowy: *1* – satelity mechanizmu Torsen (ślimacznice), *2* – skrzynia biegów, *3* – wyjście momentu napędowego – wał przedni, *4* – koła walcowe synchronizujące, *5* – koło słoneczne (ślimak) – napęd osi tylnej, *6* – wyjście momentu napędowego – wał tylny, *7* – koło słoneczne (ślimak) – napęd osi przedniej
Źródło: na podstawie Fischera i in. (2012).

kół jednej z osi mechanizm taki nie jest jednak w stanie przenieść na drugą oś większej wartości momentu, niż ten dostarczany do osi o gorszej przyczepności; stosowanie tego typu mechanizmów różnicowych często jest wspomagane przez montowanie dodatkowych blokad, mających na celu zrównanie prędkości obrotowych wałów napędowych w warunkach pogorszonej przyczepności.

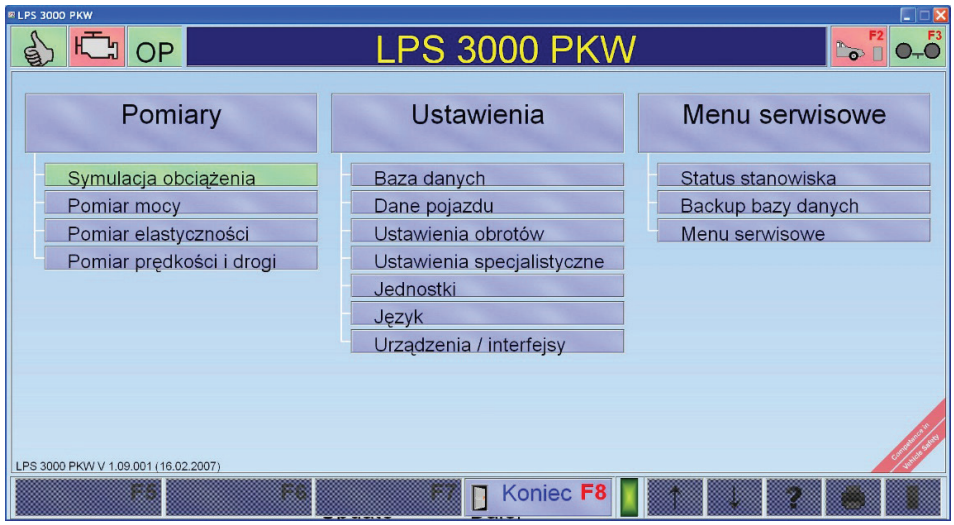
Zastosowanie mechanizmu Torsen (rys. 11.3) w roli międzyosiowego mechanizmu różnicowego wpływa na poprawę charakterystyki pojazdu 4WD (Heißing i in. 1988; Steinwart i in. 1990). Jeśli taki mechanizm jest zaprojektowany ze TBR 5:1, to można przyłożyć nawet pięciokrotnie większy moment obrotowy na oś pojazdu (koła) o dobrej przyczepności.

## 11.3. Metoda badań

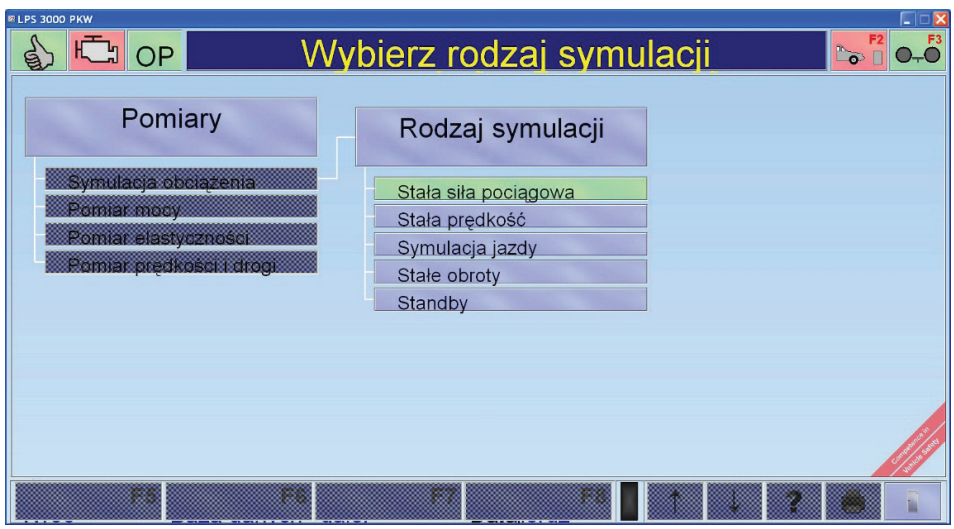
### 11.3.1. Wyznaczanie stanów trakcyjnych pojazdu za pomocą hamowni podwoziowej

Kompleksowe informacje na temat procesów zachodzących w układzie przeniesienia napędu pojazdu z napędem na wszystkie koła można uzyskać w wyniku badań na stacjonarnej hamowni podwoziowej. Istotą hamowni podwoziowej jest zastąpienie nieruchomej jezdni bieżnią lub rolką (rolkami), dzięki czemu podczas próby samochód pozostaje nieruchomy, a symulowane są jedynie opory jazdy. Najczęściej stanowiska tego typu są umieszczane w zamkniętych pomieszczeniach, co uniezależnia wyniki badań od wpływu czynników atmosferycznych. Współczesne hamownie podwoziowe są wyposażane w hamulce pozwalające na generowanie oporów ruchu, co pozwala na wykonanie badań w stanach statycznych i dynamicznych (Chen, Prathaban 2013). Przygotowanie do badania na tego typu hamowni polega na umieszczeniu kół napędzanych badanego pojazdu na rolkach pomiarowych, unieruchomieniu pojazdu za pomocą pasów i zadeklarowaniu w oprogramowaniu hamowni niezbędnych procedur pomiarowych. W dalszej części pracy opisano różne tryby pracy hamowni podwoziowej MAHA LPS 3000 oraz ich zastosowanie do określania stanów trakcyjnych pojazdu. Hamownia ta jest wyposażona w jednostkę obliczeniową sterowaną mikroprocesorowo, do graficznej i cyfrowej prezentacji wyników pomiarów (Li i in. 2012). Oprogramowanie hamowni ma 11 trybów pracy umożliwiających wykorzystanie hamowni zarówno do badań osiągów silnika, jak i daje wiele możliwości badania efektywności układów napędowych pojazdów (rys. 11.4 i 11.5).

Tryb pracy „stała siła pociągowa" polega na symulowaniu stałego, wcześniej zdefiniowanego w programie, obciążenia przekazywanego na rolki hamowni. Dzięki temu możliwe jest symulowanie ruchu pojazdu na wzniesieniu o stałym kącie nachylenia.




Rysunek 11.4. Widok ekranu z możliwością wyboru trybów pracy hamowni – zaznaczona symulacja obciążenia
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 11.5. Widok ekranu z wybranym rodzajem symulacji obciążenia – zaznaczona stała siła pociągowa
Źródło: opracowanie własne.

Mając daną wartość siły obciążającej oraz dane dotyczące pojazdu i znając osiągnięte wartości prędkości na poszczególnych przełożeniach skrzynki przekładniowej, można wyznaczyć moc zużytą na pokonanie wzniesienia na poszczególnych biegach. Stałą siłę pociągową możemy przedstawić zależnością:

$$P_{st} = m \cdot g \cdot \sin\alpha \tag{11.2}$$

gdzie:

$P_{st}$ – stała siła pociągowa zadana przez użytkownika w programie,
$m$ – masa pojazdu,
g – przyspieszenie ziemskie,
$\alpha$ – kąt pochylenia symulowanego wzniesienia.

Po uwzględnieniu zależności (11.2) moc zużytą na pokonanie wzniesienia z prędkością $v$ można obliczyć jako:

$$N_{st} = \frac{m \cdot g \cdot \sin\alpha \cdot v}{3600} \tag{11.3}$$

gdzie:

$v$ – prędkość pojazdu zarejestrowana na rolkach hamowni [km/h],
$N_{st}$ – moc zużyta na pokonanie wzniesienia [kW].

Oprócz wyznaczenia mocy potrzebnej do pokonania wzniesienia, tryb stałej siły pociągowej pozwala na wyznaczenie sprawności układu napędowego na różnych przełożeniach. Na kolejnych przełożeniach skrzynki przekładniowej należy przeprowadzić pomiary ze stałą siłą pociągową, podczas których będzie rejestrowane zużycie paliwa przez silnik pojazdu. Ilość zużytego paliwa należy traktować jako energię dostarczoną do układu, przy czym istotne jest uwzględnienie charakterystyki silnika i jednostkowego zużycia paliwa przez silnik w danym zakresie prędkości obrotowych, a jako efekt uzyskany na wyjściu z układu należy rejestrować prędkość na rolkach hamowni oraz pokonywaną siłę zdefiniowaną wcześniej w programie. W celu ujednolicenia warunków pracy silnika można, w zależności od wybranego przełożenia skrzynki przekładniowej, zmieniać siłę generowaną przez rolki hamowni odwrotnie proporcjonalnie do uzyskiwanych na rolkach prędkości kół pojazdu (proporcjonalnie zwiększać siłę uciągu do przełożenia na danym biegu).

Tryb pracy „stała prędkość jazdy" umożliwia zdefiniowanie w programie maksymalnej prędkości osiąganej na rolkach hamowni przez koła pojazdu. Na zadeklarowaną wartość prędkości nie ma wpływu prędkość maksymalna jaką pojazd jest w stanie osiągnąć. Zadeklarowana wartość prędkości będzie to prędkość, do której hamownia pozwoli na rozpędzanie kół pojazdu bez obciążania rolek, po czym gdy pojazd osiągnie tę prędkość, oprogramowanie hamowni będzie tak zwiększało siłę hamowania rolek, by pojazd nie był w stanie osiągnąć prędkości wyższej od zadanej. Siła generowana przez oprogramowanie hamowni jest rejestrowana, w związku z czym możliwe jest określenie maksymalnej siły osiągniętej na rolkach hamowni podczas prób na różnych przełożeniach skrzynki przekładniowej przy stałej prędkości jazdy.

Zasada działania trybu pracy stałej prędkości obrotowej silnika jest analogiczna jak w przypadku trybu stałej prędkości jazdy, z tą różnicą, że w tym

trybie jest deklarowana prędkość obrotowa wału korbowego silnika osiągana podczas próby, bez względu na fakt, że silnik może uzyskiwać wyższą prędkość obrotową.

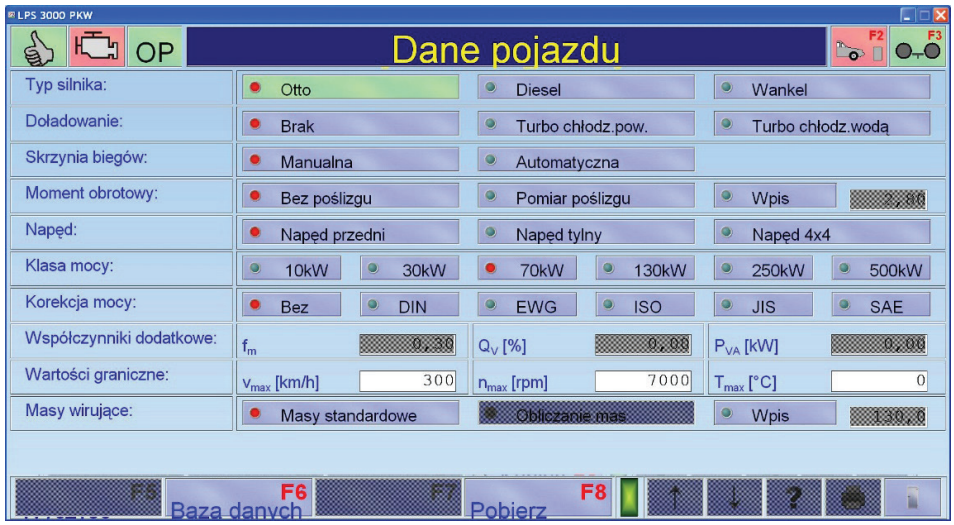
Oprogramowanie hamowni w trybie stałej prędkości obrotowej silnika pozwala na rozpędzanie się pojazdu do chwili osiągnięcia zadeklarowanej wartości prędkości obrotowej silnika, po czym obciążenie hamowni jest tak zwiększane, by silnik pojazdu nie był w stanie przekroczyć tej wartości. W zależności od wybranego przełożenia skrzyni przekładniowej siła generowana na rolkach hamowni będzie przyjmowała inne wartości, co pozwala na wyznaczenie charakterystyki układu napędowego pojazdu w zależności od zastosowanego przełożenia – przy czym charakterystyka samego silnika nie będzie podczas tego badania tak istotna, ponieważ silnik podczas prób na różnych przełożeniach przy tej samej prędkości obrotowej będzie osiągać taki sam moment obrotowy, wobec czego różnice siły generowanej na rolkach hamowni będą zależeć od wybranego przełożenia skrzynki przekładniowej. W takim przypadku możliwe będzie określenie sprawności przekładni wraz z układem przeniesienia napędu w funkcji przełożenia skrzynki przekładniowej.

Hamownia podwoziowa MAHA LPS 3000 umożliwia przeprowadzenie testów pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej 3,5 Mg, z napędem przedniej lub tylnej osi lub o napędzie 4×4 (4WD), maksymalnej prędkości jazdy 250 km/h, maksymalnej sile pociągowej 16 kN, maksymalnej sumarycznej mocy 500 kW (250 kW – jedna oś), z dokładnością pomiaru ±2%. W pojazdach z napędem na cztery koła wartość siły pociągowej zostaje podzielona na osie w zależności od zmierzonej prędkości obrotowej rolki nieobciążonej (wolnobieżnej).

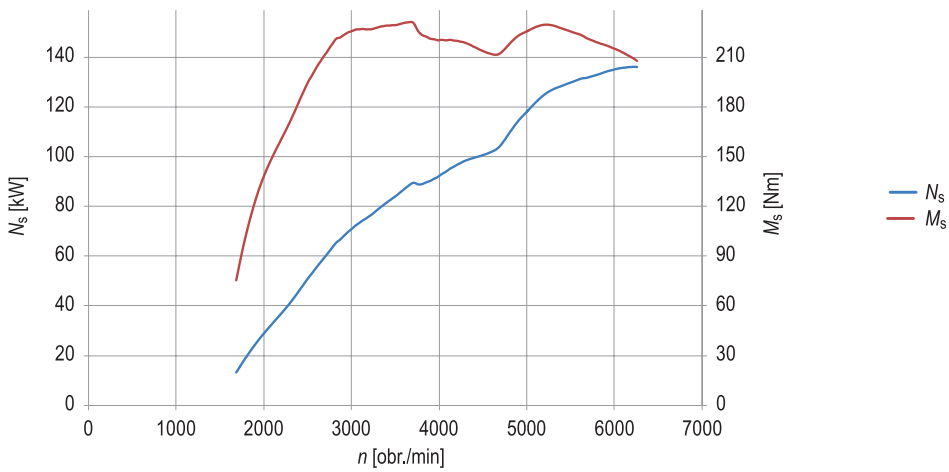
Na rysunku 11.6 przedstawiono widok ekranu do ustawienia parametrów charakteryzujących pojazd i jego silnik spalinowy podczas badania na hamowni podwoziowej MAHA LPS 3000. W celu wyznaczenia charakterystyki prędkościowej silnika stosuje się tryb pracy „pomiar mocy". Podczas badania w tym trybie jest wyznaczany przebieg momentu obrotowego silnika w funkcji prędkości obrotowej silnika, a na tej podstawie jest określana moc silnika. Wyznaczane są opory w układzie napędowym, tj. straty mocy, oraz jest określana moc na kołach pojazdu (rys. 11.7). Podczas testu są rejestrowane wielkości charakteryzujące warunki otoczenia.

Prędkościową charakterystykę zewnętrzną silnika spalinowego badanego pojazdu przedstawiono na rysunku 11.7.

W porównaniu z deklarowaną przez producenta mocą maksymalną dla nowego pojazdu, która wynosi 142 kW (przy $n$ = 6000 obr/min), i wartością maksymalnego momentu obrotowego 280 Nm (przy $n$ = 3200 obr/min) uzyskane wyniki charakteryzują się nieco mniejszymi wartościami ($N_{s\max}$ = 137 kW przy $n$ = 6230 obr/min, $M_{s\max}$ = 231 Nm przy $n$ = 3685 obr/min). Zmniejszenie wartości maksymalnej mocy i momentu obrotowego oraz przesunięcie ekstremów w charakterystyce silnika należy uznać za zjawisko naturalne dla silnika




Rysunek 11.6. Widok ekranu do ustawienia parametrów charakteryzujących pojazd podczas badania na hamowni
Źródło: opracowanie własne.

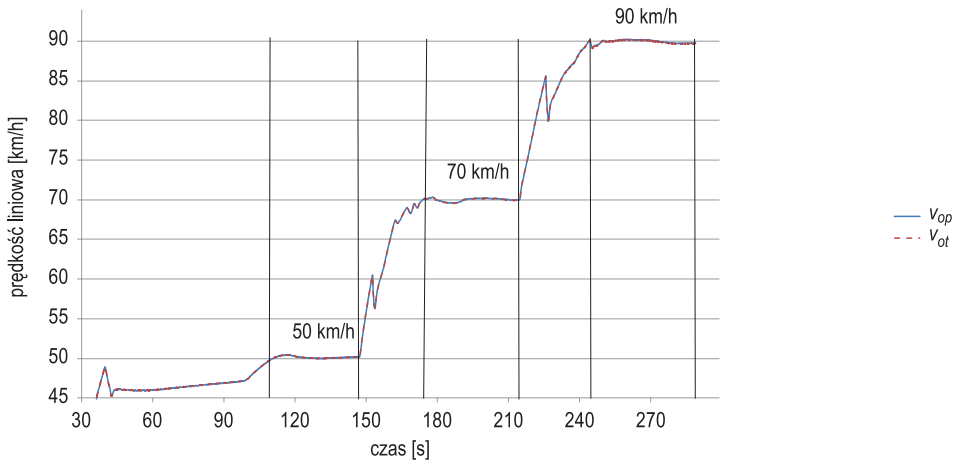



Rysunek 11.7. Charakterystyka zewnętrzna silnika badanego pojazdu; $N_s$ – moc silnika, $M_s$ – moment obrotowy silnika, $n$ – prędkość obrotowa wału korbowego silnika
Źródło: opracowanie własne.

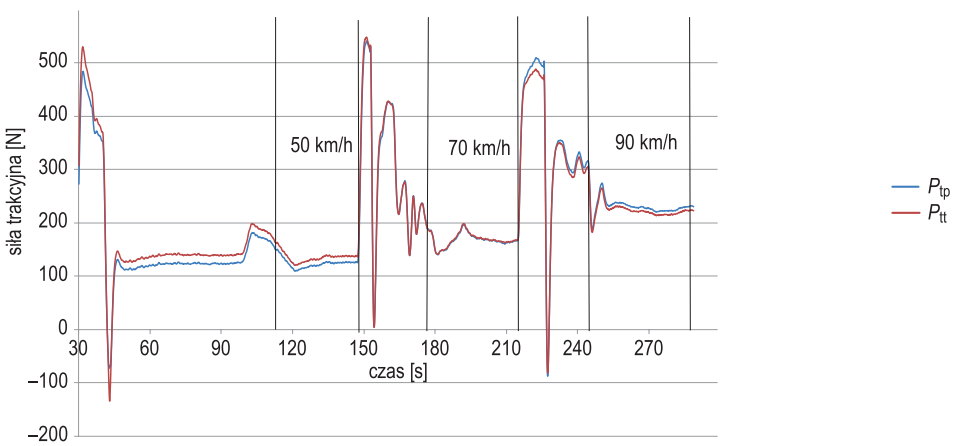
w pojeździe o przebiegu powyżej 300 tys. km. Można również zaobserwować nieznaczny spadek mocy i momentu obrotowego w przedziale 3600-4500 obr/min. Zjawisko to należy tłumaczyć zużyciem eksploatacyjnym i funkcjonowaniem układu zmiennych faz rozrządu, nie wpływa to jednak na cel wyznaczenia charakterystyki zewnętrznej silnika, tj. wykorzystanie wyników badań do budowy modelu symulacyjnego.

W pracy rozpatrzono trzy przykładowe zestawienia wyników badań eksperymentalnych. Wyniki wszystkich wariantów eksperymentów uwzględniono w budowie komputerowego modelu symulacyjnego.

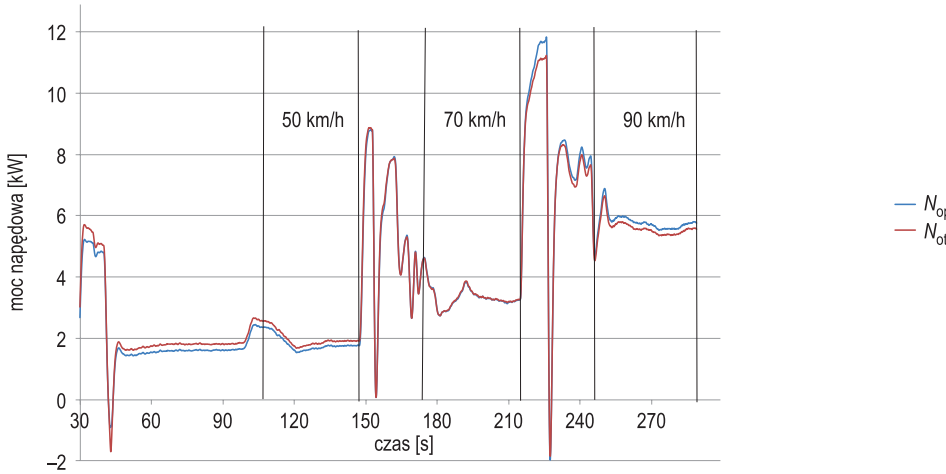
W pierwszym wariancie symulacja jazdy odbywała się z wyrównanymi wartościami efektywnymi obwodów toczenia (EOT) wszystkich kół pojazdu. Na rysunkach 11.8-11.10 przedstawiono w funkcji czasu zmiany prędkości jazdy, siły napędowej oraz mocy na kołach dla tego wariantu badań.




Rysunek 11.8. Przebieg zmian prędkości obwodowych kół poszczególnych osi podczas symulacji jazdy z założeniem jednakowych EOT; $v_{op}$ – prędkość obwodowa kół osi przedniej, $v_{ot}$ – prędkość obwodowa kół osi tylnej
Źródło: opracowanie własne.

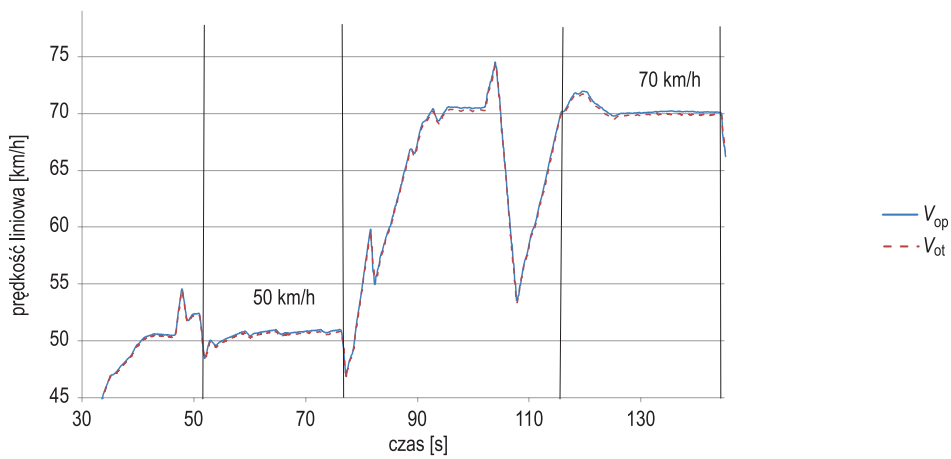



Rysunek 11.9. Przebieg zmian siły trakcyjnej na kołach napędowych poszczególnych osi podczas symulacji jazdy z założeniem jednakowych EOT; $P_{tp}$ – wartość siły trakcyjnej zarejestrowana na kołach osi przedniej, $P_{tt}$ – wartość siły napędowej zarejestrowana na kołach osi tylnej
Źródło: opracowanie własne.

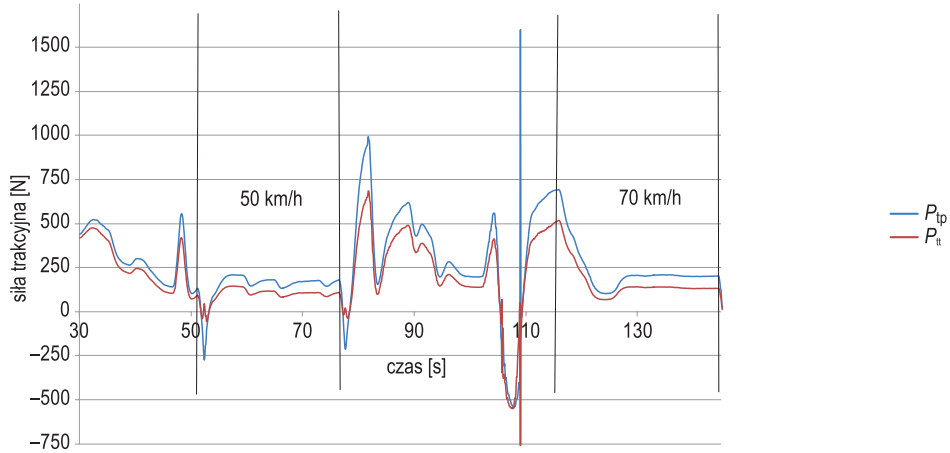



Rysunek 11.10. Przebieg zmian mocy napędowej na kołach napędowych poszczególnych osi podczas symulacji jazdy z założeniem jednakowych EOT; $N_{op}$ – wartość mocy napędowej uzyskanej na kołach osi przedniej, $N_{ot}$ – wartość mocy napędowej uzyskanej na kołach osi tylnej
Źródło: opracowanie własne.

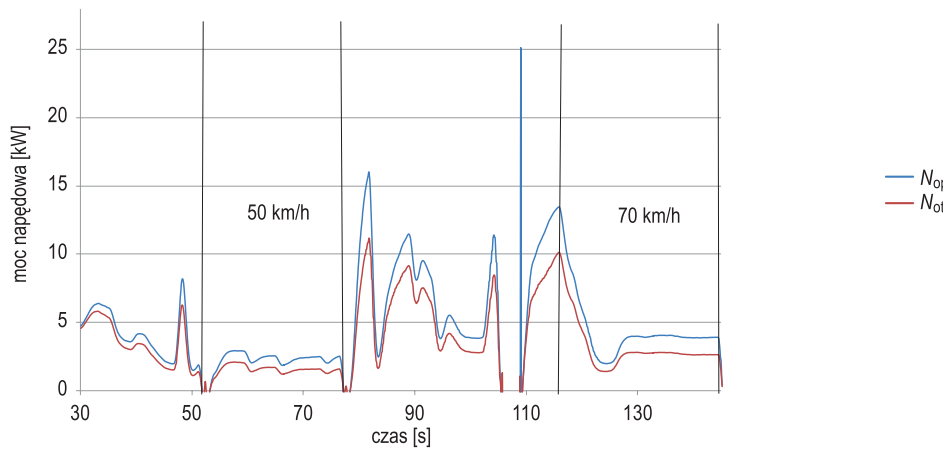
Kolejne prezentowane wyniki (rys. 11.11-11.13) dotyczą eksperymentu, w którym symulowano poruszanie się pojazdu, gdy EOT kół osi przedniej i tylnej są zróżnicowane. Regulując wartości ciśnienia w kołach w ramach wartości przewidzianych przez producenta pojazdu, ustalono dla osi przedniej wartości maksymalne (300 kPa), a dla osi tylnej wartości minimalne (240 kPa).




Rysunek 11.11. Przebieg zmian prędkości poszczególnych osi podczas symulacji dla $EOT_{kp}$>$EOT_{kt}$; $EOT_{kp}$ – efektywne obwody toczenia kół przednich, $EOT_{kt}$ – efektywne obwody toczenia kół tylnych, $V_{op}$ – prędkość obwodowa kół osi przedniej, $V_{ot}$ – prędkość obwodowa kół osi tylnej
Źródło: opracowanie własne.



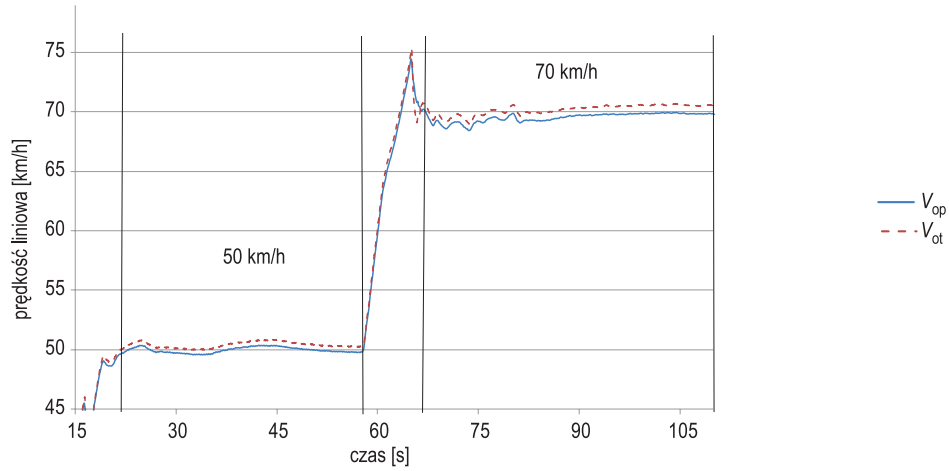

Rysunek 11.12. Przebieg zmian sił trakcyjnych poszczególnych osi podczas symulacji jazdy dla $EOT_{kp}$>$EOT_{kt}$; $P_{tp}$ – wartość siły trakcyjnej zarejestrowana na kołach osi przedniej, $P_{tt}$ – wartość siły napędowej zarejestrowana na kołach osi tylnej, $EOT_{kp}$ – efektywne obwody toczenia kół przednich, $EOT_{kt}$ – efektywne obwody toczenia kół tylnych
Źródło: opracowanie własne.



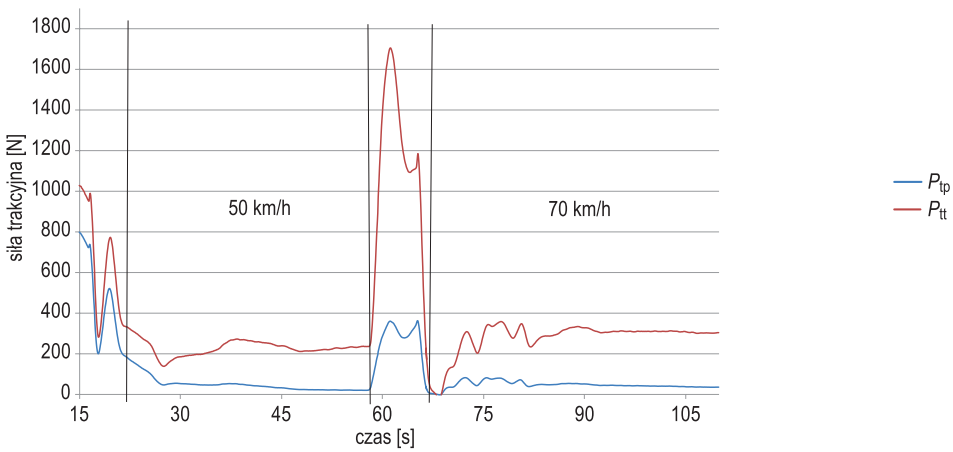

Rysunek 11.13. Przebieg zmian mocy na kołach napędowych poszczególnych osi podczas symulacji dla $EOT_{kp}$>$EOT_{kt}$; $N_{op}$ – wartość mocy napędowej uzyskanej na kołach osi przedniej, $N_{ot}$ – wartość mocy napędowej uzyskanej na kołach osi tylnej, $EOT_{kp}$ – efektywne obwody toczenia kół przednich, $EOT_{kt}$ – efektywne obwody toczenia kół tylnych
Źródło: opracowanie własne.

Wyniki przedstawionego eksperymentu, które dotyczą siły napędowej i mocy napędowej na kołach osi przedniej i tylnej są zróżnicowane. Uzyskano większe wartości siły i mocy na osi przedniej ze względu na większe wartości EOT kół tej osi.

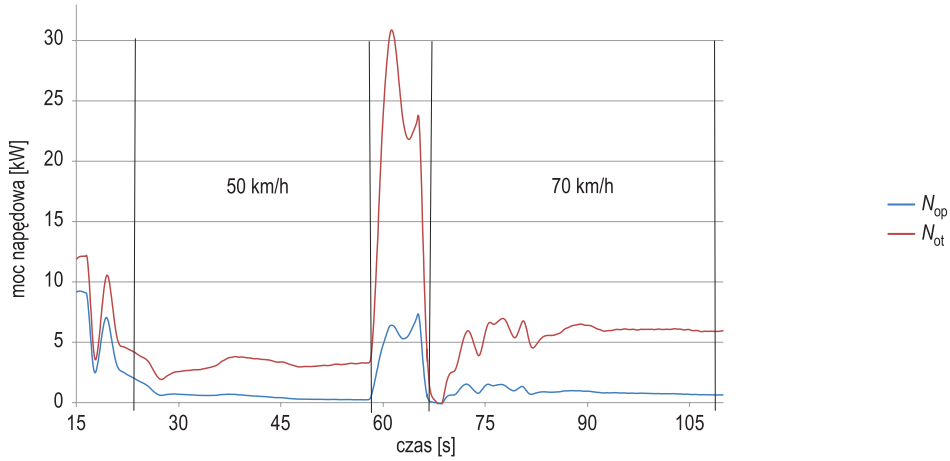
Kolejny wariant badania dotyczy przypadku, w którym jest symulowany ruch pojazdu, gdy wartości EOT kół osi przedniej są minimalne, a osi tylnej maksymalne. Wyniki dla tego wariantu badań przedstawiono na rysunkach 11.14-11.16.




Rysunek 11.14. Wykres zmian prędkości poszczególnych osi podczas symulacji jazdy dla $EOT_{kp}$<$EOT_{kt}$; $EOT_{kp}$ – efektywne obwody toczenia kół przednich, $EOT_{kt}$ – efektywne obwody toczenia kół tylnych, $V_{op}$ – prędkość obwodowa kół osi przedniej, $V_{ot}$ – prędkość obwodowa kół osi tylnej
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 11.15. Wykres zmian sił napędowych poszczególnych osi podczas symulacji jazdy dla $EOT_{kp}$<$EOT_{kt}$; $P_{tp}$ – wartość siły trakcyjnej zarejestrowana na kołach osi przedniej, $P_{tt}$ – wartość siły napędowej zarejestrowana na kołach osi tylnej, $EOT_{kp}$ – efektywne obwody toczenia kół przednich, $EOT_{kt}$ – efektywne obwody toczenia kół tylnych
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 11.16. Wykres zmian mocy napędowej na kołach napędowych poszczególnych osi podczas symulacji jazdy dla $EOT_{kp}<EOT_{kt}$; $N_{op}$ – wartość mocy napędowej uzyskanej na kołach osi przedniej, $N_{ot}$ – wartość mocy napędowej uzyskanej na kołach osi tylnej, $EOT_{kp}$ – efektywne obwody toczenia kół przednich, $EOT_{kt}$ – efektywne obwody toczenia kół tylnych
Źródło: opracowanie własne.

W tym przypadku również uzyskano wyniki zgodne z oczekiwaniami, mianowicie wartości siły i mocy na kołach osi tylnej były znacznie wyższe niż na osi przedniej. Sytuacja taka była spowodowana występowaniem momentu sprzęgającego w międzyosiowym mechanizmie różnicowym, który dążył do wyrównania prędkości kątowych wałów napędowych obu osi. Ponieważ EOT kół osi tylnej miały wyższe wartości niż dla kół osi przedniej, z wyrównanymi prędkościami kątowymi kół obu osi prędkość teoretyczna osi tylnej była większa od osi przedniej. Prędkość rzeczywista obu osi była taka sama, w związku z tym koła osi tylnej poruszały się z większym poślizgiem w porównaniu z kołami osi przedniej. W tym przypadku, przy większym poślizgu, jest wykorzystywany większy współczynnik przyczepności, co powoduje większą siłę trakcyjną kół tylnej osi.

W każdym z przypadków symulacji oprogramowanie hamowni podwoziowej dążyło do wyrównania wartości prędkości kątowych rolek urządzenia hamującego. W związku z tym uzyskane wartości poszczególnych prędkości praktycznie nakładają się na siebie. Sytuacja taka występuje podczas jazdy pojazdu w warunkach rzeczywistych, gdy przy niezgodności kinematycznej kół obu osi poruszają się one z tą samą prędkością liniową.

### 11.3.2. Badania symulacyjne pojazdu

W metodzie badania pojazdu z układem napędowym 4WD wykorzystuje się model symulacyjny zbudowany w oprogramowaniu AMESim. Podczas opracowywania modelu przyjęto następujące założenia i uproszczenia (Janulin 2017):
– opracowany model dotyczy układu napędowego pojazdu, którego obie osie kół są równoległe i leżą w płaszczyźnie równoległej do podłoża, po którym porusza się pojazd;
– rozpatrywany pojazd sprowadzono do układu na płaszczyźnie prostopadłej do podłoża i skierowanej wzdłuż osi wzdłużnej pojazdu, zakładając jego symetrię względem tej płaszczyzny;
– ze względu na założoną symetrię pojazdu przyjęto, że mechanizmy różnicowe w mostach napędowych poszczególnych osi są zredukowane;
– przyjęto, że siły i momenty oddziałujące na pojazd, uwzględnione w modelu, zostały zredukowane do wyznaczonej płaszczyzny;
– zastąpiono parametry rozłożone przez parametry skupione;
– przyjęto dyskretny rozkład ruchomych mas w postaci odpowiednio zredukowanych momentów bezwładności;
– przyjęto, że połączenia sprężysto-tłumiące w układzie napędowym są bezmasowe;
– przyjęto liniowe charakterystyki sprężystości wałów i półosi napędowych oraz elementów łączących;
– założono proste, liniowe zależności między zmiennymi fizycznymi opisującymi przyczyny i skutki;
– pominięto mało istotne oddziaływania między modelowanym układem a otoczeniem;
– pominięto wpływ zakłóceń przypadkowych.

Opracowany model zweryfikowano i zwalidowano (Janulin 2017). Przedstawiono główne zależności w nim wykorzystane.

Suma sił trakcyjnych poruszającego się ze stałą prędkością $v$ = const. pojazdu przeciwstawia się sumie sił oporów i wynosi:

$$\sum P_t = P_r + P_w + P_\mathrm{g} \tag{11.4}$$

gdzie:

siła oporu toczenia $P_r = m \cdot \mathrm{g} \cdot f \cdot \cos\alpha$,

siła oporu powietrza $P_w = 0{,}5 \cdot \rho \cdot A \cdot C_X \cdot v^2$,

siła oporu pokonywania wzniesienia $P_\mathrm{g} = m \cdot \mathrm{g} \cdot \sin\alpha$,

$m$ – masa pojazdu,

g – przyspieszenie ziemskie,

$\alpha$ – nachylenie wzniesienia drogi,

$f$ – współczynnik oporu toczenia,

$\rho$ – gęstość powietrza,

$A$ – powierzchnia czołowa pojazdu,
$C_X$ – współczynnik oporu powietrza,
$v$ – prędkość liniowa pojazdu.

Suma sił (11.4) jest równoważona jako suma ilorazów momentów napędowych na kołach do promieni kół odpowiednio na osi:

$$\sum P_t = \frac{M_{\mathrm{mrp}}}{r_F} + \frac{M_{\mathrm{mrt}}}{r_R} \tag{11.5}$$

gdzie:
$M_{\mathrm{mrp}}$ – moment napędowy kół przednich,
$M_{\mathrm{mrt}}$ – moment napędowy kół tylnych,
$r_F$ – promień dynamiczny kół przednich,
$r_R$ – promień dynamiczny kół tylnych.

Sumę sił z warunku przyczepności kół do podłoża opisano równaniem:

$$\sum P_t = Q_F \cdot \mu_F + Q_R \cdot \mu_R \tag{11.6}$$

gdzie:
$Q_F$ – nacisk kół przednich,
$Q_R$ – nacisk kół tylnych,
a wartości współczynników przyczepności są związane zależnością funkcyjną z wartością poślizgu $s$ (Pacejka 2005).

Wartość poślizgu jest wyznaczana z wyrażenia:

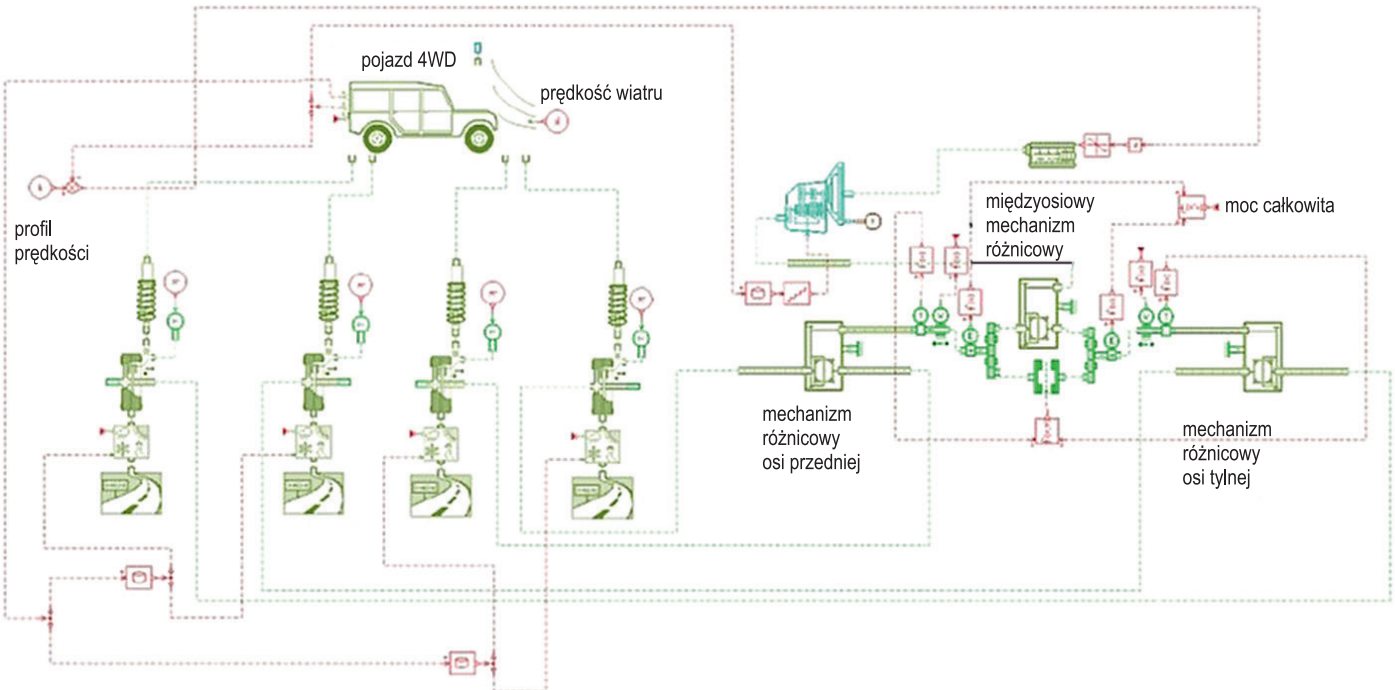
$$s = 1 - \frac{v}{v_t} \tag{11.7}$$

gdzie:
$v_t$ – prędkość teoretyczna jako iloczyn prędkości kątowej i promienia koła,
$v$ – prędkość jazdy.

Praca tarcia bieżnika opon $W_{fr}$ to suma iloczynu nacisków kół $Q_i$, współczynnika $\mu$ i drogi tarcia $L_{fr}$, gdzie droga tarcia to różnica między drogą teoretyczną wynikającą z prędkości kątowej i promienia koła a drogą rzeczywistą pokonaną przez pojazd

$$W_{fr} = \sum Q_i \cdot \mu \cdot L_{fr} \tag{11.8}$$

Na podstawie przedstawionych zależności opracowano model symulacyjny (rys. 11.17) z wykorzystaniem programu AMESim (AMESim® User's Guides 2013). Program ten umożliwia badania symulacyjne, których wyniki odzwierciedlają wpływ międzyosiowego mechanizmu różnicowego na zużycie opon samochodowych w zależności od zastosowanej konstrukcji międzyosiowego




Rysunek 11.17. Schemat modelu symulacyjnego pojazdu z układem napędowym 4WD zbudowanego w programie AMESim
Źródło: opracowanie własne.

mechanizmu różnicowego. Model zawiera szczegółowy opis warunków przyczepności kół napędowych (Pacejka 2005).

Przebieg symulacji zakładał prostoliniowy ruch pojazdu z ustaloną prędkością wynoszącą 20 m/s. Ruch odbywał się po drodze o nachyleniu wynoszącym $\alpha = 5°$. Do programu symulacyjnego wprowadzono masę pojazdu, rozkład mas między osiami napędowymi, wartości promieni dynamicznych oraz przebieg zmian współczynnika przyczepności $\mu$. Przebieg symulacji zakładał zmiany współczynnika przyczepności w funkcji drogi pokonanej przez pojazd. Wartość współczynnika $\mu = 1$ była stała na odcinku pierwszych 1500 m. Na odcinku kolejnych 500 m zmniejszyła się do wartości 0,4 i ta wartość była utrzymywana przez następne 1500 m. Następnie wartość współczynnika przyczepności ponownie rosła, by po pokonaniu kolejnych 500 m znów osiągnąć wartość $\mu = 1$ i pozostać na takim poziomie do końca trwania symulacji. W celu przeprowadzenia analizy wpływu niezgodności kinematycznych na zużycie opon przeprowadzono symulacje dla trzech wariantów wartości promieni dynamicznych:

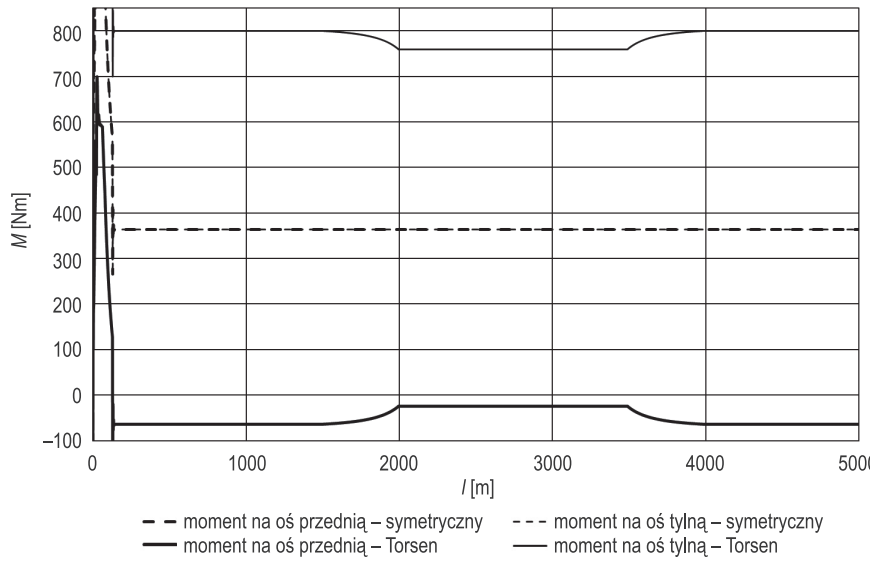
– $r_{\text{przód}} - r_{\text{tył}} = 0$ (przód = tył),
– $r_{\text{przód}} - r_{\text{tył}} < 0$ (przód < tył),
– $r_{\text{przód}} - r_{\text{tył}} > 0$ (przód > tył).

Dla wariantów symulacji założono różnicę wartości promieni dynamicznych na poziomie 2%. To może odpowiadać sytuacji, gdy na kołach jednej osi są zamontowane opony zużyte, ale dopuszczone do ruchu po drogach (wartość grubości bieżnika min. 1,6 mm), a na kołach drugiej osi zamontowano opony nowe (grubość bieżnika ok. 8 mm). Taka wartość zróżnicowania promieni dynamicznych kół jest wartością graniczną dopuszczalną przez systemy sterujące układem napędowym pojazdu. Badania symulacyjne przeprowadzono dla układu napędowego 4WD wyposażonego w międzyosiowy mechanizm różnicowy Torsen oraz dla porównania w otwarty mechanizm różnicowy symetryczny

## 11.4. Wyniki badań symulacyjnych

W wynikach badań symulacyjnych zaobserwowano znaczny wpływ wprowadzonych do układu niezgodności kinematycznych na zróżnicowanie rozdziału momentu napędowego między osiami napędowymi (rys. 11.18). Należy zwrócić uwagę, że w przypadku zastosowania w układzie napędowym mechanizmu Torsen jako międzyosiowego mechanizmu różnicowego wszelkie różnice w wartościach promieni dynamicznych kół osi przedniej i tylnej powodują znaczne zaburzenia momentów napędowych, a co za tym idzie – uzyskiwanych na kołach napędowych wartości sił trakcyjnych. Zjawisko to występuje zarówno na nawierzchni o wyższej wartości współczynnika $\mu = 1$, jak i na nawierzchni o współczynniku $\mu = 0{,}4$. W przypadku zastosowania w układzie napędowym otwartego symetrycznego międzyosiowego mechanizmu różnicowego momenty obrotowe

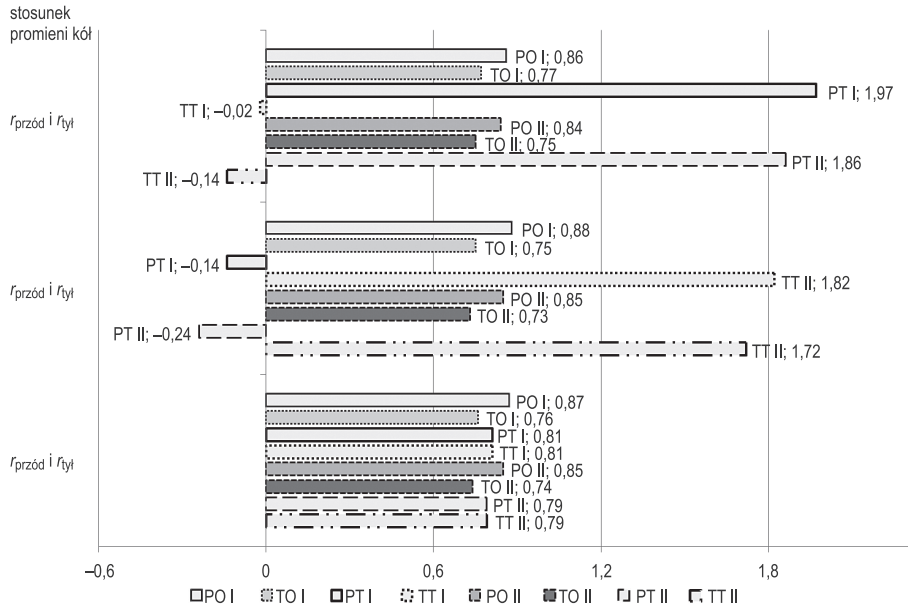
dostarczane do osi napędowych miały zbliżone wartości, a układ nie był czuły na wprowadzane niezgodności kinematyczne. Związane jest to z charakterystyką obu rozwiązań. W przypadku symetrycznego mechanizmu układ dąży do wyrównywania wartości momentów napędowych na obu osiach. W przypadku zastosowania mechanizmu różnicowego Torsen układ ten dąży do wyrównywania wartości prędkości obrotowych wałów napędowych przedniego i tylnego.




Rysunek 11.18. Przebiegi zmian wartości momentu obrotowego na wałach napędowych (oś przednia – linia gruba, oś tylna – linia cienka), odpowiednio: mechanizm Torsen (linie ciągłe), symetryczny (lnie przerywane), w sytuacji gdy $r_F - r_R < 0$
Źródło: opracowanie własne.

W związku z tym, jeżeli wprowadzić w badaniach symulacyjnych niezgodności kinematyczne, można zaobserwować, że wały napędowe przy mechanizmie różnicowym Torsen mają bardzo zbliżone prędkości obrotowe, natomiast moment napędowy na obu osiach w tych samych warunkach różni się znacznie. W rozpatrywanej sytuacji przedstawionej na rysunku 11.18 można zaobserwować (dotyczy mechanizmu Torsen), że wartości momentu napędowego na osi przedniej utrzymują się w zakresie wartości ujemnych, co świadczy o tym, że koła przednie hamują pojazd, a koła tylne go napędzają. Uzyskiwane wartości momentów napędowych przekładają się również na wartości poślizgu kół napędowych.

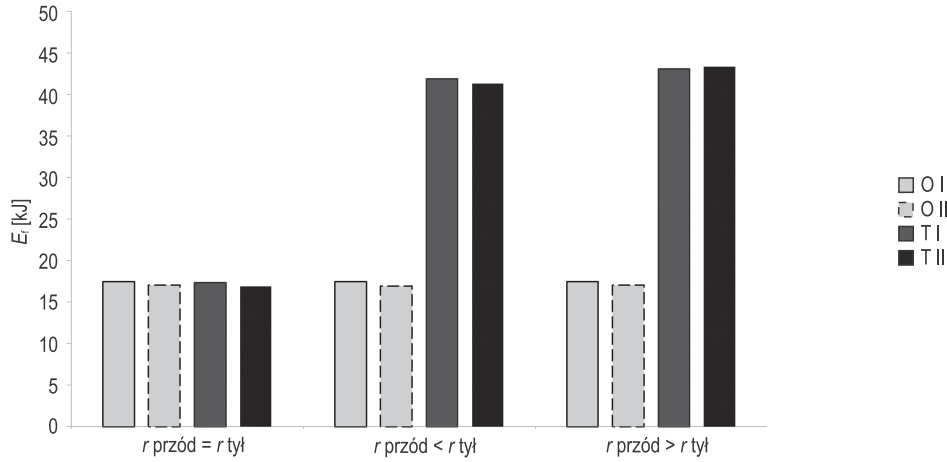
Na rysunku 11.19 przedstawiono wartości poślizgu dla dwóch rodzajów nawierzchni drogi (I: $\mu$ = 1, II: $\mu$ = 0,4) dla mechanizmu różnicowego Torsen (T) oraz otwartego symetrycznego mechanizmu różnicowego (O) w trzech wariantach wartości promieni dynamicznych kół napędowych pojazdu.




Rysunek 11.19. Zmiany wartości poślizgu kół osi przedniej i tylnej uwzględniające stosunek promieni kół i rozwiązanie konstrukcyjne mechanizmu różnicowego (opis oznaczeń w tekście)
Źródło: opracowanie własne.

Wartości te przedstawiono osobno dla kół osi przedniej (F) oraz dla kół osi tylnej (R). Zaobserwowano, że wartości poślizgu poszczególnych kół napędowych z wyrównanymi promieniami dynamicznymi kół obu osi są do siebie zbliżone. Jeżeli jednak w układzie pojawiają się niezgodności kinematyczne w wyniku zróżnicowania wartości promieni dynamicznych kół osi przedniej i tylnej, dla układu wykorzystującego mechanizm różnicowy Torsen wartości poślizgu kół osi przedniej i tylnej ulegają znacznemu zróżnicowaniu. W związku z tym w niektórych rozpatrywanych wariantach może wystąpić przyspieszone zużywanie opon w pojeździe, jak również mogą być większe straty energii (rys. 11.20), powoduje to wyższe zapotrzebowanie na moc ze źródła energetycznego, a co za tym idzie – wzrasta zużycie paliwa.

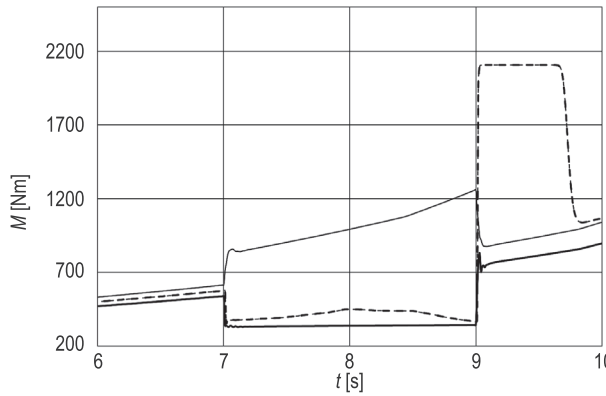
Podczas badań symulacyjnych układu napędowego z mechanizmem różnicowym Torsen z wprowadzonymi w układ niezgodnościami kinematycznymi ($r_F > r_R$) podczas ruchu na nawierzchni o dobrej przyczepności ($\mu$ = 1) zaobserwowano większe wartości poślizgu kół osi przedniej. W wyniku wyższego poślizgu występuje również przyspieszone zużycie opon tej osi. W porównaniu z wynikami analogicznego wariantu symulacji dla pojazdu wyposażonego w symetryczny międzyosiowy mechanizm różnicowy wzrost zużycia opon osi przedniej z mechanizmem różnicowym Torsen wyniósł 89,22%. Wartość bezwzględna zużycia opon z mechanizmem różnicowym Torsen wyniosła 7,7 mm$^3$ na 100 km przebiegu pojazdu. Dla symulacji ruchu po nawierzchni o niskim




Rysunek 11.20. Sumaryczna praca sił tarcia opon ($E_f$) podczas rozdziału momentu w poszczególnych mechanizmach różnicowych i w zróżnicowanych stosunkach promieni dynamicznych kół napędowych na odcinku drogi 1 km
Źródło: opracowanie własne.

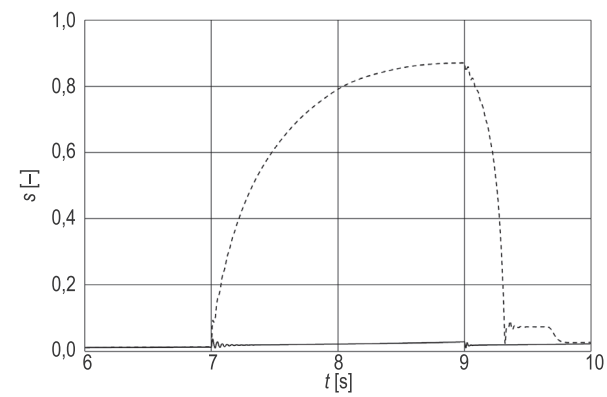
współczynniku przyczepności ($\mu$ = 0,4) dla analogicznego wariantu symulacji ($r_F > r_R$) zużycie opon osi przedniej zwiększa się w stosunku do pojazdu z mechanizmem symetrycznym o 90,2%. Podobnie można zaobserwować zmiany zużycia opon dla wariantu symulacji, gdy $r_F < r_R$, wówczas zwiększa się jednak zużycie opon osi tylnej. Gdy wartości promieni dynamicznych są wyrównane, podczas poruszania się pojazdu po różnych nawierzchniach drogi zaobserwowano dla mechanizmu różnicowego Torsen zwiększone zużycie opon kół tylnej osi o 16% oraz zmniejszenie zużycia opon kół osi przedniej o 22% w stosunku do układu wyposażonego w mechanizm symetryczny. Wiąże się to z charakterystyką funkcjonowania mechanizmu Torsen oraz rozkładem mas w pojeździe, a co za tym idzie – z większym obciążeniem kół osi tylnej.

Wyniki symulacji pokazują, że podczas jazdy na lodzie symetryczny mechanizm różnicowy powoduje gwałtowny wzrost prędkości kątowej ślizgających się kół. Na przykład podczas symulacji w ciągu 9 s (kiedy pojazd poruszał się z jedną osią na oblodzonej nawierzchni) prędkości kątowe kół przedniej i tylnej osi wynosiły odpowiednio 1100 rad/s i 200 rad/s. W analogicznej sytuacji dla pojazdu wyposażonego odpowiednio w mechanizm różnicowy typu Torsen: 200,3 rad/s i 200,2 rad/s. Wynika z tego, że międzyosiowy mechanizm różnicowy Torsen nie pozwalał na poślizg kół napędowych, nawet gdy pojazd poruszał się na lodzie. Na rysunku 11.21 przedstawiono, jak zachodzi rozkład momentu napędowego między osiami napędowymi. W przypadku mechanizmu symetrycznego podział wynosi 50/50, ponieważ ta sama wartość momentu napędowego jest skierowana na wały napędowe przedniej i tylnej osi. Niższa wartość momentu napędowego z mechanizmem symetrycznym wynikała ze współpracy




Rysunek 11.21. Tendencje zmian momentu napędowego ($M$) przenoszonego na przednią i tylną oś z międzyosiowym mechanizmem różnicowym: symetrycznym (linia przerywana), Torsen (linia ciągła)
Źródło: opracowanie własne.

kół osi przedniej z podłożem o współczynniku przyczepności $\mu$ = 0,1. W tych warunkach koła przedniej osi się ślizgały (rys. 11.22), co spowodowało wzrost strat energii. W momencie powrotu przyczepności (w 9. sekundzie symulacji) można zaobserwować znaczny wzrost wartości momentu napędowego. Jest to wynikiem akumulacji energii obrotowej ślizgających się kół i pracy w innym punkcie charakterystyki zewnętrznej, ze względu na większą prędkość obrotową wału korbowego silnika. Należy zauważyć, że w analogicznej sytuacji mechanizm różnicowy Torsen wykazywał zupełnie inne właściwości. W początkowej fazie przyspieszania zaobserwowano niewielkie różnice w wartościach momentu napędowego dostarczanego do kół osi przedniej i tylnej, z uwagi na występujące różnice w wartościach sił pionowych obciążających koła osi przedniej i tylnej,




Rysunek 11.22. Porównanie poślizgu ($s$) przedniej osi pojazdu podczas symulacji z wykorzystaniem międzyosiowego mechanizmu różnicowego: symetryczny (linia przerywana), Torsen (linia ciągła)
Źródło: opracowanie własne.

a także w wyniku niewielkich różnic w wartościach promieni dynamicznych kół obu osi. Nieznacznie większymi wartościami charakteryzowała się oś tylna. Kiedy przednie koła napotykają oblodzoną nawierzchnię (w 7. sekundzie symulacji), następuje wzrost wartości momentu napędowego na osi tylnej i spadek wartości momentu napędowego przekazywanego osi przedniej. Moment napędowy był kierowany na oś, której koła miały lepszą przyczepność do nawierzchni drogi. W 9. sekundzie symulacji wartości momentów napędowych dostarczonych na koła przedniej i tylnej osi wyniosły odpowiednio 310 Nm i 1250 Nm. Zmiana wartości poślizgu kół osi przedniej jest znikoma (rys. 11.22). W momencie, gdy dwie osie poruszają się ponownie w warunkach przyczepności odpowiadających nawierzchni asfaltowej (wartość $\mu$=0,9), rozkład momentu obrotowego między osiami napędowymi wraca do stosunku z początku symulacji.

## 11.5. Podsumowanie i wnioski

W pojazdach wyposażonych w napęd 4WD wykorzystujących różne konstrukcje międzyosiowych mechanizmów różnicowych można zaobserwować zmiany dystrybucji momentu napędowego wpływające na charakterystykę zużycia opon. Na podstawie danych z literatury (Li i in. 2012; Davari i in. 2017; Chen, Prathaban 2013; Svendenius 2007) przyjęto hipotezę o liniowej zależności między zużyciem opon samochodowych a siłą pionową obciążającą koła oraz wartością poślizgu, w związku z czym podczas analizy wyników badań symulacyjnych szczególną uwagę poświęcono uzyskiwanym na poszczególnych kołach napędowych poślizgom.

Z przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że w przypadku zastosowania w układzie napędowym mechanizmu różnicowego Torsen jako międzyosiowego mechanizmu różnicowego wszelkie różnice w wartościach promieni dynamicznych kół osi przedniej i tylnej powodują znaczne zaburzenia momentów napędowych, a co za tym idzie – uzyskiwanych na kołach napędowych sił trakcyjnych.

Uzyskiwane wartości momentów napędowych przekładają się również na wartości poślizgu kół napędowych. Na przykład w wyrównanych wartościach promieni dynamicznych podczas poruszania się pojazdu po różnych nawierzchniach drogi dla mechanizmu Torsen zaobserwowano zwiększone zużycie opon kół tylnej osi o 16% oraz zmniejszenie zużycia opon kół osi przedniej o 22% w stosunku do układu wyposażonego w mechanizm symetryczny. Wiąże się to z charakterystyką funkcjonowania mechanizmu Torsen oraz rozkładem mas w pojeździe, a co za tym idzie – z większym obciążeniem kół osi tylnej. Bez względu na rodzaj nawierzchni po wprowadzonych do układu niezgodności kinematycznych obserwuje się znaczny (ok. 90%) wzrost zużycia ogumienia osi

charakteryzujących się większą wartością promieni dynamicznych z zastosowaniem w układzie napędowym mechanizmu różnicowego Torsen w porównaniu z symetrycznym mechanizmem różnicowym.

Na podstawie uzyskanych wyników badań symulacyjnych można stwierdzić, że zastosowanie mechanizmu Torsen w roli międzyosiowego mechanizmu różnicowego w układzie napędowym powoduje większe zużycie opon pojazdu niż w przypadku mechanizmu symetrycznego. Mechanizm różnicowy Torsen dąży do wyrównywania prędkości obrotowych kół osi przedniej i tylnej, podczas gdy symetryczny mechanizm różnicowy w każdych warunkach przyczepności dąży do równego podziału momentu napędowego między koła przedniej i tylnej osi napędowej.

**Literatura**


*AMESim® User's Guides*. 2013. LMS Imagine S.A., Roanne – France, s. 596.

Chen Z., Prathaban S. 2013. *Modeling of tyre parameters' influence on transport productivity for heavy trucks*. Chalmers University of Technology, Gothenburg.

Davari M.M., Jerrelind J., Trigell A.S., Drugge L. 2017. *Extended brush tyre model to study rolling loss in vehicle dynamics simulations*. International Journal of Vehicle Design, 73(4): 255-280.

Dębowski A. 2011. *Modelling of centre differential control*. Journal of KONES Powertrain and Transport, 18(1).

Fischer R., Gscheidle R., Heider U., Hohman B., Keil W., Mann J., Pichler W., Schlogl B., Siegmayer P., Wimmer A., Wormer G. 2012. *Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych. Podręcznik do nauki zawodu technik pojazdów samochodowych*. Wydawnictwo REA, Warszawa.

Heißing B., Bleck U., Bensinger J., Müller E. 1988. *The Influence Of A Torsen Centre Differential On The Handling Of Four-Wheel Drive Vehicles*. SAE Technical Paper, 885140.

Janulin M. 2017. *Wybrane aspekty efektywności układu przeniesienia napędu typu 4WD pojazdu kołowego*. Praca doktorska. Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, Olsztyn.

Singh K.B., Taheri S. 2015. *Estimation of tire – road friction coefficient and its application in chassis control systems*. Systems Science & Control Engineering, 3(1): 39-61. doi: 10.1080/21642583.2014.985804.

Kolator B., Janulin M., Vrublevskyi O. 2018. *Effect of a Torsen Differential Mechanism on Car Tyre Wear*. Tribologia, 280(4): 31-37.

Li Y., Zuo S., Lei L., Yang X., Wu X. 2012. *Analysis of impact factors of tire wear*. Journal of Vibration and Control, 18(6): 833-840.

Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. 2011. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Second Edition. Springer: Heidelberg, Dordrecht, London, New York.

Pacejka H. 2005. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, Amsterdam.

Steinwart J., Bauder A., Ohrnberger G. 1990. *Design and Development of the New Audi 3.6 litre, 32 Valve V8 Engine*. SAE Technical Paper, 900650.

Svendenius J. 2007. *Tire Modeling and Friction Estimation*. Department of Automatic Control, Lund University, Lund.

## BADANIA TRAKCYJNE POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH 4WD


### Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań i analizę funkcjonowania układu przeniesienia napędu na cztery koła w samochodzie osobowym (4WD). Opisano przepływ momentu obrotowego w układzie napędowym 4WD. Rozpatrzono dwa różne rozwiązania konstrukcyjne mechanizmów różnicowych wykorzystywane do dystrybucji mocy napędowej na osie przednią i tylną. Pierwsze rozwiązanie to otwarty mechanizm różnicowy symetryczny, drugie – mechanizm Torsen. Do określenia eksperymentalnych stanów trakcyjnych badanego pojazdu wykorzystano dwuosiową hamownię podwoziową MAHA LPS 3000 z rejestracją wartości sił napędowych kół osi przedniej i tylnej oraz ich prędkości obwodowych. Hamownia ta umożliwia również zróżnicowanie prędkości obwodowych międzyosiowych. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych zwalidowano model symulacyjny napędu 4WD. Wyniki badań symulacyjnych posłużyły do przeprowadzenia analizy i oceny funkcjonowania pojazdu 4WD z wykorzystaniem dwóch typów międzyosiowych mechanizmów różnicowych w aspekcie zużycia opon i nakładów energetycznych.


## TRACTION TESTS OF 4WD VEHICLES


### Abstract

The chapter of the monograph presents the results of research and analysis of the functioning of the four-wheel drive transmission system in a passenger car (4WD). Torque flow in 4WD drive system is described. Two different design solutions of differential mechanisms used to distribute motive power to the front and rear axles were considered. The first solution is an open symmetrical differential, the second – a Torsen mechanism. To determine the experimental traction states of the tested vehicle, a MAHA LPS 3000 two-axle chassis dynamometer was used with registration of the values of driving forces of the front and rear axle wheels and their peripheral speeds. This dynamometer also enables differential circumferential speeds to be varied. Based on the results of experimental research, the 4WD drive simulation model was validated. The results of simulation tests were used to analyze and evaluate the functioning of the 4WD vehicle using two types of inter-axle differential mechanisms in terms of tire wear and energy expenditure.

Jarosław Gonera[1], Piotr Szczyglak[2],
Michał Janulin[3], Oleksandr Vrublevskyi[4]

ROZDZIAŁ 12

# WPŁYW ESTRÓW METYLOWYCH KWASÓW TŁUSZCZOWYCH NA EKSPLOATACJĘ SILNIKA DIESLA

## 12.1. Wprowadzenie

Dostęp do paliw przeznaczonych do napędu pojazdów i maszyn w przyszłości może warunkować rozwój gospodarczy i społeczny kraju. Obecnie do produkcji paliw wykorzystuje się takie nośniki energii, jak: węgiel, ropa naftowa, gaz ziemny i stanowią one 80% komponentów wykorzystywanych do produkcji paliw. Zasoby paliw kopalnych kurczą się i zakłada się, że złoża ropy naftowej zostaną wyczerpane za 51 lat, gazu ziemnego za 53 lata, a węgla wystarczy jeszcze na 153 lata (Stryjakiewicz i in. 2017).

Obecnie szacuje się światowe zasoby ropy naftowej na 240,7 mld ton, z czego na terenie UE występuje ich tylko 0,29%. W przypadku gazu ziemnego światowe złoża to 186,6 biliona $m^3$, z czego UE posiada z nich tylko 0,69%. W przypadku zużycia proporcje te są inne. UE zużywa 13,87% wydobywanej na świecie ropy naftowej i 12,1% wydobywanego gazu. Z danych tych wynika, że gospodarka UE w dużym stopniu zależy od importu tych surowców, a niestabilna sytuacja na rynkach światowych może negatywnie odbić się na gospodarce UE z powodu ograniczonego dostępu do ropy naftowej i gazu ziemnego. Z tego powodu należy podjąć działania w celu znalezienia alternatywnych nośników energii, które można by było wykorzystać do napędu pojazdów i maszyn roboczych. Czas do realizacji tego typu działań jest bardzo krótki, a wszelkie zaniedbania w tej kwestii mogą mieć dla UE katastrofalne skutki (Gawlik, Mokrzycki 2017).

Zapotrzebowanie światowe na paliwa do napędu pojazdów rośnie, a mają na to wpływ następujące czynniki (Stryjakiewicz i in. 2017):

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: jarosław.gonera@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[3] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.
[4] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

– przyrost demograficzny – liczba użytkowanych pojazdów rośnie wraz z przyrostem ludności;
– dochody ludności – wraz ze wzrostem zamożności społeczeństwa wzrasta liczba kupowanych pojazdów;
– dynamika rozwoju gospodarczego – wzrost produkcji wymusza potrzebę zakupu środków transportowych do jej obsługi;
– migracja ludzi na tereny o mniejszym zaludnieniu – zwiększenie odległości między miejscem zamieszkania i miejscem pracy generuje dodatkowe potrzeby komunikacyjne;
– redukcja kosztów eksploatacji pojazdów – zmniejszenie kosztów eksploatacji (mniejsza awaryjność, niższe koszty zakupu, spadek ceny paliw) powoduje wzrost intensywności użytkowania.
– chęć poprawy wizerunku – posiadanie kilku pojazdów jest postrzegane jako oznaka zamożności, co dla wielu ludzi jest ważne w czasie budowania relacji społecznych.

Na naszych oczach zmienia się rozkład światowej floty samochodowej. Dynamiczny wzrost liczby pojazdów można zaobserwować w rozwijających się krajach Dalekiego Wschodu. W 2005 r. aż 24% wszystkich światowych pojazdów należało do USA, a do Chin i Indii tylko 4%. Przewiduje się, że ta sytuacja diametralnie się zmieni i w 2050 r. to Chiny będą posiadać 20% wszystkich światowych pojazdów, Indie 13%, a dopiero na trzecim miejscu uplasuje się USA z 12% światowych środków transportowych. Pozostałe rozwinięte gospodarki, do których trzeba zaliczyć UE, w 2050 r. będą dysponować tylko 18% wszystkich światowych pojazdów (w 2005 r. 47%) (Kierzkowski 2009). Dynamiczny wzrost liczby użytkowanych pojazdów znacząco może się przyczynić do szybszego wyczerpania zasobów naturalnych.

Dynamicznie zmieniająca się sytuacja na rynku paliw kopalnych wymusza poszukiwania nowych strategii energetycznych opartych na produkcji paliw z odnawialnych źródeł energii, które są konkurencyjne ekonomicznie i nie zaspokajają partykularnych interesów wąskiej grupy społecznej (Kołtuniewicz, Kapłon 2006).

W UE działania mające na celu pobudzenie rynku biopaliw zainicjowała wprowadzona 8 maja 2003 r. Dyrektywa Unii Europejskiej 2003/30/WE w sprawie wsparcia działań mających na celu użycie biopaliw w transporcie lub innych paliw odnawialnych. Postawione w tym dokumencie cele powinny być realizowane na zasadach dobrowolności. Dodatkowo w 2009 r. przyjęty przez Parlament Europejski i Radę pakiet klimatyczno-energetyczny zakłada zwiększenie udziału energii odnawialnej w transporcie do 10% w 2020 r., a także poprawę efektywności energetycznej o 20%. Regulacje te miały na celu pobudzenie zainteresowania inwestycjami na rynku biopaliw (Berny i in. 2015).

Biopaliwa wytwarza się z biomasy. Należą one do grupy odnawialnych źródeł energii w odróżnieniu od paliw kopalnych i są biodegradowalne. Biopaliwa są nośnikami przetworzonej energii słonecznej w procesie fotosyntezy. Komponen-

tami do produkcji biopaliw mogą być oleje i alkohole pozyskane z takich roślin, jak: rzepak, konopie, kukurydza, buraki, len, algi, trzcina cukrowa i wiele innych (Berny i in. 2015).

Biopaliwa do silników spalinowych muszą mieć następujące właściwości:
– łatwość tworzenia w układzie dolotowym mieszanki paliwowo-powietrznej;
– właściwości dostosowane do sposobu funkcjonowania układu zasilania;
– zapewnić prawidłowy proces spalania;
– zapewnić prawidłowe funkcjonowanie silnika w zmiennych warunkach pogodowych;
– generować produkty spalania o niskiej toksyczności;
– niską podatność na starzenie.

W UE do silników z zapłonem samoczynnym jako biopaliwa lub komponenty do ich produkcji stosuje się najczęściej: estry metylowe wyższych kwasów tłuszczowych FAME (ang. *Fatty Acid Methyl Esters*) lub estry etylowe wyższych kwasów tłuszczowych FAEE (ang. *Fatty Acid Ethyl Esters*). Są to biopaliwa wytwarzane na bazie olejów, zarówno roślinnych, jak i zwierzęcych. W warunkach europejskich do ich produkcji najczęściej stosuje się olej rzepakowy. W systemach rozproszonych, gdzie proces produkcyjny jest realizowany na małą skalę, częściej produkuje się FAME, a w przypadku dużych instalacji przemysłowych wytwarza się głównie FAEE. Wynika to z ograniczonej dostępności alkoholu etylowego (skomplikowane procedury dotyczące składowania i obrotu). FAME powstają w wyniku reakcji między surowym olejem (mieszanina kwasów tłuszczowych, od kwasu laurynowego do kwasu erukowego) a alkoholem metylowym w obecności katalizatora. Proces ten jest niezbędny, by uzyskane w ten sposób paliwo miało właściwości zbliżone do oleju napędowego. W tabeli 12.1 przedstawiono wybrane parametry FAME, oleju rzepakowego i oleju napędowego (Krzemieniewski 2014).

Wytwarzanie paliwa z oleju rzepakowego odbywa się w specjalistycznych zakładach lub małych przetwórniach. W dużych przedsiębiorstwach większość procesów jest w pełni zautomatyzowana, co zapewnia dużą wydajność. Z kolei małe przetwórnie służą głównie do produkcji biopaliwa, przede wszystkim na potrzeby własne jednego gospodarstwa. W jednym i drugim przypadku wytwarzanie biopaliwa składa się z dwóch głównych etapów, czyli z pozyskiwania oleju z rzepaku oraz z estryfikacji oleju generującej paliwo. Ważnym etapem procesu wytwórczego jest właściwe przygotowanie komponentów, polegające na czyszczeniu i suszeniu nasion. Dzięki temu poprawia się płynność oleju, niszczone są grzyby i bakterie oraz dezaktywowane substancje trujące. Po etapie suszenia w rzepaku nie może znajdować się zbyt dużo wody. Jej dopuszczalna zawartość to 8%. Zbyt duża zawartość wody powoduje jej uwalnianie do oleju z nasion podczas tłoczenia, zbyt mała natomiast wpływa na obniżenie sprawności wyciskania. Kolejnym procesem jest wstępne tłoczenie surowca, najczęściej w prasach ślimakowych, które pozwalają pozyskać ponad 50% oleju zawartego w nasionach. Po tym etapie w dużych zakładach następuje ekstrakcja heksanem.

Tabela 12.1. Wybrane parametry oleju napędowego, oleju rzepakowego i FAME

| Parametr | Olej napędowy standardowy | Olej rzepakowy | FAME |
|---|---|---|---|
| Gęstość przy 15°C [kg·dm$^{-3}$] | 0,82-0,845 | 0,90-0,92 | 0,86-0,90 |
| Lepkość kinematyczna przy 40°C [mm$^{2}$·s$^{-1}$] | 2-4,5 | 34-39 | 3,5-5 |
| Wartość opałowa [MJ·kg$^{-1}$] | 42,7-43,5 | 36,7-37,7 | 37,0-37,2 |
| Wartość opałowa [MJ·dm$^{-3}$] | 35,7-35,8 | 33,7-34,0 | 32,4-33,1 |
| Liczba cetanowa | min. 51 | 40,0-44,0 | min. 51 |
| Zawartość wody [mg/kg] | max 200 | – | max 500 |
| Masa molowa [kg·kmol$^{-1}$] | 120-320 | 882-883 | 296 |
| Stechiometryczne zapotrzebowanie na tlen [kg powietrza/kg paliwa] | 14,57 | 12,43 | 12,50 |
| Analiza elementarna [% m/m]<br>C<br>H<br>O | <br>86,0-86,4<br>13,4-14,0<br>brak | <br>77,0-78,0<br>10,0-11,7<br>10,5-12,0 | <br>76,8-78,0<br>12,1<br>10,0-11,0 |
| CFPP [°C] | do -35 | +5 do +18 | do -20 |
| Liczba Conradsona [% m/m] | 0,01-0,04 | < 0,01-0,012 | < 0,01-0,05 |
| Zawartość siarki | max 10 mg/kg | 0,009-0,012 % m/m | max 10 mg/kg |
| Temperatura zapłonu [°C] | min. 55 | 317-324 | min. 120 |
| Zawartość związków aromatycznych [% m/m] | 8 | – | – |

Źródło: opracowano na podstawie Bocheńskiego (2003), PN-EN 14214 (2012), rozporządzenia ministra gospodarki z 2 lutego 2012 (DzU z 7.02.2012 r., nr 2012, poz.136).

Dzięki temu uzyskuje się odzysk oleju dochodzący do 98%. W przypadku małych przetwórni ze względów ekonomicznych są stosowane tylko metody ekstrakcji mechanicznej (Apfelbeck 1989; Bocheński 2003).

Kolejny proces, jakim jest rafinacja, jest stosowany w dużych zakładach i ma na celu neutralizację lub usunięcie zanieczyszczeń, fosfolipidów, barwników, białka, kwasów tłuszczowych, produktów utleniania, metali, produktów zapachowych i smakowych, które znajdują się w oleju. W skład rafinacji wchodzą: odszlamianie, odkwaszenie, wybielanie i dezodorowanie. Podczas odszlamiania część zanieczyszczeń łączy się z wodą i w wirówkach jest usuwana. W procesach odkwaszania następuje oddzielanie od cząstek trójgliceryny wolnych kwasów tłuszczowych, powstają mydła, które są odpowiednio usuwane. Wydzielenie różnego typu barwników, m.in. chlorofilu i karotenu, następuje podczas wybielania. W wyniku tego zabiegu dochodzi do poprawy trwałości, zapachu i smaku samego oleju roślinnego przez absorbcję ciśnieniową środków wybielających, głównie węgla aktywnego, oraz filtrację. Kolejny etap, którym jest dezodorowanie, polega na przetrzymywaniu produktu w wysokiej temperaturze przez 48 godzin oraz destylację parą wodną w temperaturze ok. 250°C. Po tych zabiegach otrzymanym produktem jest w pełni rafinowany olej rzepakowy,

składający się z trójglicerydów, kwasów tłuszczowych, wolnych kwasów tłuszczowych (ok. 1%) i innych pozostałości (Bocheński 2003).

W małych przetwórniach ze względu na wysoki koszt nie jest stosowana rafinacja. Następuje jedynie oczyszczanie oleju przez sedymentację, filtrację i odwirowanie. Podczas filtracji są stosowane filtry paliwa o zdolności oczyszczenia 4-5 μm. Jeżeli w półprodukcie występuje duża zawartość fosfolipidów, można zastosować odszlamianie oraz zmniejszyć intensywność tłoczenia (Bocheński 2003).

Po otrzymaniu oleju rzepakowego konieczne jest przetworzenie go na bioester, który będzie mógł być stosowany do zasilania silników z zapłonem samoczynnym. Proces ten zredukuje lepkość, która jest dziesięciokrotnie wyższa w przypadku oleju rzepakowego od tradycyjnego oleju napędowego. Podczas produkcji biopaliwa mogą być stosowane następujące metody (Demirba 2000; Stumborg i in. 1996; Schwab i in. 1986; Schwab i in. 1988):
– hydrorafinacja (uwodornienie) olejów roślinnych;
– rozcieńczanie olejów roślinnych;
– piroliza lub kraking olejów roślinnych;
– emulgowanie olejów roślinnych;
– transestryfikacja olejów roślinnych.

Z wymienionych metod tylko transestryfikacja olejów roślinnych jest powszechnie stosowana w małych przetwórniach funkcjonujących w systemie rozproszonym. Wpływają na to głównie niewielkie koszty i łatwość przeprowadzenia procesu. Głównym procesem transestryfikacji olejów roślinnych jest reakcja cząsteczek triglicerydu (estry kwasów tłuszczowych, gliceryna) z alkoholem w obecności silnych kwasów lub zasad, które tworzą mieszaninę estrów alkilowych kwasów tłuszczowych oraz glicerynę. Podczas transestryfikacji otrzymuje się kolejno: diacyloglicerole, monoacyloglicerole i glicerole (Żmudzińska-Żurek i in. 2009). Proces ten ma na celu zmniejszenie lepkości do poziomu akceptowalnego dla układu wtryskowego, polepszenie opóźnienia samozapłonu, a także obniżenie temperatury krzepnięcia i mętnienia. W tych procesach powstają dwie frakcje: lekka i ciężka. Frakcja lekka to: estry metylowe kwasów tłuszczowych, nadmiar metanolu, pozostałości katalizatora i nieprzereagowanego oleju. Frakcja ciężka to: gliceryna, metanol i mieszanina mydeł, woda, estry metylowe, fosfolipidy, mono- i diglicerol, barwniki i inne związki (Bocheński 2003). Na prawidłowość przebiegu procesu transestryfikacji duży wpływ ma odpowiednia proporcja molowa oleju rzepakowego do metanolu, skład chemiczny i stopień oczyszczenia oleju, temperatura i czas samego procesu, intensywność mieszania oraz rodzaj użytego katalizatora (Żmudzińska-Żurek i in. 2009).

Produkcja biopaliw jest wciąż udoskonalana i pojawiają się nowe technologie ich wytwarzania, jak: ciśnieniowa, bezciśnieniowa i z użyciem ultradźwiękowego mieszadła kawitacyjnego. Technologia ciśnieniowa, tzw. gorąca, jest przeprowadzana w sposób ciągły w temperaturze ok. 240°C i pod ciśnieniem 9–10 MPa. Jako katalizator jest używany specjalnie przygotowywany kwas siarkowy albo fosforowy. W tym procesie metanol jest podawany w dużym nadmiarze w stosunku

do oleju. Głównymi zaletami tej metody są niskie koszty produkcji i duża jakość biopaliwa. Wadami są skomplikowana budowa i duże koszty aparatury do wytwarzania biopaliwa (Krzemieniewski i in. 2014; Żmudzińska-Żurek, Grzywacz-Wątroba 2012).

Podczas stosowania technologii bezciśnieniowej, tzw. zimnej, jest używany katalizator alkaliczny NAOH lub KOH w temperaturze procesu 20-70°C pod ciśnieniem atmosferycznym. W tej metodzie jest stosowany niewielki nadmiar metanolu w stosunku do oleju. Główną zaletą tej metody jest niewielki koszt aparatury. Wadą natomiast jest stosunkowo wysoki koszt jednostkowy wytworzonego paliwa, które ponadto jest niższej jakości (Bocheński 2003).

Podczas stosowania technologii wytwarzania bioestrów metylowych z użyciem ultradźwiękowego kawitacyjnego mieszadła jest stosowany również katalizator alkaliczny NaOH lub KOH z niewielkim nadmiarem metanolu. Proces zachodzi w temperaturze 45-65°C, czas przetwarzania to 5-30 sekund, natomiast czas separacji 60 minut. Mieszanie oleju z katalizatorem następuje w sposób ciągły za pomocą nastaw pomp. Do poprawy jednorodności wsadu wykorzystuje się mieszadło statyczne (Hielscher Ultrasound Technology).

## 12.2. Analiza właściwości biopaliwa wytworzonego do badań własnych

Realizowane badania wpływu spalania w silniku bioestrów metylowych w symulowanych warunkach obciążeń wymusiły wytworzenie paliwa B-100. Do tego celu użyto następujących komponentów:

– olej rzepakowy w ilości 50 $dm^3$ (olej surowy niepoddany procesowi uzdatniania, wytłoczony mechanicznie z nasion rzepaku);
– metanol w ilości 7,1 $dm^3$;
– KOH w ilości 0,77 kg.

Proces estryfikacji przeprowadzono w temperaturze 64°C. Po zakończeniu tego procesu paliwo rozdzielano grawitacyjnie przez 24 godziny. Do wytworzenia estrów metylowych oleju rzepakowego użyto zaprojektowanej i wykonanej w Katedrze Budowy Eksploatacji Pojazdów i Maszyn instalacji do produkcji B-100 (rys. 12.1).

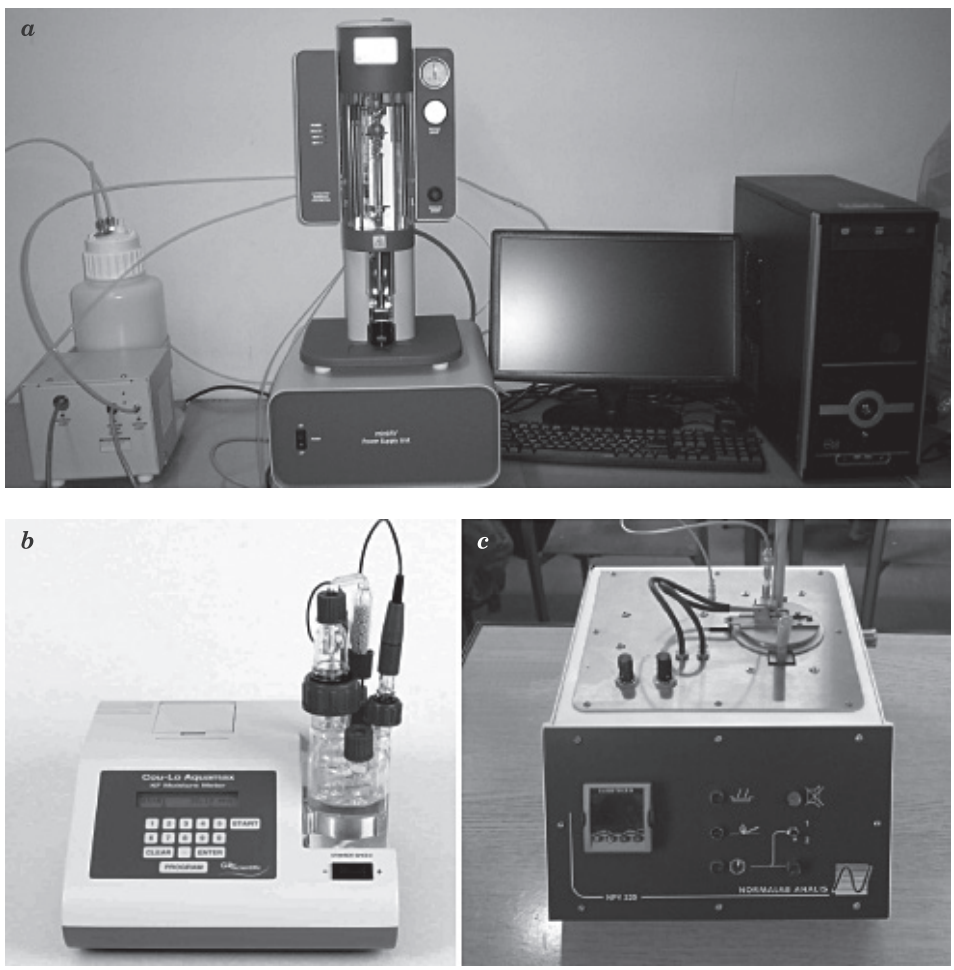
Po wytworzeniu biopaliwa przeprowadzono analizę jego podstawowych parametrów fizykochemicznych. W pierwszej kolejności oznaczono gęstość oleju bazowego oraz B-100. Wykorzystano do tego aerometr i łaźnię wodną DP Petrotest. Badania przeprowadzono w temperaturze 25°C. Bazowy olej rzepakowy miał gęstość 0,913 kg/$dm^3$, natomiast bioester metylowy miał gęstość równą 0,89 kg/$dm^3$. Niższa wartość gęstości bioestru jest pożądana, ponieważ jest bliższa gęstości oleju napędowego będącego podstawowym paliwem stosowanym w silnikach z zapłonem samoczynnym.

Rysunek 12.1. Instalacja do produkcji B-100
Źródło: opracowano na podstawie Krzemieniewskiego i in. (2014).

Podczas badań oznaczono również zawartość wody w paliwie. W tym celu wykorzystano analizator Cou-Lo Aquamax KF. Badania wykonywano na podstawie zasady analizy kalorymetrycznej. Woda, która znajdowała się w próbce paliwa, była miareczkowana kolorymetrycznie do osiągnięcia wcześniej zdefiniowanego punktu końcowego, w którym jest obecna minimalna nadwyżka wolnego jodu. Z wykorzystaniem aparatu Aquamax wyznaczono zawartość wody, określając niezbędną ilość elektrolitu wymaganą do wyprodukowania żądanej ilości jodu. Podczas stosowania tej metody nie jest konieczna procedura kalibracji. Urządzenie w sposób automatyczny dobiera prędkość miareczkowania. Zależy od ilości wody w próbce. Prędkość miareczkowania jest redukowana, gdy jest osiągnięty punkt końcowy. Po zakończeniu miareczkowania automatycznie jest drukowany wynik. Badania wykonano zgodnie z normą EN ISO 12937:2000 w temperaturze 25°C. Średnia zawartość wody z pięciu pomiarów dla bazowego oleju rzepakowego wyniosła 225,084 mg/kg, natomiast dla otrzymanego bioestru metylowego 218,128 mg/kg. Zgodnie z normą PN-EN 14214 zawartość wody w biopaliwie nie powinna przekraczać 500 mg/kg, uzyskany wynik jest więc

na akceptowalnym poziomie. Zmniejszenie ilości wody w B-100 w stosunku do oleju rzepakowego będącego komponentem w procesie wytwórczym spowodowała wysoka temperatura estryfikacji (odparowanie).

Oznaczono także lepkość kinematyczną. Jest to parametr charakteryzujący wewnętrzny opór płynu. W przypadku wiskozymetrów czas, w którym przepływa stała objętość płynu, jest wprost proporcjonalny do lepkości kinematycznej. Do badań wykorzystano wiskozymetr miniAV®-X, w którym zautomatyzowano część operacji. Testy lepkości wykonano w temperaturze badanego płynu wynoszącej 40°C, zgodnie ze specyfikacją ASTM D 445 i normą EN ISO 3104:1996.




Rysunek 12.2. Aparatura użyta do wyznaczenia parametrów oleju rzepakowego i wyprodukowanych estrów metylowych oleju rzepakowego: *a* – automatyczny wiskozymetr miniAV, *b* – analizator zawartości wody Cou-Lo Aquamax KF, *c* – tester temperatury zapłonu, tygiel zamknięty NPV 220
Źródło: opracowanie własne – Piotr Szczyglak.

Średnia wartość lepkości kinematycznej z trzech pomiarów dla oleju rzepakowego wynosiła 34,343 CSt, a dla bioestru metylowego 4,86 CSt. Należy zauważyć, że niska wartość lepkości kinematycznej jest bardzo istotnym parametrem z punktu widzenia funkcjonowania nowoczesnych układów wtryskowych. Wartości uzyskane dla bioestru metylowego mieszczą się w normach przewidzianych dla paliw do zasilania silników ZS (wartość z zakresu 3,5-5 CSt wg PN-EN 14214).

Temperatura zapłonu jest to najniższa temperatura, w której dojdzie do zapalenia par paliwa. Do oznaczenia temperatury zapłonu wykorzystano aparat FLASH POINT Model NPV 220. Podczas testów ogrzewano bioester metylowy w warunkach ustalonych i cyklicznie wygenerowane pary poddawano zapłonowi, aż do momentu ich zapalenia, zwiększając temperaturę co 5°C. Po zapaleniu się par paliwa umieszczono nową próbkę paliwa i powtórzono procedurę, rozpoczynając od temperatury 5°C niższej od uzyskanej temperatury zapłonu. Tym razem w kolejnych cyklach zwiększano temperaturę o 1°C. W ten sposób z dokładnością do 1°C ustalono temperaturę, w której zapalają się pary paliwa. Jako wynik końcowy przyjęto średnią arytmetyczną z 3 pomiarów. Testy wykonano zgodnie z normą EN ISO 3679:2002. Temperatura zapłonu dla wytworzonego estru metylowego na bazie oleju rzepakowego wyniosła 165,33°C. Wartość ta jest zgodna z wytycznymi normy PN-EN 14214 (co najmniej 100°C).

Do wyznaczenia odczynu pH użyto przyrządu Liquisys M CPM223 + CPS11. Zmierzone pH dla rzepakowego oleju bazowego wynosiło 4,75. Z kolei dla bioestru metylowego wartość pH wynosiła 6,74.

Na rysunku 12.2 przedstawiono aparaturę pomiarową użytą do wyznaczenia parametrów oleju rzepakowego i wyprodukowanych estrów metylowych oleju rzepakowego.

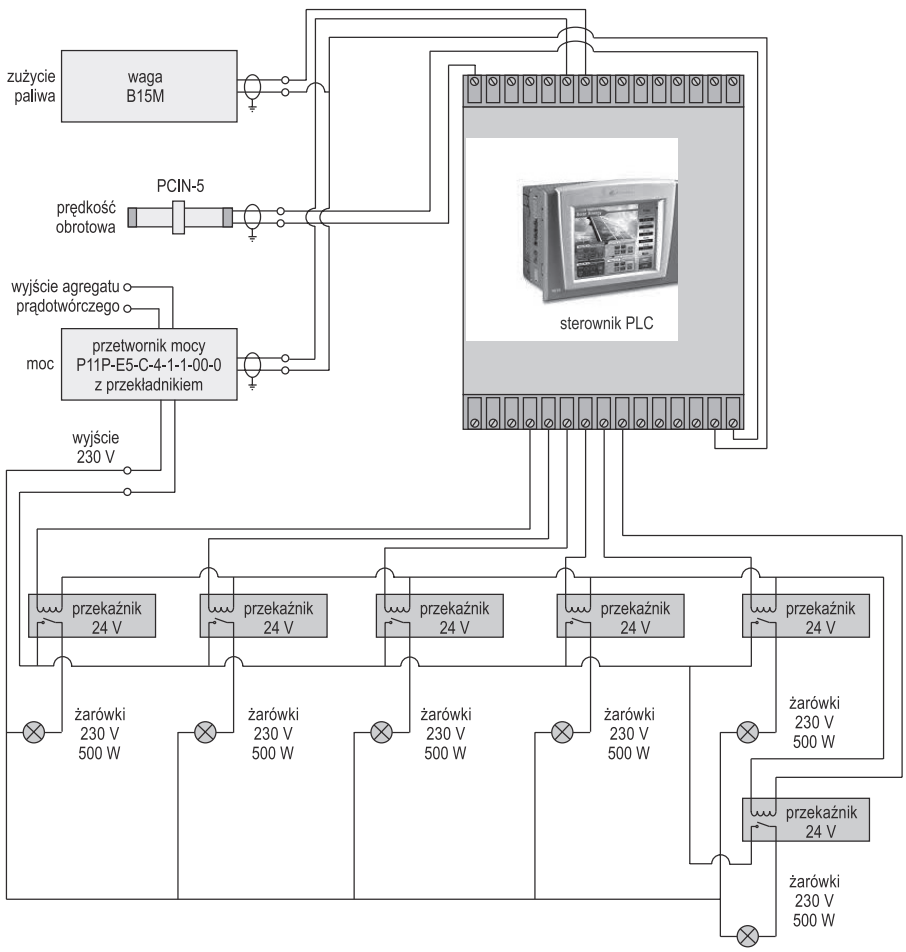
## 12.3. Metodyka badań

W ramach pracy wykonano wiele badań mających na celu określenie wpływu spalanych bioestrów metylowych na podzespoły silnika z zapłonem samoczynnym. Dodatkowo w czasie testów wyznaczono zużycie paliwa dla wybranych nośników energii (bioestry oleju rzepakowego, ON i ON B7). Jako przedmiot badań przyjęto silnik spalinowy ZS. Do realizacji założonego celu użyto zaprojektowanego i wykonanego w Katedrze Budowy Eksploatacji Pojazdów i Maszyn stanowiska silnikowego. Oparto je na agregacie prądotwórczym KIPOR z jednocylindrowym silnikiem o zapłonie samoczynnym KM-178. Agregat obciążono baterią odbiorników o charakterystyce rezystancyjnej (żarówki 500 W/230 VAC). W agregacie prądotwórczym zdemontowany zbiornik paliwa osadzono na wadze B15M. Do sterowania wymuszeniami użyto sterownik OPLC V570 z modułami rozszerzeń. Zadaniem układu sterowania było generowanie powtarzalnych scenariuszy obciążeń (uruchamianie żarówek w ściśle określonych przedziałach czasowych), a także rejestracja z częstotliwością 1 Hz takich parametrów, jak:

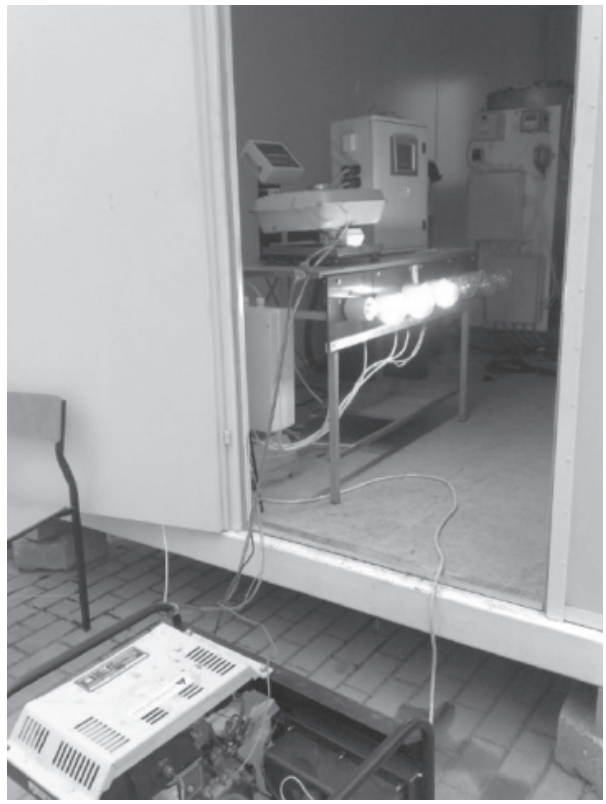
– moc obciążająca agregat prądotwórczy (przetwornik mocy P11P-E5-C-4-1-1-00-0 Lumel z przekładnikiem – dokładność pomiarowa 1 W);
– prędkość obrotowa wału korbowego silnika (czujnik PCID-5RP – dokładność 1 obr/min);
– masa zużytego paliwa (waga B15M – dokładność pomiarowa 0,001 kg);
– temperatura spalin (termopara K – dokładność 1°C).

Schemat układu sterowania przedstawiono na rysunku 12.3, a na rysunku 12.4 zdjęcie stanowiska badawczego.

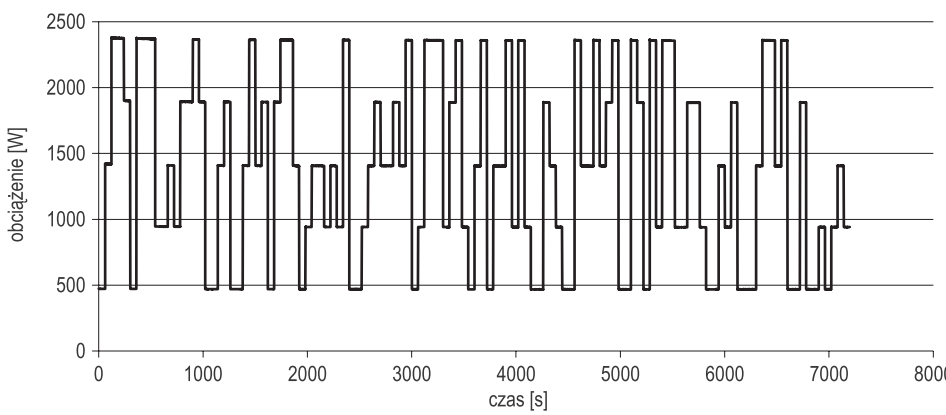
Program nadzorujący funkcjonowanie stanowiska badawczego uruchamiał w odpowiedniej sekwencji zadaną liczbę żarówek, tak by symulować zmiany obciążenia silnika w czasie. Przebieg czasowy obciążenia w czasie testu zużycia paliwa przedstawiono na rysunku 12.5.




Rysunek 12.3. Schemat układu sterowania procesem sterowania agregatem prądotwórczym
Źródło: opracowanie własne.



Rysunek 12.4. Widok stanowiska badawczego
Źródło: opracowano na podstawie Krzemieniewskiego (2014).




Rysunek 12.5. Przebieg czasowy obciążenia agregatu prądotwórczego
w czasie testu zużycia paliwa
Źródło: opracowanie własne.

Badania z użyciem stanowiska silnikowego realizowano wieloetapowo. Na początku wykonano 5 cykli pomiarowych. Każdy z nich trwał trzy godziny. Na tym etapie zasilano silnik olejem napędowym wyprodukowanym przez firmę PKN ORLEN SA. Miał on domieszkę 7% bioestrów i był standardowej jakości (zgodnej z obowiązującymi przepisami). Próba ta miała na celu opracowanie bazy wiedzy niezbędnej do analiz porównawczych spalania paliwa B-100 w testowanym silniku. Następnie wykonano 5 cykli pomiarowych, podczas których silnik był zasilany paliwem B-100. Podczas każdego z etapów badań rejestrowano parametry pracy agregatu prądotwórczego. Co jedną sekundę monitorowano i rejestrowano temperaturę spalin, prędkość obrotową wału korbowego silnika, zużycie paliwa oraz chwilowe obciążenie. Następnie przeprowadzono testy objętościowe strumienia spalin analizatorem KOMPACT 8003. Dzięki temu rejestrowano: współczynnik zadymienia spalin oraz stężenia w spalinach CO, HC, $CO_2$, $O_2$ i $NO_x$ w zmiennych warunkach obciążeń. Na ostatnim etapie badań przeprowadzono testy zużycia paliwa. Jako nośniki energii przyjęto: estry metylowe oleju rzepakowego, olej napędowy B7 firmy PKN ORLEN SA i olej napędowy bez dodatku biokomponentu firmy Lotos. Komercyjne oleje napędowe były przeznaczone dla okresu przejściowego (minimalna temperatura blokowania zimnego filtra niższa niż -10°C). Dla każdego z badanych paliw przeprowadzono po 3 próby. Wyznaczone zużycie paliwa to średnia arytmetyczna z uzyskanych wyników.

## 12.4. Analiza uzyskanych wyników

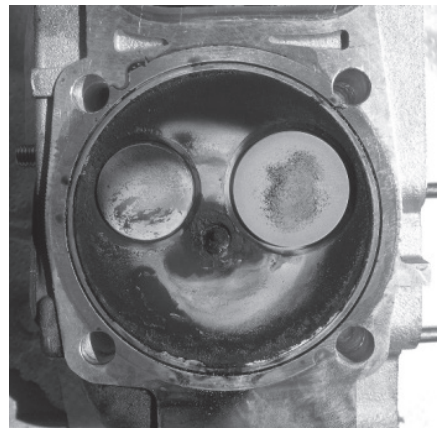
Po wykonaniu badań z wykorzystaniem oleju napędowego bez biokomponentów oraz bioestru metylowego B-100 stwierdzono, że przebieg procesu spalania w obu przypadkach nie był jednakowy. Podczas zasilania silnika paliwem B-100 zaobserwowano chwilowy spadek prędkości obrotowej wału korbowego silnika, a także chwilowy wzrost zadymienia spalin w chwilach odpowiadających zmianom obciążenia silnika. Ponadto po pierwszych 30 min pracy silnika zasilanego bioestrem metylowym B-100 doszło do zablokowania przepływu paliwa przez filtr (rys. 12.6) w wyniku jego uszkodzenia. Konieczna była wymiana filtra na zewnętrzny, umieszczony w przewodzie paliwowym. Po 60 min pracy silnika z wykorzystaniem paliwa B-100 doszło również do wycieku paliwa i zawilgocenia przewodów paliwowych. Wynikało to ze szkodliwego wpływu tego paliwa na uszczelnienia zbiornika paliwa oraz przewody paliwowe. Uszczelnienia i przewody paliwowe wymieniono po tym na nowe, o wyższej odporności na warunki szkodliwe. Po wykonaniu opisanych napraw i adaptacji agregatu prądotwórczego wykonano kolejne 5 cykli pomiarowych, w czasie których nie wystąpiły usterki.

Po wykonaniu wszystkich etapów badań, w czasie których spalano B-100, przystąpiono do weryfikacji stanu silnika funkcjonującego w stanowisku

Rysunek 12.6. Widok niedrożnego filtru paliwa
Źródło: opracowanie własne – Michał Janulin.

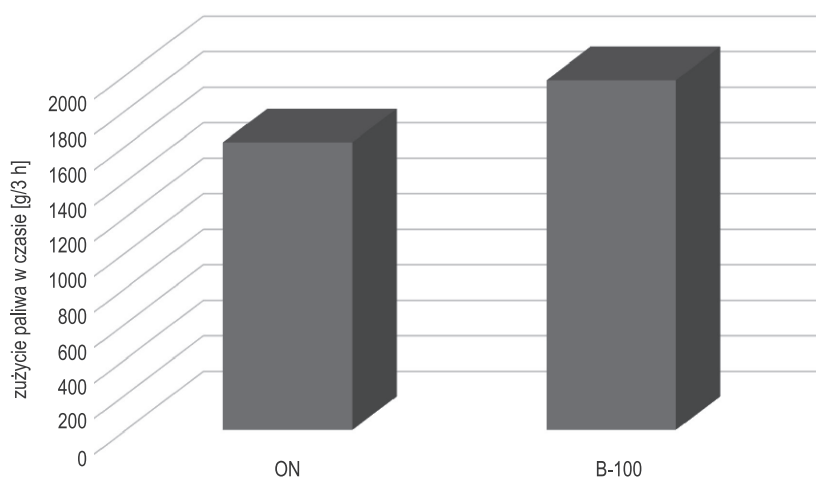
badawczym. Na skutek zasilania silnika bioestrem metylowym B-100 doszło do znacznego zanieczyszczenia wtryskiwacza paliwa. Jego iglica się blokowała i dochodziło do chwilowego zmniejszenia dawki paliwa i chwilowego spadku prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Po wymontowaniu wtryskiwacza stwierdzono znaczne ilości sadzy na iglicy wtryskiwacza (rys. 12.7). Duże zanieczyszczenia były widoczne również na głowicy silnika (rys. 12.8), w okolicy zaworów. Powstało ono na skutek nieprawidłowo funkcjonującego wtryskiwacza pod koniec ostatniego etapu badań.

Rysunek 12.7. Widok zanieczyszczonego wtryskiwacza silnika po zasilaniu paliwem B-100
Źródło: opracowanie własne – Michał Janulin.

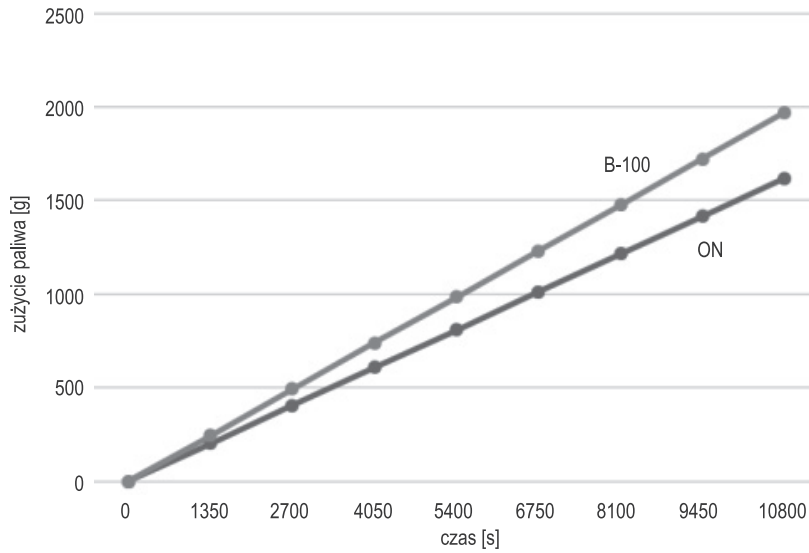


Rysunek 12.8. Widok głowicy silnika zasilanego paliwem B-100
Źródło: opracowanie własne – Michał Janulin.

Podczas badań stwierdzono również większe zużycie paliwa podczas zasilania silnika paliwem B-100 w porównaniu z zasilaniem olejem napędowym. Wynikało to z mniejszej wartości energetycznej bioestru metylowego. Średnio podczas 3 h pracy silnik zużywał o 350 g mniej oleju napędowego (rys. 12.9). Można stwierdzić, że po zastosowaniu do zasilania silnika bioestru metylowego B-100 zużycie paliwa wzrasta o ponad 20%. Analizując wyniki zużycia paliwa podczas jednego z cykli, można zaobserwować liniową zmianę zużycia paliwa, zarówno podczas zasilania silnika paliwem B-100, jak i olejem napędowym (rys. 12.10). Przez cały cykl pomiarowy zużycie paliwa z zastosowaniem do zasilania silnika paliwa B-100 utrzymywało się na wyższym poziomie niż z olejem napędowym.

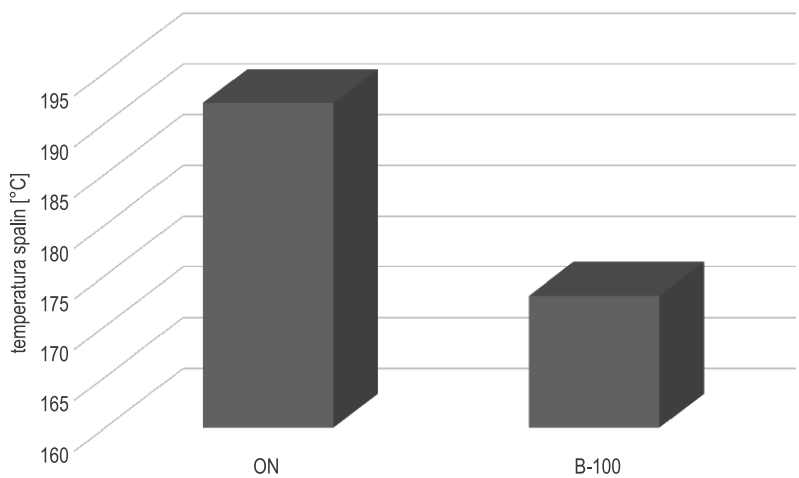



Rysunek 12.9. Zużycie paliwa po 3 h pracy silnika
w warunkach opracowanego testu badawczego
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 12.10. Charakterystyka zużycia paliwa przez silnik pracujący w warunkach opracowanego testu badawczego
Źródło: opracowanie własne.

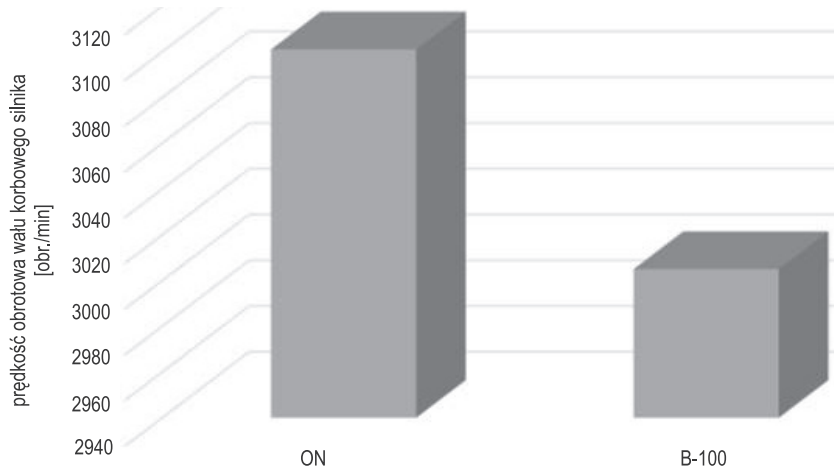
Przeprowadzono również analizę porównawczą średniej temperatury spalin podczas zasilania silnika dwoma rodzajami paliwa (rys. 12.11). W przypadku zastosowania oleju napędowego średnia temperatura spalin podczas badań była o ponad 20°C większa. Jest to związane z niższą wartością energetyczną bioestru metylowego B-100 w stosunku do oleju napędowego. Spalanie biodiesla rozpoczynało się wcześniej we wszystkich wartościach obciążenia. Z tego powodu




Rysunek 12.11. Średnia temperatura spalin podczas jednego cyklu badań
Źródło: opracowanie własne.

temperatura spalin również była niższa w przypadku biodiesla. Skutkowało to większą ilością nagaru, który odkładał się w komorze spalania podczas zasilania silnika paliwem B-100, ponieważ nie był on odpowiednio wypalany.

Przeanalizowano także średnią prędkość obrotową wału korbowego silnika podczas zasilania dwoma rodzajami paliwa (rys. 12.12). W przypadku zastosowania bioestru metylowego stwierdzono o blisko 100 obr./min mniejszą prędkość obrotową. W związku z tym agregat może pracować mniej wydajnie.




Rysunek 12.12. Średnia prędkość obrotowa wału korbowego silnika podczas jednego cyklu badań
Źródło: opracowanie własne.

Po wykonaniu 5 cykli pomiarów na każdym z paliw, podczas których rejestrowano parametry pracy silnika, przeanalizowano spaliny. W pierwszej kolejności wykonano pomiary współczynnika *k*, czyli współczynnika zadymienia spalin. Wartości tego współczynnika powinny być jak najmniejsze. W tabeli 12.2 zestawiono średnie wartości współczynnika *k* z 10 pomiarów dla silnika zasilanego olejem napędowym i 10 pomiarów dla silnika zasilanego bioestrem metylowym B-100.

Tabela 12.2. Wyniki pomiarów współczynnika zadymienia spalin

| Moc obciążenia [kW] | Współczynnik zadymienia podczas zasilania | |
|---|---|---|
| | ON | B-100 |
| 0 | 0,11 | 0,09 |
| 1 | 0,11 | 0,09 |
| 2 | 0,12 | 0,08 |
| 3 | 0,12 | 0,08 |

Źródło: opracowanie własne.

Na podstawie zestawionych wyników można stwierdzić, że podczas zasilania silnika spalinowego olejem napędowym zanotowano większe wartości współczynnika zadymienia ($k$). Było to związane z mniejszą ilością sadzy oraz cząstek stałych emitowanych podczas pracy silnika na bioestrze metylowym B-100, co świadczy o lepszych właściwościach biodiesla z punktu widzenia ochrony środowiska naturalnego. Widoczne na rysunkach 12.6-12.8 zanieczyszczenia powstały podczas realizacji ostatniego etapu badań (pomiaru zużycia paliwa). W czasie pomiaru zadymienia spalin układ wtryskowy funkcjonował prawidłowo i nie powodował wzrostu tworzenia sadzy, o czym świadczą wyniki przedstawione w tabeli 12.2. Podczas pracy agregatu bez obciążenia i z obciążeniem równym 1 kW wartość współczynnika zadymienia była nieznacznie mniejsza niż w pracy z obciążeniem równym 2 kW lub 3 kW. Wzrost współczynnika zadymienia był zapewne spowodowany większym obciążeniem silnika, bliskim jego mocy maksymalnej. Podczas zasilania silnika bioestrem metylowym B-100 zaobserwowano natomiast, że podczas pracy agregatu bez obciążenia i z obciążeniem równym 1 kW wartości współczynnika zadymienia były nieznacznie większe niż w obciążeniu 2 kW lub 3 kW. Było to spowodowane wydłużonym czasem i niską temperaturą procesu spalania. Po większym obciążeniu wału korbowego silnika układ wtryskowy nie był w stanie dostarczyć dostatecznej ilości paliwa (w przypadku B-100 zużycie wzrasta o ok. 20%). Jednocześnie biopaliwo miało prawie dwukrotnie większą lepkość od ON, co dodatkowo ograniczało jego ilość rozpylaną w cylindrze. Z tego powodu zaobserwowano spadek obrotów wału korbowego silnika, w porównaniu z jego funkcjonowaniem po mniejszym obciążeniu (bez obciążenia, 1 kW). Spadek obrotów wydłużył czas spalania, a to sprzyja redukcji sadzy. Analizując wszystkie wyniki pomiarów współczynnika $k$, można zaobserwować, że szczególnie w dużych obciążeniach agregatu prądotwórczego różnice między wartościami współczynnika zadymienia podczas pracy na obu paliwach są duże. W wyniku zastosowania do zasilania silnika spalinowego paliwa B-100 zamiast tradycyjnego oleju napędowego udało się zmniejszyć wartość współczynnika $k$ o ponad 30%. Jest to bardzo ważne, gdyż agregaty prądotwórcze często pracują w większym obciążeniu. Praktycznie nigdy nie są użytkowane bez obciążenia.

Zmniejszenie zadymienia spalin wynika z zawartości tlenu w biodieslu.

Przeprowadzono również szczegółową analizę substancji generowanych podczas pracy silnika. W tabeli 12.3 zestawiono stężenia: CO, HC, $CO_2$, $O_2$ i $NO_x$, podczas pracy silnika na oleju napędowym i na bioestrze metylowym B-100.

Na podstawie zestawionych danych można stwierdzić, że w obu analizowanych wariantach, tj. pracy agregatu bez obciążenia i z obciążeniem równym 2 kW, emisja związków toksycznych dla silnika pracującego na oleju napędowym była większa niż podczas pracy na bioestrze metylowym B-100. W obu wariantach obciążenia i po zastosowaniu obu paliw nie stwierdzono emisji węglowodorów (HC). Jest to spowodowane odpowiednią proporcją spalanego paliwa w stosunku do zużywanego powietrza oraz szczelnością układu smarowania

Tabela 12.3. Stężenie substancji w spalinach emitowanych przez silnik agregatu prądotwórczego

| Emitowana substancja | Obciążenie | | | |
|---|---|---|---|---|
| | silnik zasilany ON | | silnik zasilany B-100 | |
| | 0 kW | 2 kW | 0 kW | 2 kW |
| CO [%] | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $CO_2$ [%] | 2 | 5,2 | 1,8 | 4.9 |
| HC [ppm] | 0 | 0 | 0 | 0 |
| $O_2$ [%] | 17,75 | 12,62 | 18,09 | 14,34 |
| $NO_x$ [ppm] | 120 | 750 | 116 | 420 |

Źródło: opracowanie własne.

silnika. Również o prawidłowym przebiegu procesu spalania świadczy brak emisji tlenku węgla (CO). W przypadku obu paliw zanotowano wzrost stężenia dwutlenku węgla ($CO_2$) podczas pracy agregatu w obciążeniu 2 kW, w porównaniu z pracą bez obciążenia, przy czym większe wartości emitowanego dwutlenku węgla stwierdzono podczas zasilania silnika olejem napędowym. Niekorzystną cechą zaobserwowaną podczas badań jest stężenie tlenków azotu ($NO_x$) po zasilaniu silnika olejem napędowym. Wartości te są duże i pojawiają się podczas pracy silnika z obciążeniem, czyli podczas normalnego użytkowania. Mniejsze wartości $NO_x$ zaobserwowano w przypadku spalania w silniku biopaliwa.

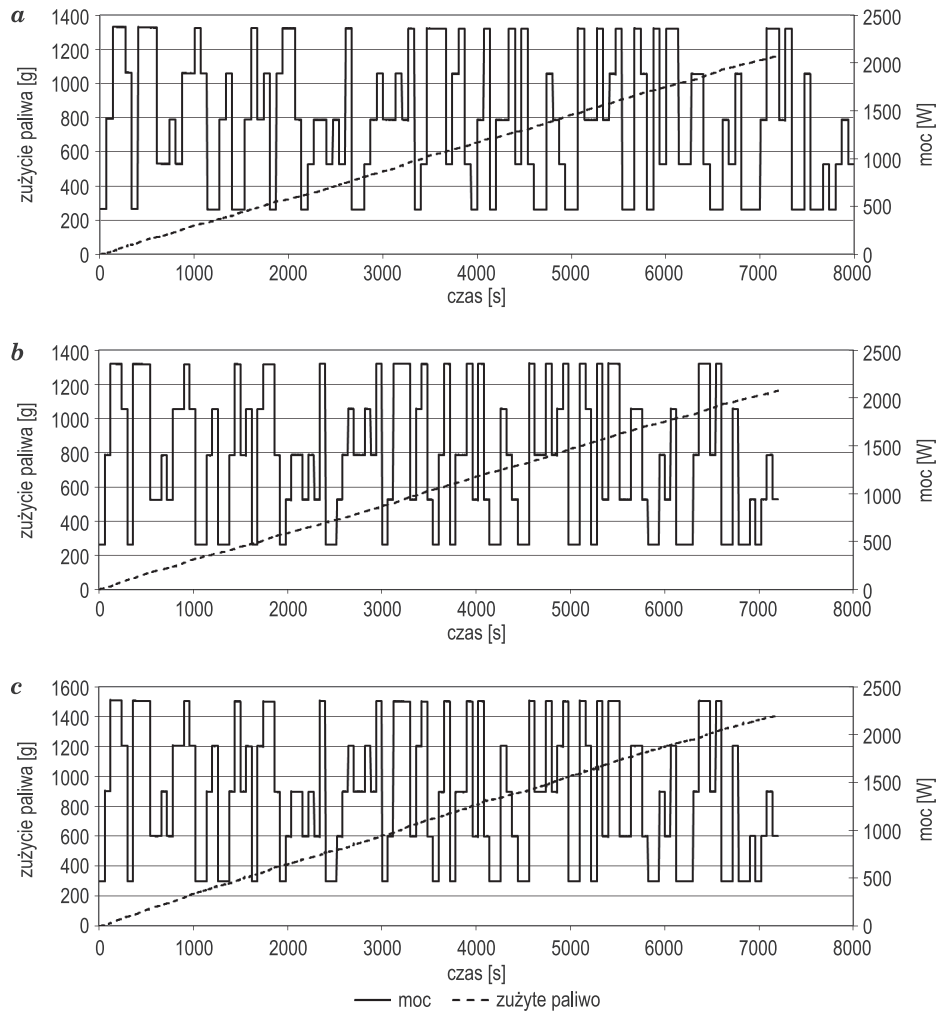
Problemy powstałe podczas użytkowania silnika (zanieczyszczenie filtru paliwa i układu zasilania) wynikały z faktu, że do produkcji B-100 użyto surowego oleju rzepakowego niepoddanego uzdatnianiu pod kątem przydatności do produkcji biopaliwa. W przypadku małych wytwórni jest to problem nagminny, uniemożliwiający produkcję paliwa neutralnego dla silnika. Z tego powodu wyprodukowane paliwo poddano filtracji, z użyciem filtra umożliwiającego wychwycenie cząstek o wymiarze większym niż 5 μm. Następnie przystąpiono do testów zużycia paliwa przez silnik agregatu zgodnie z planem opisanym w metodyce badań. Przykładowe przebiegi czasowe obciążenia i zużycia paliwa w czasie testu dla różnych nośników energii przedstawiono na rysunku 12.13.

Tabela 12.4. Zużycie paliwa wyznaczone na podstawie danych zarejestrowanych w czasie testów zużycia paliwa

| Rodzaj paliwa | Średnie zużycie paliwa [g/2h] | Wzrost zużycia paliwa [%] |
|---|---|---|
| Olej napędowy | 1174,33 | 0 |
| Olej napędowy B7 | 1189,75 | 1,31 |
| Estry metylowe oleju rzepakowego | 1397,33 | 18,98 |

Źródło: opracowanie własne.

W tabeli 12.4 przedstawiono wartości zużycia paliwa wyznaczone na podstawie danych uzyskanych w czasie testów. Analizując je, zauważono, że wzrost procentowy zużycia paliwa jest proporcjonalny do stężenia biokomponentów zawartych w oleju napędowym. Zależność ta ma charakterystykę liniową.




Rysunek 12.13. Przykładowe przebiegi czasowe zużycia paliwa i obciążenia silnika zarejestrowane w czasie testów: *a* – olej napędowy bez komponentu, *b* – olej napędowy B7, *c* – bioestry oleju rzepakowego
Źródło: opracowanie własne.

## 12.5. Podsumowanie

Współcześnie można zaobserwować trend wprowadzania różnego rodzaju paliw alternatywnych do zasilania silników spalinowych różnego typu pojazdów, maszyn roboczych oraz stacjonarnych źródeł energii. Na podstawie wyników przedstawionych w pracy badań można zaobserwować, że bioestry metylowe kwasów tłuszczowych, paliwo B-100, mogą być stosowane do silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Mają bez wątpienia pewne zalety, z czego należy wymienić głównie aspekt ekologiczny. Nie jest to paliwo ze źródeł kopalnianych. Ponadto podczas zasilania silnika tym paliwem zaobserwowano zmniejszenie emisji związków toksycznych. Porównując wartości współczynnika zadymienia, można dostrzec, że w wyniku zastosowania do zasilania silnika agregatu prądotwórczego bioestru metylowego B-100 zamiast tradycyjnego oleju napędowego zmniejszono wartość współczynnika $k$ o ponad 30% z obciążeniem 2 kW i 3 kW. Podczas pracy na bioestrze metylowym stwierdzono także mniejszą ilość generowanego tlenku azotu ($NO_x$).

Podczas pracy silnika na bioestrze metylowym zwiększyło się zużycie paliwa o ponad 20%. Ponadto zaobserwowano, że temperatura spalin była o ponad 20°C mniejsza. Wynikało to z niższej wartości energetycznej bioestru metylowego B-100 w stosunku do oleju napędowego. Spowodowało to większe ilości nagaru, który odkładał się w komorze spalania na skutek zbyt niskiej temperatury spalania. Podczas pracy silnika na paliwie B-100 zaobserwowano także o blisko 100 obr./min niższą średnią prędkość obrotową wału korbowego silnika. Z tego powodu agregat prądotwórczy może pracować z mniejszą wydajnością niż podczas stosowania oleju napędowego.

Niestety stosowanie bioestrów metylowych B-100 w sinikach spalinowych wymaga wprowadzenia w ich konstrukcji różnego typu zmian. Między innymi dotyczy to stosowania materiałów, które nie są wrażliwe na agresywne działania paliwa B-100 oraz optymalizacji przebiegu procesu spalania. Konieczna jest przede wszystkim adaptacja przewodów paliwowych, uszczelnień i filtrów paliwa. Optymalizacja procesu spalania natomiast powinna mieć na celu zmniejszenie ilości nagarów powstających w komorze spalania, na wtryskiwaczu, zaworach, głowicy itp.

**Literatura**


Apfelbeck R. 1989. *Raps als Energiepflanze*. TU, Munchen.

Berny D., Wandzich D., Płaza G. 2015. *Wyzwania dla sektora biopaliw w świetle rozwijającej się biogospodarki*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Organizacja i Zarządzanie, 79(1930): 41-55.

Bocheński C.I. 2003. *Biodiesel paliwo rolnicze*. Wydawnictwo SGGW, Warszawa.

Demirbaş A. 2003. *Biodiesel fuels from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical alcohol transesterifications and other methods: a survey*. Energy Conversion and Management, 44(13): 2093-2109.

Dyrektywa 2003/30/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 8 maja 2003 r. w sprawie wspierania użycia w transporcie biopaliw lub innych paliw odnawialnych.
Gawlik L., Mokrzycki E. 2017. *Paliwa kopalne w krajowej energetyce – problemy i wyzwania*. Polityka Energetyczna, 20(4): 6-26.
Hielscher Ultrasound Technology. https://www.hielscher.com/ultrasonic-homogenizers-for-liquid-processing-3.htm.
Kierzkowski H. 2009. *Nowy globalny przemysł motoryzacyjny*. Zarządzanie Publiczne, 4(10): 39-51.
Kołtuniewicz A., Kapłon J. 2006. *Nowoczesne technologie i charakterystyka wybranych procesów wytwarzania biopaliw*. Konferencja „Alternatywne i odnawialne źródła energii, nowoczesne technologie, Od biomasy do wodoru, praktyka i perspektywy". Politechnika Wrocławska, Karczowiska.
Michalski R., Szczyglak P., Janulin M., Gonera J.. 2014. *Zautomatyzowana instalacja produkcji biodiesla B-100 na małą skalę (metodą jednoetapową)*. W: *Modelowe kompleksy agroenergetyczne jako przykład kogeneracji rozproszonej opartej na lokalnych i odnawialnych źródłach energii. Prosumenckie instalacje biogazowni i estryfikatorni*. Red. J. Gołaszewski. Wydawnictwo Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, Olsztyn.
PN-EN 14214. *Ciekłe przetwory naftowe. Estry metylowe kwasów tłuszczowych (FAME) do użytku w silnikach samochodowych o zapłonie samoczynnym (Diesla) i zastosowań grzewczych. Wymagania i metody badań*.
Rozporządzenie ministra gospodarki z 2 lutego 2012 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie wymagań jakościowych dla paliw ciekłych. DzU z 7.02.2012 r., nr 2012, poz. 136.
Schwab A.W., Baghy M.O. Freedman B. 1987. *Preparation and properties of diesel fuels from vegetables oils*. Fuel, 66: 1372-1378.
Schwab A.W., Dykstra G.J., Selke E., Sorenson S.C., Pryde E.H. 1988. *Diesel fuel from thermal decomposition of soybean oil*. Journal of the American Oil Chemists' Society, 65: 1781–1786.
Stryjakiewicz T., Kudłak R., Gadziński J., Kołsut B., Dyba W., Kisiała W. 2017. *Czasoprzestrzenna analiza rynku nowych samochodów osobowych w Polsce*. Prace Komisji Geografii Przemysłu Polskiego Towarzystwa Geograficznego, 31(3): 64-79.
Stumborg M., Wong A., Hogan E. 1996. *Hydroprocessed vegetable oils for diesel fuel improvement*. Biosource Technol., 56(1): 13.
Żmudzińska-Żurek B., Grzywacz-Wątroba J. 2012. *Badanie reakcji transestryfikacji oleju rzepakowego metanolem na katalizatorach heterogenicznych*. Nafta-Gaz, 5(LXVIII): 306-312.
Żmudzińska-Żurek B., Kożuch B., Rakoczy J. 2009. *Badanie reakcji transestryfikacji triglicerydu oleju rzepakowego bioetanolem*. Nafta-Gaz, 4(LXV): 338-344.

## WPŁYW ESTRÓW METYLOWYCH KWASÓW TŁUSZCZOWYCH NA EKSPLOATACJĘ SILNIKA DIESLA

Streszczenie

W dzisiejszych czasach produkcja paliw alternatywnych nie wynika raczej z groźby wyczerpania surowców kopalnianych, ale raczej z dbałości o zachowanie stabilnych warunków klimatycznych i ekologicznych. Do produkcji biopaliw głównie są wykorzystywane rośliny dostarczające oleje naturalne, jak: rzepak, siemię lniane, kukurydza, konopie, buraki, odpady rolnicze i drzewne oraz algi. Biopaliwa do zasilania silników spalinowych i urządzeń grzewczych powinny gwarantować właściwe przemieszczanie paliwa w układzie zasilania, jego prawidłowe rozpylenie i odparowanie, właściwe spalanie w odniesieniu do paliwa normatywnego. Ponadto powinny zmniejszać szkodliwe oddziaływanie paliw i produktów ich spalania na środowisko. W Europie z przyczyn ekonomicznych i technicznych powszechnie są produkowane estry metylowe oleju rzepakowego (RME). Paliwo to ma znacznie lepsze właściwości niż oleje roślinne do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Jego właściwości są zbliżone do właściwości oleju napędowego. W pracy przedstawiono technologię produkcji biopaliw wykorzystywanych do zasilania silników z zapłonem samoczynnym. Opisano stosowane prasy do wytłaczania oleju, a następnie scharakteryzowano technologie produkcji estrów

metylowych kwasów tłuszczowych. Przetwarzanie rzepaku na paliwo przeprowadza się w dwóch etapach. Pierwszy z nich to przetwarzanie rzepaku na olej, z kolei drugi to estryfikacja oleju na paliwo. W pracy przedstawiono również analizę fizykochemiczną biopaliw. Oznaczono gęstości oleju i biopaliwa, zawartość wody w paliwie, lepkość kinematyczną oraz temperaturę zapłonu. Następnie przeprowadzono badania pozwalające zidentyfikować wpływ stosowania bioestrów metylowych na silnik w symulowanych warunkach obciążeń. Do tego celu wykorzystywano specjalnie przygotowane stanowisko, które składało się z: agregatu prądotwórczego KIPOR wyposażonego w silnik z zapłonem samoczynnym, aparatury do symulacji obciążenia, aparatury pomiarowej i urządzenia rejestrującego parametry pracy na bazie sterownika programowalnego PLC. Podczas badań określano zużycie paliwa, zmianę prędkości obrotowej silnika oraz temperaturę spalin podczas pracy na różnych paliwach. Wykonano również analizę spalin w zależności od rodzaju zastosowanego paliwa. Po przeprowadzeniu badań zdemontowano poszczególne elementy silnika spalinowego i oceniono ich stan techniczny.

## IMPACT OF FATTY ACID METHYL ESTERS ON DIESEL ENGINE OPERATION

### Abstract

The production of alternative fuels currently does not directly result from the threat of exhausting fossil fuels, but rather from attempts at maintaining stable climatic and environmental conditions. Plants rich in natural oils such as rapeseed, flaxseed, maize, hemp, beet, agricultural and wood waste and algae are the main raw materials for the production of biofuels. Biofuels for combustion engines and heating devices should guarantee the correct movement of fuel in the supply system, correct fuel atomisation and evaporation, correct combustion pattern in relation to the normative fuel. Furthermore, they should reduce the harmful impact of fuels and their combustion products on the environment. In Europe, rapeseed oil methyl esters (RMEs) are commonly produced for economic and technical reasons. This fuel exhibits much better properties for powering diesel engines than vegetable oils. Its properties are similar to those of diesel oil. This paper presents a technology for producing biofuels used to power diesel engines and describes the use of presses for oil extraction together with the production technologies of fatty acid methyl esters. The processing of rape into fuel is divided into two stages. The first stage includes the processing of rapeseed into oil, while the second stage includes esterification of oil into fuel. This paper also discusses the physicochemical properties of biofuels. The densities of oil and biofuel, water content in the fuel, kinematic viscosity and flashpoint were determined. Tests were then carried out to identify the influence of using methyl bioesters on the engine under simulated load conditions. For this purpose, a specially prepared stand was used consisting of a KIPOR power generator equipped with a diesel engine, load simulation equipment, measurement devices and a device for recording operation parameters based on a programmable logic controller. During the tests, fuel consumption, engine rotational speed change and exhaust gas temperature in operation with different fuels were recorded. An analysis of the exhaust gases depending on the type of fuel used was also performed. After the tests, individual elements of the combustion engine were disassembled and their technical condition was assessed.

Piotr Szczyglak[1], Jerzy Napiórkowski[2]

ROZDZIAŁ 13

# SKŁAD OBJĘTOŚCIOWY STRUMIENIA SPALIN GENEROWANYCH PRZEZ MASZYNY ROLNICZE W PROCESIE ICH UŻYTKOWANIA

## 13.1. Wprowadzenie

Wzrost liczby użytkowanych pojazdów i maszyn negatywnie wpływa na jakość powietrza. Szczególnie uciążliwe dla środowiska są zanieczyszczenia generowane przez silniki diesla (główne źródło napędu w transporcie, rolnictwie, budownictwie i drogownictwie). Mają one nieprzyjemny zapach, który jest wyczuwalny po przekroczeniu stężenia 320 ppm i głównie wywołują go zawarte w spalinach takie związki, jak: benzaldehydy, izomery metylobenzaldehydu oraz węglowodory aromatyczne powstające w procesie niepełnego spalania. Substancje generowane przez silniki diesla to nie tylko gazy, lecz także cząstki stałe o wielkości od 0,02 mm do 0,5 mm, które tworzą aglomeraty o rozmiarach sięgających nawet 30 mm. Cząstki stałe są nośnikiem wielu szkodliwych substancji. Mają dużą powierzchnię adsorpcyjną, na której odkładają się najczęściej szkodliwe związki organiczne. Mogą stanowić nawet 90% masy całej cząstki (Zaciera i in. 2009).

Do toksycznych produktów powstałych po spaleniu oleju napędowego w silniku z zapłonem samoczynnym można zaliczyć (Zaciera i in. 2009):
– wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne,
– nitrowe pochodne wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych,
– benzen,
– toluen,
– ksyleny,
– etylobenzen,
– formaldehyd,
– akroleina,
– acetaldehyd,
– 1,3-butadien,
– trichloroetylen,

[1] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: piotr.szczyglak@uwm.edu.pl.
[2] Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie.

– tlenek węgla,
– tlenki azotu,
– dwutlenek siarki.

Wymienione substancje generowane przez silniki diesla powodują podrażnienia błon śluzowych gardła i nosa. Po krótkotrwałej ekspozycji mogą wywołać zawroty i bóle głowy, zaburzenia widzenia i oddychania, podrażnienia jamy nosowej, gardła oraz oczu, a także wymioty i złe samopoczucie. Długotrwała ekspozycja organizmu na produkty spalania oleju napędowego w silniku powoduje przewlekły kaszel, astmę, redukcję pojemności płuc. Spaliny mają działanie neurotoksyczne, kardiotoksyczne (cząstki stałe o ultradrobnej średnicy przedostają się do krwiobiegu) i rakotwórcze. Powodują mutacje i zmiany w strukturze DNA (Zaciera i in. 2009).

Na ilość i rodzaj generowanych przez pojazdy i maszyny szkodliwych związków ma wpływ wiele czynników, do których można zaliczyć (Zaciera i in. 2009; Błaszczyk, Barański 2012; Cieślik i in. 2014; Łukasiewicz i in. 2015; Merkisz-Guranowska, Andrzejewski 2015):

– zastosowane rozwiązania konstrukcyjne i parametry pojazdów i maszyn:
  - budowa silnika:
    - częstotliwość procesu spalania,
    - rodzaj układu doprowadzenia ładunku,
    - sposób zasilania paliwem,
    - metoda zapłonu mieszanki,
    - metoda chłodzenia silnika,
    - charakterystyka układu rozrządu,
    - zastosowany algorytm sterowania silnikiem;
  - zastosowane układy redukcji szkodliwych związków w spalinach:
    - układ zewnętrznej recyrkulacji spalin (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*),
    - układ wewnętrznej recyrkulacji spalin (IGR – *Internal Gas Residual*),
    - układ wysokociśnieniowej recyrkulacji spalin (HP EGR – *High Pressure EGR*),
    - układ niskociśnieniowej recyrkulacji spalin (LP EGR – *Low Pressure EGR*),
    - utleniający reaktor katalityczny (DOC – *Diesel Oxidation Catalyst*),
    - układ selektywnej redukcji niekatalitycznej (SNCR – *Selective Non-Catalytic Reduction*),
    - układ selektywnej redukcji katalitycznej (SCR – *Selective Catalytic Reduction*),
    - filtr cząstek stałych (DPF – *Diesel Particulate Filter)*,
    - filtr cząstek stałych (FàP – *Filtre à Particules*),
    - zintegrowany reaktor utleniający z filtrem cząstek stałych (CRT – *Continuous Regeneration Trap*);
  - nominalna sprawność układu przeniesienia napędu;
  - wymiary gabarytowe pojazdu lub maszyny;

- współczynnik oporów powietrza nadwozia;
- masa pojazdu lub maszyny;

– przebieg procesu eksploatacji:
  - warunki użytkowania (cykl miejski, cykl pozamiejski, cykl mieszany, warunki polowe);
  - stan techniczny (wystąpienie uszkodzenia, zużycie podzespołów);
  - technika prowadzenia (stopień obciążenia silnika);
  - jakość paliwa;
  - warunki meteorologiczne (wiatr, opady itp.).

Generowane spaliny wpływają na zanieczyszczenie środowiska, na co po raz pierwszy zwrócono uwagę w latach 50. ubiegłego stulecia w Kalifornii (USA). Problem ten jest na tyle istotny, że już w latach 70. XX w. w Europie zaczęto stosować mechanizmy mające na celu ograniczenie stężenia takich związków, jak: tlenek węgla, benzen, dwutlenek siarki, tetraetyloołów. Z roku na rok podejmowano kolejne działania w trosce o czyste środowisko. Przyjmowano dyrektywy mające na celu ograniczenie zanieczyszczeń generowanych przez pojazdy oraz maszyny robocze. Wprowadzane normy określały graniczną emisję m.in. takich zanieczyszczeń, jak: tlenek węgla, tlenki azotu czy cząstki stałe. Stan ten wymusił stosowanie rygorystycznych procedur homologacyjnych dla wprowadzanych na rynek pojazdów (Stojecki 2015).

Z tego powodu producenci zostali zmuszeni do modyfikacji konstrukcji swych silników, by spełniały one rygorystyczne normy dotyczące oddziaływania na środowisko. Zaobserwowano jednak, że zmiany konstrukcyjne nie mają głównie na celu ograniczenia emisji szkodliwych dla środowiska związków, ale dostosowanie konstrukcji, by pozytywnie przeszły procedury homologacyjne. Na ten problem już w 2012 r. zwróciła uwagę Komisja UE, która w komunikacie „CARS 2020: Action Plan for a competitive and sustainable automotive industry in Europe" wskazała niedociągnięcia i wymusiła wprowadzenie nowej procedury zapewniającej w czasie badań homologacyjnych warunki zbliżone do rzeczywistych, jakie występują w procesie użytkowania. W ramach nowej procedury (ang. *Real Driving Emissions*) emisja szkodliwych substancji jest mierzona także w rzeczywistych warunkach drogowych. Do tego celu stosuje się mobilną aparaturę PEMS (ang. *Portable Emission Measurement System*), która w czasie testu jest montowana w pojeździe. Dopuszcza się 50-procentowy wzrost emisji tlenków azotu i cząstek stałych w warunkach drogowych, w odniesieniu do testów stanowiskowych (Bonnel i in. 2011).

W sektorze rolniczym masowo są użytkowane maszyny i pojazdy *non-road*. Spośród nich najliczniejsze są ciągniki rolnicze. Według GUS w Polsce jest ich zarejestrowanych 1 756 840 szt. (GUS stan z 31.12.2017). W tabeli 13.1 przedstawiono emisję zanieczyszczeń powietrza jaką na terenie Polski wygenerowały ciągniki rolnicze w latach 2010-2014.

Tabela 13.1. Emisja zanieczyszczeń powietrza w Polsce przez ciągniki rolnicze

| Rok | $CO_2$ | $CH_4$ | $N_2O$ | CO | NMLZO NMVOC | $NO_x$ | PMb | $SO_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | tys. ton | | | | | | | |
| 2010 | 933,0 | 0,05 | 0,05 | 13,52 | 2,34 | 15,18 | 1,52 | 0,03 |
| 2011 | 977 | 0,05 | 0,052 | 14,4 | 2,5 | 16,1 | 1,6 | 0,03 |
| 2012 | 939,6 | 0,05 | 0,05 | 13,8 | 2,4 | 15,4 | 1,5 | 0,03 |
| 2013 | 831,8 | 0,05 | 0,05 | 12,26 | 2,18 | 14,18 | 1,38 | 0,03 |
| 2014 | 845,4 | 0,05 | 0,04 | 12,32 | 2,13 | 16,84 | 1,38 | 0,03 |

Źródło: opracowano na podstawie danych GUS: *Transport drogowy w Polsce w latach 2010-2015* (2013-2017).

W przypadku ciągników rolniczych, które zaliczają się do grupy pojazdów *non-road*, emisję szkodliwych związków regulują odrębne normy (inne niż w przypadku pojazdów drogowych). W UE normy te opracowano na podstawie dyrektyw i rozporządzeń:

– Dyrektywa 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 16 grudnia 1997 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach;
– Dyrektywa 2000/25/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 22 maja 2000 r. w sprawie środków stosowanych przeciwko stałym i gazowym zanieczyszczeniom pochodzącym z silników napędzających ciągniki rolnicze lub leśne i zmieniająca dyrektywę Rady 74/150/EWG;
– Dyrektywa 2004/26/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 21 kwietnia 2004 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach;
– Dyrektywa Komisji 2005/13/WE z 21 lutego 2005 r. zmieniająca dyrektywę 2000/25/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w zakresie emisji stałych i gazowych zanieczyszczeń pochodzących z silników napędzających ciągniki rolnicze lub leśne oraz zmieniająca załącznik I do dyrektywy 2003/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w zakresie homologacji typu ciągników rolnych lub leśnych;
– Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628 z 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach.

Od 1 stycznia 2019 r. obowiązuje kolejny etap normy określającej dopuszczalną emisję szkodliwych związków w spalinach STAGE V. Uwzględnia ona dodatkowo wytyczne dotyczące silników o mocach poniżej 19 kW i powyżej 560 kW (Parlament Europejski i Rada Unii Europejskiej 2016). W tabeli 13.2 przedstawiono dopuszczalną emisję szkodliwych związków dla pojazdów pozadrogowych według normy STAGE.

Tabela 13.2. Dopuszczalna emisja dla pojazdów pozadrogowych

| Zakres mocy [kW] | $NO_x$ [g·kWh$^{-1}$] | HC [g·kWh$^{-1}$] | CO [g·kWh$^{-1}$] | PM [g·kWh$^{-1}$] |
|---|---|---|---|---|
| STAGE I (rok wprowadzenia: 1999) | | | | |
| $37 \leq P < 75$ | 9,2 | 1,3 | 6,5 | 0,85 |
| $75 \leq P < 130$ | | | 5 | 0,7 |
| $130 \leq P < 560$ | | | | 0,54 |
| STAGE II (rok wprowadzenia: 2001) | | | | |
| $18 \leq P < 37$ | 8 | 1,5 | 5,5 | 0,8 |
| $37 \leq P < 75$ | 7 | 1,3 | 5 | 0,4 |
| $75 \leq P < 130$ | 6 | 1 | | 0,3 |
| $130 \leq P < 560$ | | | 3,5 | 0,2 |
| STAGE IIIa (rok wprowadzenia: 2006) | | | | |
| $19 \leq P < 37$ | 7,5 | | 5,5 | 0,6 |
| $37 \leq P < 75$ | 4,7 | | 5 | 0,4 |
| $75 \leq P < 130$ | 4 | | | 0,3 |
| $130 \leq P < 560$ | | | 3,5 | 0,2 |
| STAGE IIIb (rok wprowadzenia: 2011) | | | | |
| $37 \leq P < 56$ | 4,7 | | 5 | 0,025 |
| $56 \leq P < 75$ | 3,3 | 0,19 | | |
| $75 \leq P < 130$ | | | | |
| $130 \leq P < 560$ | 2 | | 3,5 | |
| STAGE IV (rok wprowadzenia: 2014) | | | | |
| $56 \leq P < 130$ | 0,4 | 0,19 | 5 | 0,025 |
| $130 \leq P < 560$ | | | 3,5 | |
| STAGE V (rok wprowadzenia: 2019) | | | | |
| $0 < P < 8$ | ≤ 7,5 | | 8 | 0,4 |
| $8 \leq P < 19$ | | | 6,6 | |
| $19 \leq P < 37$ | ≤ 4,7 | | 5 | 0,015 |
| $37 \leq P < 56$ | | | | |
| $56 \leq P < 130$ | 0,4 | 0,19 | | |
| $130 \leq P \leq 560$ | | | 3,5 | |
| $P > 560$ | 3,5 | | | 0,045 |

Źródło: opracowano na podstawie: Merkisza i Walasika (2006); Hetmańczyka i Bieńka (2012); Parlamentu Europejskiego i Rady Unii Europejskiej (2016).

Kraje europejskie wprowadzały także własne programy dotyczące zmniejszenia emisji szkodliwych substancji przez pojazdy pozadrogowe. W Szwecji w 1999 r. władze największych miast wprowadziły projekt zakładający konieczność montażu reaktorów katalitycznych, a w określonych przypadkach filtrów cząstek stałych DPF. Wymóg ten dotyczył pojazdów pozadrogowych, które miały 8 lat i nie spełniały wymogów normy STAGE I. Przyjęty maksymalny okres eksploatacji silnika wyposażonego w reaktor katalityczny to 14 lat, natomiast silnika wyposażonego w reaktor katalityczny i filtr cząstek stałych to 16 lat (Merkisz, Walasik 2006).

Ciągniki rolnicze w czasie wprowadzania na rynek UE podlegają badaniom homologacyjnym. W czasie tych testów ich silniki są obciążane zgodnie z zapisami normy ISO 8178, w której można wyróżnić dwie procedury testowe: starszą NRSC (ang. *Non-Road Steady Cycle*), dla której pomiary są realizowane dla stanów ustalonych, i nowszą NRTC (ang. *Non-Road Transient Cycle*) dla stanów nieustalonych. Procedurę testową NRSC stosowano w czasie badań homologacyjnych w przypadku STAGE I, STAGE II i STAGE IIIa, a STAGE IIIb i STAGE IV do pomiaru emisji gazowych: CO, HC i $NO_x$. Do pomiaru emisji cząstek stałych PM stosowano procedurę NRTC dla STAGE IIIb i STAGE IV, w przypadku zaś STAGE IIIa, STAGE IIIb i STAGE IV do pomiaru zanieczyszczeń gazowych: CO, HC i $NO_x$ (Kotus i in. 2013). Od 2019 r. procedury testowe NRSC stosuje się do badań silników w ciągnikach rolniczych we wszystkich kategoriach mocy, a NRTC dla silników o mocach od 19 kW do 560 kW (RPEIR UE

Tabela 13.3. Współczynniki wagowe faz niektórych cykli w teście NRSC dla stanów ustalonych ISO 8178

| Faza cyklu | Prędkość | Obciążenie [%] | Współczynniki wagowe dla cykli | |
|---|---|---|---|---|
| | | | C1 | C2 |
| 1 | znamionowa $n_n$ | 100 | 0,15 | – |
| 2 | | 75 | 0,15 | – |
| 3 | | 50 | 0,15 | – |
| 4 | | 25 | – | 0,06 |
| 5 | | 10 | 0,1 | – |
| 6 | pośrednia ($0{,}6n_n$-$0{,}75n_n$) | 100 | 0,1 | 0,02 |
| 7 | | 75 | 0,1 | 0,05 |
| 8 | | 50 | 0,1 | 0,32 |
| 9 | | 25 | – | 0,3 |
| 10 | | 10 | – | 0,1 |
| 11 | bieg jałowy | 0 | 0,15 | 0,15 |

C1 – silniki średnio i bardzo obciążone, np. maszyny budowlane, ładowarki kołowe i gąsienicowe, dźwigi samojezdne, buldożery, ciągniki rolnicze
C2 – silniki mało obciążone

Źródło: na podstawie Merkisza i Walasika (2006) oraz Hetmańczyka i Bieńka (2012).

2016/1628). W tabeli 13.3 przedstawiono przykładowe fazy cyklu w teście NRSC dla stanów ustalonych ISO 8178. Wykorzystane tu oznaczenia C1, C2 dla typów cykli odpowiadają różnym klasom silników stosowanych w pojazdach *non-road* (Hetmańczyk, Bieniek 2012).

Testy homologacyjne ciągników są przeprowadzane w warunkach laboratoryjnych, dlatego często ich wyniki mogą różnić się od wyników otrzymywanych w warunkach rzeczywistych, podczas wykonywania procesu roboczego. Szczególnie ma to znaczenie w przypadku ciągników, które wykonują pracę w specyficznych warunkach terenowych (Merkisz i in. 2013). Należy pamiętać, że ciągniki rolnicze często są użytkowane w zamkniętych przestrzeniach (obory, magazyny itp.), co zwiększa ryzyko zatrucia spalinami osób pracujących w tych obiektach. W związku z tym jest wskazane monitorowanie składu spalin generowanych przez ciągniki w ich rzeczywistym środowisku roboczym.

## 13.2. Układy oczyszczania spalin

### 13.2.1. Układy recyrkulacji spalin

Redukcja szkodliwych związków powstałych podczas spalania oleju napędowego w cylindrach silników diesla wymaga działań podejmowanych przez producentów ciągników rolniczych. Można osiągnąć ten cel, stosując rozwiązania pierwotne (wewnątrzsilnikowe) i wtórne (pozasilnikowe). Przedsięwzięcia pierwotne polegają na modyfikacjach konstrukcyjnych silników, zmianach w ich sterowaniu i nastawach (modyfikacjach układu rozrządu, optymalizacji algorytmów sterowania wtryskiem paliwa ukierunkowanej na redukcję szkodliwych substancji, modyfikacjach układu chłodzenia mających na celu utrzymanie korzystnych warunków spalania itp.). Przedsięwzięcia wtórne wiążą się z modyfikacjami układu wylotowego, polegającymi na montażu dodatkowych urządzeń redukujących ilość wygenerowanych przez silnik szkodliwych substancji (Merkisz-Guranowska, Andrzejewski 2015).

Układ recyrkulacji spalin redukuje ilość dostarczanego do komory spalania tlenu, co skutkuje obniżeniem temperatury w cylindrze i spowolnieniem procesu spalania. Pozwala to w silnikach diesla obniżyć emisję tlenków azotu $NO_x$ do 50%, cząstek stałych do 10%, a także ogranicza ilość niespalonych węglowodorów i wycisza silnik. Osiągniecie tego celu jest możliwe dzięki doprowadzeniu do układu dolotowego ściśle określonej ilości gazów spalinowych. W przypadku silników diesla współczynnik recyrkulacji może maksymalnie wynosić 50% (Fuć i in. 2016).

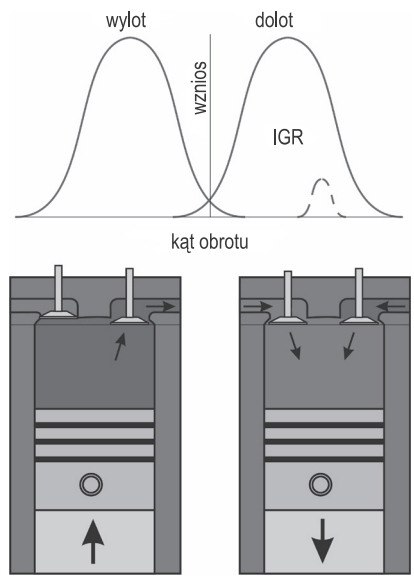
Spaliny do układu dolotowego można doprowadzić na dwa sposoby. Pierwszy z nich to recyrkulacja wewnętrzna (IGR – *Internal Gas Residual*). Polega ona na pozostawieniu określonej ilości gazów spalinowych w cylindrze. Jest to możliwe

dzięki zastosowaniu zmiennych faz rozrządu (opóźnienie zamknięcia zaworów wylotowych z otwartymi zaworami dolotowymi) i zmiany wzniosu zaworów. Rozwiązanie to można zaliczyć do grupy działań pierwotnych (wewnątrzsilnikowych). Drugi sposób to zewnętrzna recyrkulacja spalin (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*). W tym przypadku spaliny są kierowane z układu wylotowego przez zawór do układu dolotowego. Zawór ma zmienną przepustowość, co umożliwia odpowiednie dozowanie spalin. W nowoczesnych silnikach zawór EGR może być wyposażony dodatkowo w czujniki temperatury i stopnia otwarcia (Cieślik i in. 2014). Na rysunkach 13.1 i 13.2 przedstawiono układy wewnętrznej i zewnętrznej recyrkulacji spalin.

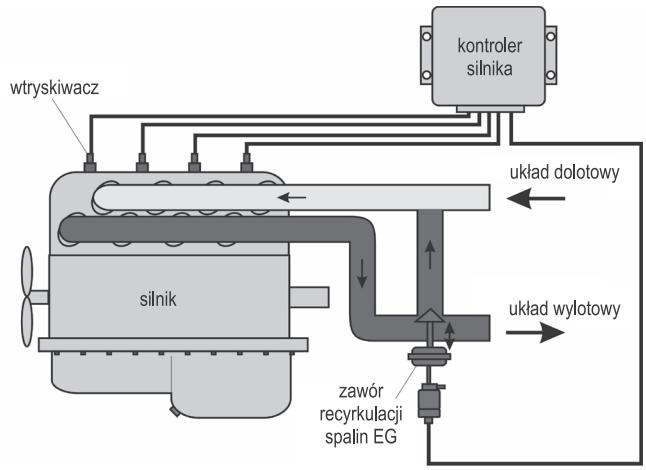
W silnikach doładowanych można zastosować trzy rodzaje układów zewnętrznej recyrkulacji spalin (Cieślik 2018):

– układ wysokociśnieniowy (HP EGR – *High Pressure EGR*) – spaliny są pobierane sprzed turbosprężarki i kierowane do układu dolotowego (rys. 13.3);
– układ niskociśnieniowy (LP EGR – *Low Pressure EGR*) – spaliny są pobierane za turbosprężarką i kierowane do układu dolotowego (rys. 13.4);
– układ mieszany – rozwiązanie to ma cechy konstrukcyjne zarówno niskociśnieniowego, jak i wysokociśnieniowego zewnętrznego układu recyrkulacji spalin (rys. 13.5).

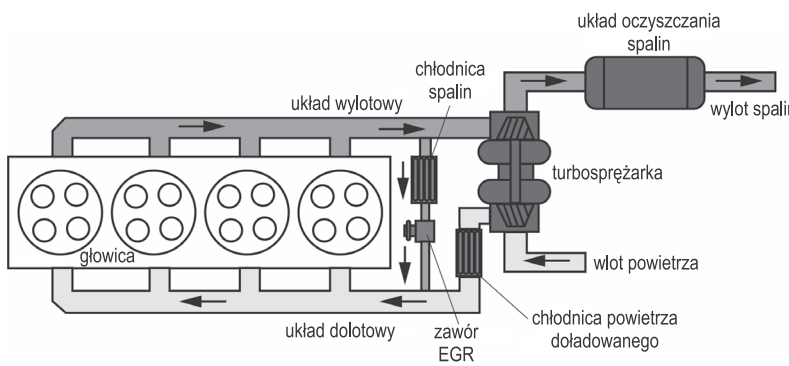
Wysokociśnieniowy układ recyrkulacji spalin zapewnia dynamiczną reakcję zmiany przepływu spalin przy niskich prędkościach i małych obciążeniach.



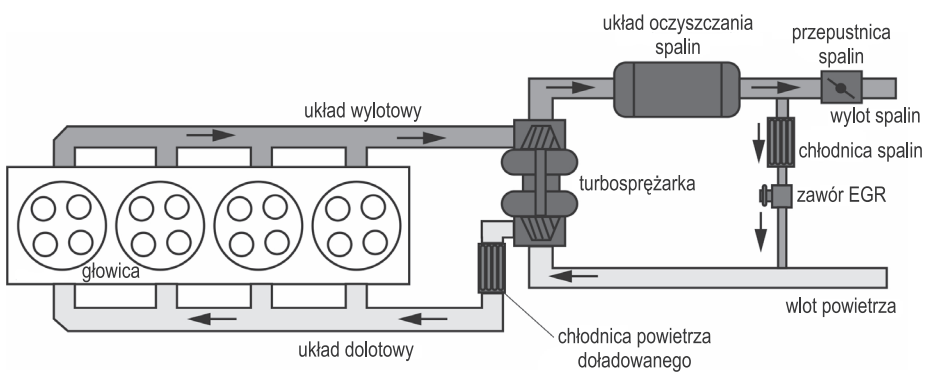

Rysunek 13.1. Układ wewnętrznej recyrkulacji spalin (IGR – *Internal Gas Residual*)
Źródło: opracowanie własne.



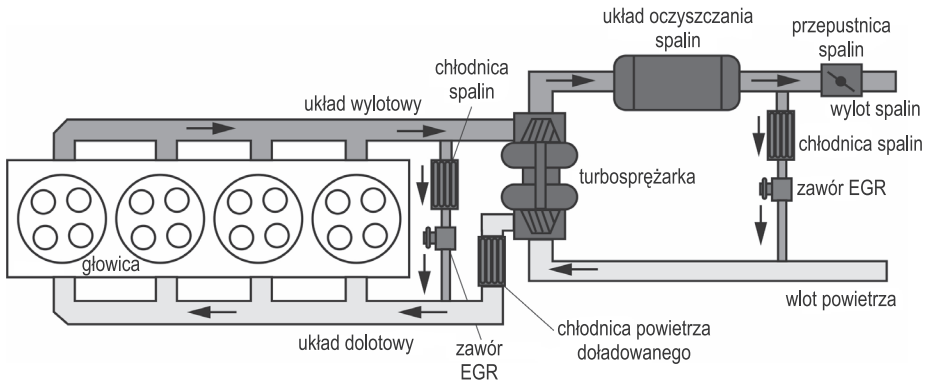

Rysunek 13.2. Układ zewnętrznej recyrkulacji spalin (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*)
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 13.3. Układ wysokociśnieniowy recyrkulacji spalin (HP EGR – *High Pressure EGR*)
Źródło: opracowanie własne.



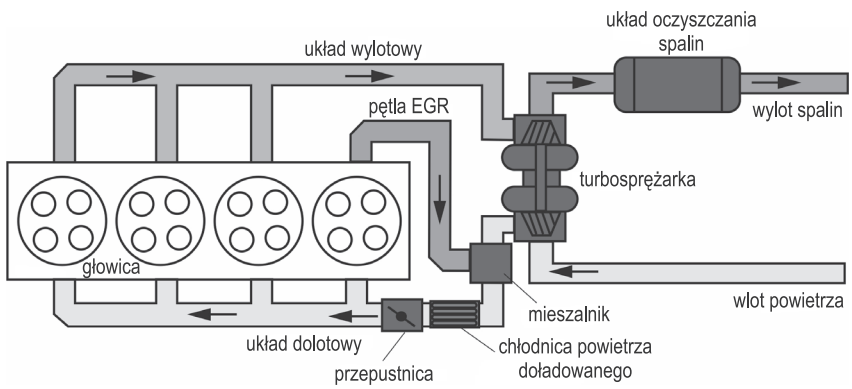

Rysunek 13.4. Układ niskociśnieniowy recyrkulacji spalin (LP EGR – *Low Pressure EGR*)
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 13.5. Układ mieszany recyrkulacji spalin
Źródło: opracowanie własne.

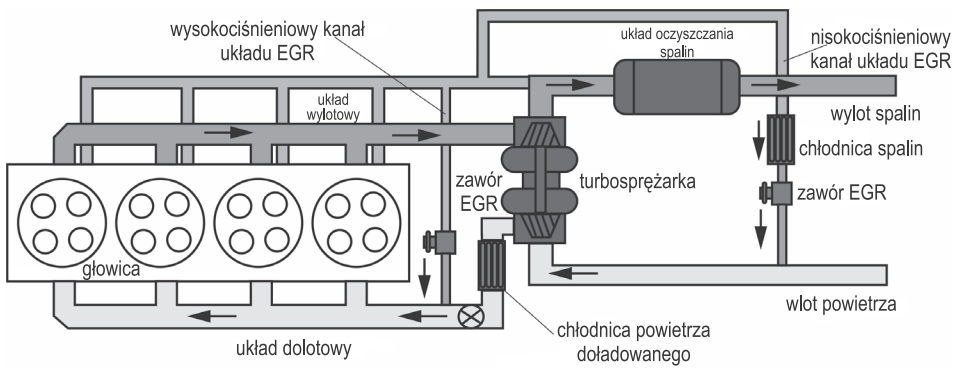
Niskociśnieniowy układ recyrkulacji spalin umożliwia redukcję tlenków azotu w spalinach, gdy obciążenie silnika jest średnie i wysokie. Poprawia się także współczynnik wypełnienia cylindrów na skutek obniżenia temperatury spalania. Układy mieszane mają funkcjonalność zarówno wysoko-, jak i niskociśnieniowych systemów recyrkulacji spalin.

Oryginalne rozwiązanie układu recyrkulacji spalin zaproponowało konsorcjum Southwest Research Institute i PSA (Alger 2018). System ten nosi nazwę dedykowanego zewnętrznego układu recyrkulacji spalin (*Dedicated EGR*). W silniku wielocylindrowym spaliny z jednego cylindra przez pętlę EGR są podawane do mieszalnika wprowadzającego je do układu dolotowego. Układ ten nie ma aktywnej regulacji ilości spalin mieszanych z powietrzem w kolektorze dolotowym, ich ilość jest równa objętości generowanej przez jeden z cylindrów silnika (ilość recyrkulowanych spalin wynosi 25%) (Cieślik 2018). Dedykowany układ recyrkulacji spalin przedstawiono na rysunku 13.6.




Rysunek 13.6. Dedykowany układ recyrkulacji spalin (*Dedicated EGR*)
Źródło: opracowanie własne.

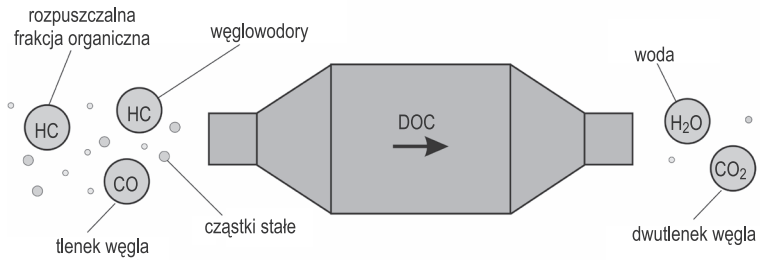
Niekonwencjonalną konstrukcję układu recyrkulacji spalin zaprezentowała firma BorgWarner (Roth, Becker 2012). W układzie wylotowym spaliny są odprowadzane dwudrogowo. Z jednego zaworu układu rozrządu są one kierowane na turbosprężarkę, z drugiego zaś do układu dolotowego. Recyrkulacja spalin jest realizowana z użyciem zarówno wysokociśnieniowego, jak i niskociśnieniowego kanału przepływu gazów spalinowych. Część spalin w układzie recyrkulacji jest odprowadzana za turbosprężarkę, co ogranicza straty pompowania. Odpowiednim sterowaniem zaworami można wywołać zmiany doładowania bez konieczności stosowania turbosprężarki o zmiennej geometrii. Na rysunku 13.7 przedstawiono układ recyrkulacji spalin stosowany przez firmę BorgWarner.




Rysunek 13.7. Układ recyrkulacji spalin opracowany przez firmę BorgWarner
Źródło: opracowanie własne.

### 13.2.2. Utleniające reaktory katalityczne (*Diesel Oxidation Catalyst*)

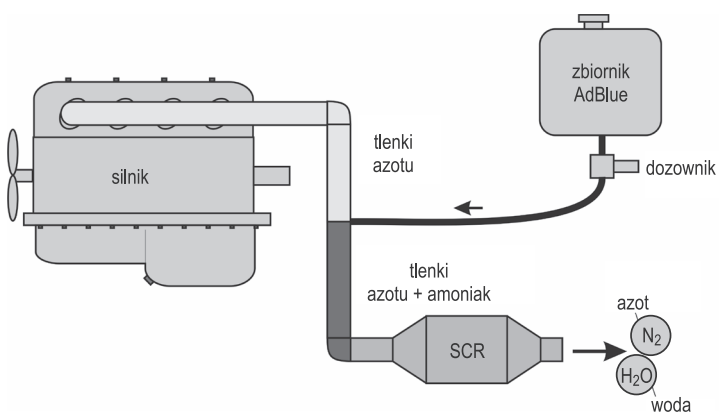
Od wielu lat w trosce o środowisko pojazdy wyposażone w silniki z zapłonem samoczynnym są wyposażane w utleniające reaktory katalityczne (DOC – *Diesel Oxidation Catalyst*). Ich zadaniem jest dopalanie produktów niepełnego spalenia, do których należą tlenek węgla i węglowodory oraz częściowo frakcje organiczne cząstek stałych. Redukowane substancje znajdujące się w spalinach wchodzą w reakcję z katalizatorem. Stosuje się do tego najczęściej takie metale szlachetne, jak: rod, pallad czy platyna. Z powodu funkcjonowania silników z zapłonem samoczynnym na ubogich mieszankach nie jest możliwa w katalizatorze jednoczesna redukcja $NO_x$ (Merkisz-Guranowska, Andrzejewski 2015). Na rysunku 13.8 przedstawiono schemat utleniającego reaktora katalitycznego.




Rysunek 13.8. Utleniający reaktor katalityczny (DOC – *Diesel Oxidation Catalyst*)
Źródło: opracowanie własne.

### 13.2.3. Selektywne reduktory katalityczne (*Selective Catalytic Reduction*)

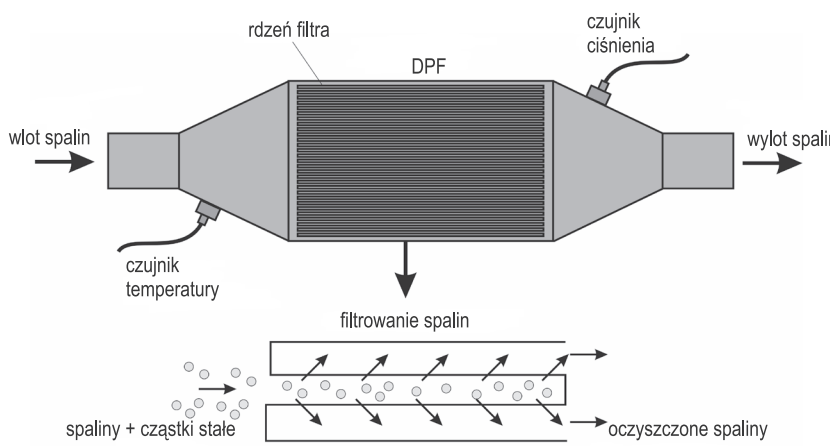
Układy selektywnej redukcji katalitycznej są przeznaczone do rozkładu tlenków azotu $NO_x$ na parę wodną i azot. Stosuje się go, gdy proces spalania paliwa w cylindrach silnika jest optymalizowany pod kątem niskiej emisji cząstek stałych. Substancją wykorzystywaną do funkcjonowania reduktora katalitycznego jest wodny roztwór mocznika o stężeniu 32,5% (AdBlue). Płyn ten jest wtryskiwany do układu wylotowego, gdzie w wysokiej temperaturze uwalnia amoniak i dwutlenek węgla. Amoniak natomiast reaguje z tlenkami azotu, czego efektem jest powstały wolny azot i para wodna. Wadą tego rozwiązania jest wysoka temperatura krystalizacji płynu AdBlue, która wynosi -11°C, co może być przyczyną awarii układu. i wymaga stosowania rozwiązań konstrukcyjnych zapewniających reżym temperaturowy (Napiórkowski i in. 2018; Merkisz-Guranowska, Andrzejewski 2015). Na rysunku 13.9 przedstawiono schemat selektywnego reduktora katalitycznego.




Rysunek 13.9. Selektywny reduktor katalityczny (SCR – *Selective Catalytic Reduction*)
Źródło: opracowanie własne.

### 13.2.4. Filtry cząstek stałych (*Diesel Particulate Filter*)

Filtr cząstek stałych jest przeznaczony do redukcji cząstek sadzy. Jest on umiejscowiony za katalizatorem utleniającym lub jest z nim zespolony. We wkładzie filtra cząstek stałych są kanaliki, które mogą być zaślepione od strony wlotu lub wylotu. Kanaliki mają porowatą powierzchnię, która zatrzymuje cząstki stałe i przepuszcza gazy spalinowe. Oczyszczanie filtra ze zgromadzonego materiału nazywamy wypalaniem (regeneracja filtra). Regenerację można przeprowadzić metodą pasywną lub aktywną. Metoda pasywna polega na wypaleniu katalitycznym zgromadzonych cząstek w temperaturze przekraczającej 600°C. Aktywna regeneracja jest inicjowana przez zmianę trybu pracy silnika, który zaczyna generować spaliny utleniające węgiel zawarty w skumulowanych cząstkach sadzy. Można także spalić sadzę z użyciem paliwa zaaplikowanego przez układ wtryskowy filtra. Do identyfikacji drożności filtra wykorzystuje się czujniki temperatury i ciśnienia. Popiół powstały po spaleniu sadzy pozostaje wewnątrz filtra i ma wpływ na jego efektywność oraz trwałość. Prawidłowo funkcjonujący filtr jest w stanie zatrzymać od 85% do 100% cząstek stałych. (Napiórkowski i in. 2018; Merkisz-Guranowska, Andrzejewski 2015). Na rysunku 13.10 przedstawiono schemat filtra cząstek stałych.



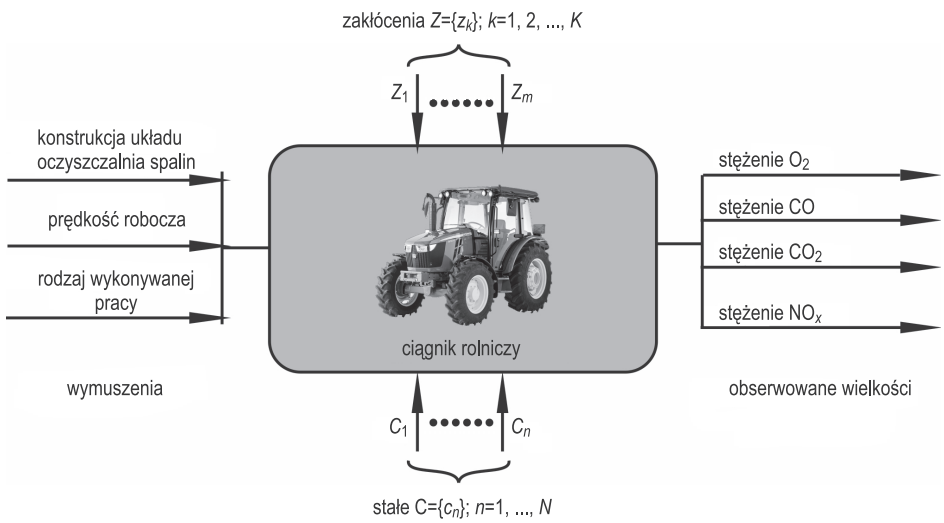

Rysunek 13.10. Filtry cząstek stałych (DPF – *Diesel Particle Filter*)
Źródło: opracowanie własne

## 13.3. Metodyka badań

### 13.3.1. Cel badań i obiekt badań

Celem pracy jest analiza wpływu konstrukcji silnika i stanów użytkowych ciągnika rolniczego na stężenia substancji wskaźnikowych w objętościowym strumieniu spalin.

Obiektem badań były ciągniki rolnicze realizujące proces roboczy. W przeprowadzonym eksperymencie badano ciągniki mające różne układy oczyszczania spalin, co pozwoliło na ocenę efektywności tych układów, w różnych warunkach użytkowania. W czasie badań mierzono stężenie w spalinach: dwutlenku węgla ($CO_2$), tlenku węgla (CO), tlenu ($O_2$) i tlenków azotu ($NO_x$). Na rysunku 13.11 przedstawiono ciągnik jako obiekt badań.




Rysunek 13.11. Ciągnik rolniczy jako obiekt badań
Źródło: opracowanie własne.

Zbiór stałych C ma postać:

$$\mathrm{C} = \begin{bmatrix} c_1 \\ \cdots \\ \cdots \\ c_N \end{bmatrix}_{N=4} \tag{13.1}$$

gdzie:

$c_1$ – opór gleby,
$c_2$ – pochylenie wzdłużne podłoża,
$c_3$ – pochylenie poprzeczne podłoża,
$c_4$ – masa operatora,

$c_5$ – stan termiczny (silnik rozgrzany),
$c_6$ – rodzaj paliwa (olej napędowy B7).

Zbiór zakłóceń $Z$ ma postać:

$$Z = \begin{bmatrix} z_1 \\ \cdots \\ z_K \end{bmatrix}_{K=4} \tag{13.2}$$

gdzie:
$z_1$ – nierównomierność oporów gleby,
$z_2$ – nierównomierność oporów toczenia kół,
$z_3$ – nierównomierność powierzchni podłoża,
$z_4$ – zmiana obciążenia aerodynamicznego (wiatr).

Obserwację zmian wymuszeń i odpowiadających im zmiennych wyjściowych prowadzono metodą bezpośrednią.

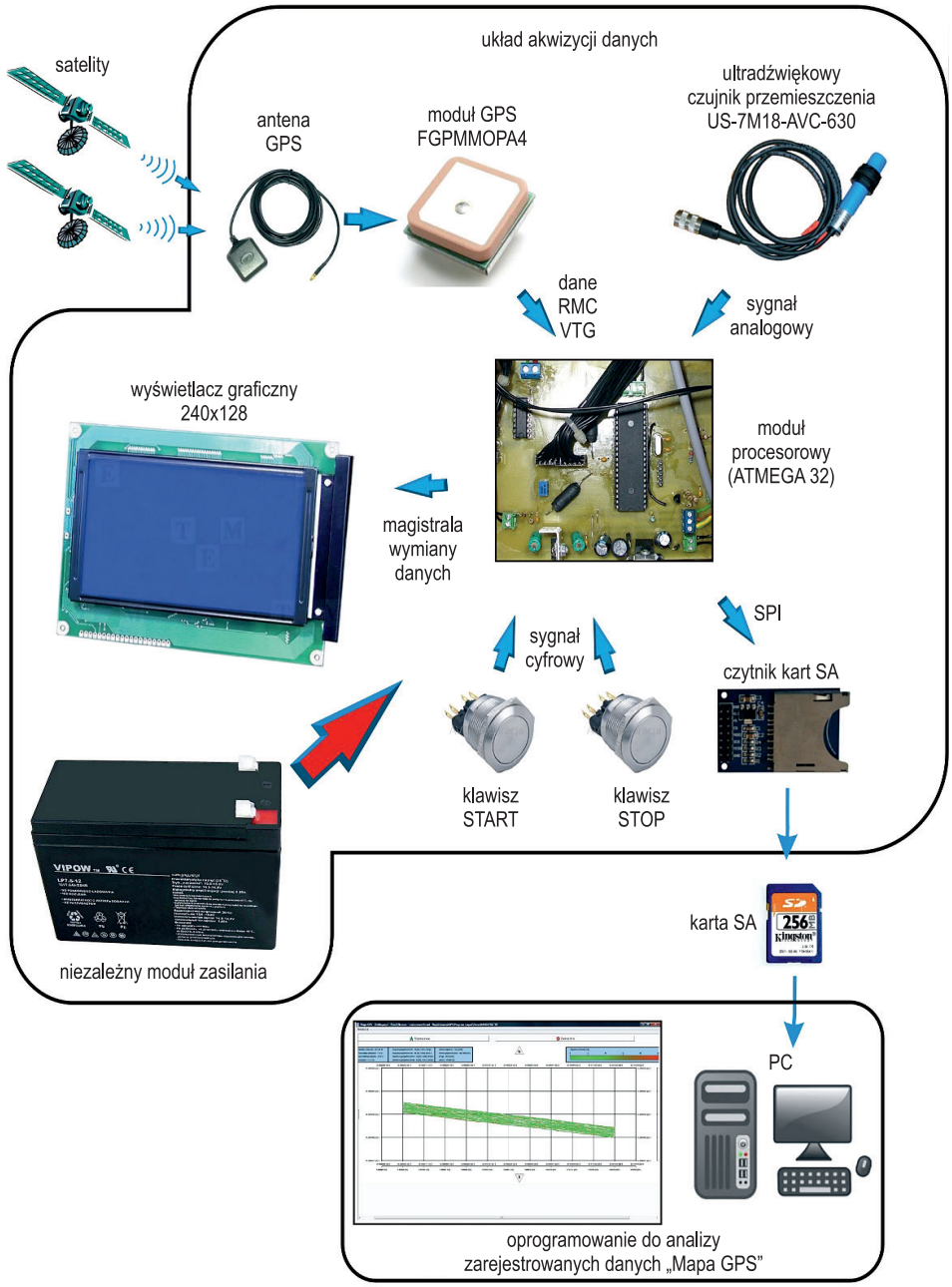
### 13.3.2. Aparatura pomiarowa

#### Pomiar stężenia substancji wskaźnikowych w objętościowym strumieniu spalin

Stężenie wybranych składników gazów spalinowych mierzono analizatorem spalin KANE AUTO plus 5.2 o numerze seryjnym 094616385. Urządzenie ma możliwość pomiaru stężenia następujących substancji:
– dwutlenku węgla $CO_2$ (zakres 0-16%, rozdzielczość 0,1%);
– tlenku węgla CO (zakres 0-10%, rozdzielczość 0,01%);
– tlenków azotu $NO_x$ (zakres 0-5000 ppm, rozdzielczość 1 ppm);
– tlenu $O_2$ (zakres 0-21%, rozdzielczość 1 ppm);
– węglowodorów HC (zakres 0-5000 ppm, rozdzielczość 1 ppm).

Widok analizatora spalin KANE AUTOplus 5.2 przedstawiono na rysunku 13.12.

Rysunek 13.12. Analizator spalin KANE AUTOplus 5.2
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 13.13. Schemat elementów składowych urządzenia do monitorowania prędkości i położenia badanych agregatów maszynowych
Źródło: opracowanie własne.

### Pomiar prędkości roboczej

Do rejestracji przebiegów czasowych prędkości badanych agregatów maszynowych użyto urządzenia, które skonstruowano w Katedrze Budowy Eksploatacji Pojazdów i Maszyn. Wykorzystuje ono moduł GPS do pomiaru prędkości. Dokładność pomiarowa to 0,1 $m \cdot s^{-1}$. W czasie testów dane są rejestrowane z częstotliwością 1 Hz na karcie SD (plik TXT). Zarejestrowane dane są importowane do autorskiego programu do ich obróbki. Program oblicza wartości średnie zarejestrowanych danych. Pozwala także generować mapy z monitorowanych przejazdów na podstawie zarejestrowanych w czasie testu współrzędnych geograficznych. Widok elementów składowych urządzenia pomiarowego przedstawiono na rysunku 13.13.

## 13.4. Wpływ zastosowanego układu oczyszczania spalin na stężenie substancji wskaźnikowych w objętościowym strumieniu spalin

Jednym z najczęściej wykonywanych zabiegów agrotechnicznych jest orka. W czasie jej wykonywania silnik ciągnika rolniczego jest obciążony mocą zbliżoną do nominalnej (80-100%). Orkę wykonuje się agregatem maszynowym złożonym z ciągnika i pługa. Jest to zabieg wymagający dużych nakładów energetycznych.

Analizowane dane pozyskano w czasie realizacji badań do pracy inżynierskiej wykonanej w Katedrze Budowy Eksploatacji Pojazdów i Maszyn UWM w Olsztynie. Do badań skonfigurowano 3 agregaty maszynowe o zróżnicowanej konstrukcji układów redukcji szkodliwych związków w spalinach. Ciągniki wchodzące w skład agregatów maszynowych miały siłę uciągu 30 kN. Orkę wykonywano na tej samej działce o długości 720 m, co zapewniło takie same warunki użytkowania 3 agregatów maszynowych. Dystans 720 m podzielono na 3 odcinki:

– rozbiegowy (długość 320 m);
– pomiarowy (długość 133,3 m);
– wybiegowy (długość 266,7 m).

W czasie rozbiegu agregat maszynowy miał za zadanie osiągnąć zakładaną prędkość i głębokość roboczą oraz pokonać dystans, na którym występowały zakłócające pomiar warunki środowiskowe (zmienne pochylenie terenu, zmienny opór i wilgotność gleby). Podczas rozbiegu agregat orkowy wpadał w poślizg na skutek rozmokłego podłoża o niskim współczynniku przyczepności i dużego oporu gleby. Po wykonaniu rozbiegu rozpoczynał się odcinek pomiarowy zlokalizowany na wzniesieniu. Charakteryzowała go gleba o ustabilizowanej wilgotności i zwięzłości. Poprzeczne i wzdłużne pochylenie terenu na tym odcinku wynosiło od 0° do 0,5°. W czasie pomiarów nie zaobserwowano zwiększonego poślizgu kół

(większego niż 5%). W ostatnim etapie (wybieg) ponownie agregat maszynowy wykonywał orkę w środowisku roboczym o dużej zmienności.

Orkę wykonywano na stanowisku po uprawie pszenicy, które wcześniej poddano talerzowaniu na głębokość 0,08 m. Zabieg orki przedzimowej wykonywano na głębokość 0,25 m. Przełożenie w skrzyni biegów dobrano tak, by prędkość wykonywania orki wynosiła 8 $km \cdot h^{-1}$, a prędkość wału korbowego silnika 1700 $obr. \cdot min^{-1}$. Jest to prędkość, z jaką standardowo wykonywany jest ten proces w gospodarstwie rolnym, na którego terenie przeprowadzono badania. Ciągniki agregowano z 4-korpusowym obrotowym pługiem firmy Vogel&Noot XMS950. Miał on masę 2230 kg i nastawioną szerokość roboczą 1,6 m (Czarnecki 2018; Napiórkowski i in. 2018).

Do zasilania silników użyto oleju napędowego Ekodiesel Ultra gatunek B, wyprodukowanego przez PKN ORLEN, o zawartości estrów metylowych kwasów tłuszczowych wynoszącej 7%. Jest to paliwo stosowane w znaczącej większości krajowych gospodarstw rolnych, a także używane w czasie badań homologacyjnych silników.

W czasie badań rejestrowano stężenie wybranych składników spalin (CO, $CO_2$, $O_2$, $NO_x$) dla nieobciążonych silników (praca na biegu jałowym)

Tabela 13.4. Parametry konstrukcyjne ciągników rolniczych

| Model ciągnika | Case Maxxum 140 Multicontroler | Claas Arion 620 | John Deere 6930 |
|---|---|---|---|
| Rok produkcji | 2013 | 2016 | 2012 |
| Pojemność silnika [$dm^3$] | 6,7 | 6,7 | 6,7 |
| Liczba cylindrów | 6 | 6 | 6 |
| Liczba zaworów na cylinder | 4 | 4 | 2 |
| Znamionowa prędkość obrotowa silnika [$obr. \cdot min^{-1}$] | 2200 | 2200 | 2200 |
| Moc silnika [kW] | 104 | 114 | 114 |
| Turbosprężarka | zmienna geometria | zmienna geometria | stała geometria |
| Rodzaj skrzyni przekładniowej | Powershift | Hexashift | Auto PowerQuad |
| Liczba przełożeń przód/tył | 16/16 | 24/24 | 20/20 |
| Prędkość WOM [$obr. \cdot min^{-1}$] | 540/540ECO/ 1000/1000ECO | 540/540ECO/ 1000/1000ECO | 540/540ECO/ 1000/1000ECO |
| Wydatek pompy hydraulicznej [$dm^3 \cdot min^{-1}$] | 119 | 110 | 138 |
| Długość [mm] | 4532 | 4754 | 4454 |
| Szerokość [mm] | 2000 | 2000 | 2000 |
| Rozmiar opon przód/tył | 14.9R28/18.4R38 | 14.9R28/20.8R38 | 14.9R28/20.8R38 |
| Masa [kg] | 5430 | 6570 | 5880 |
| Układ oczyszczania spalin | SCR | EGR + DPF | EGR |
| Spełniana norma emisji spalin | STAGE IV | STAGE IV | STAGE IIIb |

Źródło: opracowano na podstawie Czarneckiego (2018) oraz Napiórkowskiego i in. (2018).

i w czasie realizacji procesu roboczego (orka). Jako wynik końcowy przyjęto średnią arytmetyczną z 5 odczytów wykonywanych co około 15 s (czas na pokonanie dystansu 33,3 m). Liczba miejsc pomiarowych była ograniczona ze względu na wielkość obszaru, na którym występowały stabilne warunki robocze, oraz technicze możliwości związane z obsługą aparatury pomiarowej (częstotliwość odczytu). Zarejestrowane dane poddano służącemu do identyfikowania wartości odstających w seriach danych testowi $Q$-Dixona Przyjęta wartość krytyczna wyniosła $Q_{kr}(a = 0{,}05;\ n = 4) = 0{,}765$. Po przeanalizowaniu danych odrzucono jeden wynik pomiaru obarczony błędem grubym. Następnie wyznaczono odchylenie standardowe i odchylenie standardowe średnie, a także określono przedział ufności ($a = 0{,}05$).

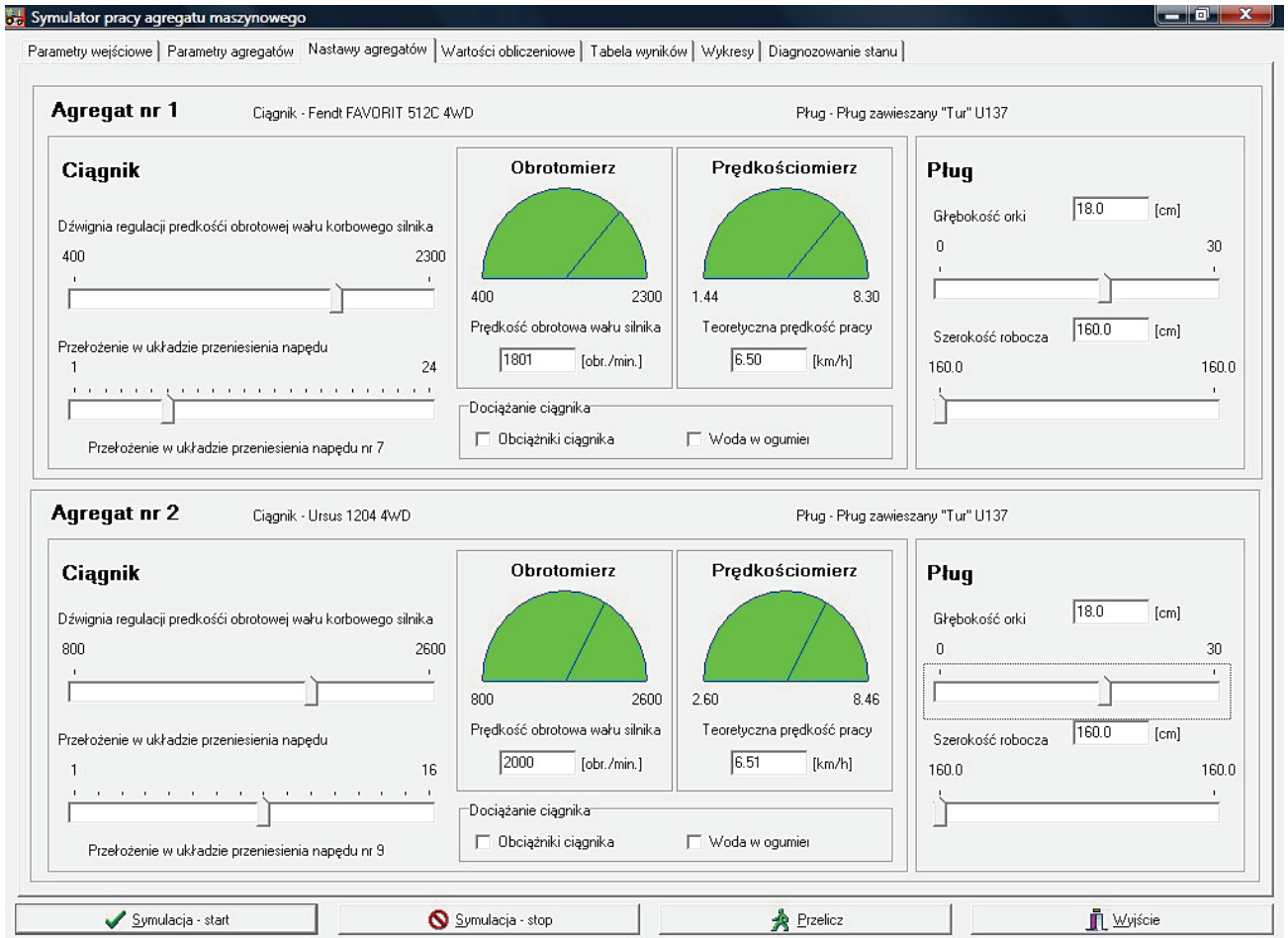
W tabeli 13.4 przedstawiono parametry techniczne ciągników tworzących badane agregaty maszynowe, a na rysunku 13.14 przedstawiono agregaty maszynowe będące obiektem badań.

Do oszacowania emisji spalin dwóch substancji wskaźnikowych posłużono się równaniami (Pilusa i in. 2012):

$$\mathrm{CO}[\mathrm{g}\cdot\mathrm{kWh}^{-1}] = 3{,}591\cdot 10^{-3}\cdot \mathrm{CO}[\mathrm{ppm}] \tag{13.1}$$

$$\mathrm{NO}_x\ [\mathrm{g}\cdot\mathrm{kWh}^{-1}] = 6{,}636\cdot 10^{-3}\cdot \mathrm{NO}_x\ [\mathrm{ppm}] \tag{13.2}$$

Rysunek 13.14. Widok agregatów maszynowych będących obiektem badań:
*a* – agregat maszynowy John Deere + Vogel&Noot XMS950, *b* – agregat maszynowy Class Arion 620 + Vogel&Noot XMS950, *c* – agregat maszynowy Case Maxxum 140+Vogel&Noot XMS950, *d* – pomiar strumienia na biegu jałowym
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 13.15. Interfejs graficzny programu „Sym-paliwo” (moduł konfigurowania nastaw)
Źródło: opracowanie własne.

Oszacowano także moc generowaną na wałach korbowych silników ciągników rolniczych i ich stopień obciążenia. Do tego celu użyto programu o nazwie „Sym-paliwo", który opisali Szczyglak i Napiórkowski (2014). Program ten jest zapisem cyfrowym modelu szacowania mocy i zużycia paliwa w procesie użytkowania maszyn rolniczych. Algorytm programu oparto na bilansie mocy agregatów ciągnikowych. Na rysunku 13.15 przedstawiono interfejs graficzny programu „Sym-paliwo".

Wartość mocy obciążającej wał korbowy silnika oszacowano z założeniami:
– rodzaj podłoża – pole zaorane rozmokłe (współczynnik oporów toczenia $f_t = 0{,}2 \div 0{,}25$);
– typ gleby – zwięzła ciężka (współczynnik oporów gleby $k = 60 \div 65$ kN · m$^{-2}$);
– współczynnik tarcia pługa o podłoże $f = 0{,}3 \div 0{,}35$;
– nachylenie wzdłużne podłoża $\alpha = -0{,}5 \div 0{,}5°$;
– poślizg kół napędowych $\delta = 0{,}03 \div 0{,}05$;
– sprawność układu przeniesienia napędu $\eta = 0{,}85$;
– masa operatora $m_o = 80$ kg.

W tabelach 13.5-13.8 przedstawiono zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia substancji wskaźnikowych i wyniki analizy statystycznej oraz wyniki obliczeń emisji CO i $NO_x$, a także mocy obciążającej wały korbowe silników. Na rysunku 13.16 przedstawiono uzyskane w czasie badań polowych stężenia związków zawartych w spalinach.

Tabela 13.5. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $CO_2$ i wyniki analizy statystycznej

| Nazwa | Case Maxxum 140 Multicontroler + Vogel&Noot XMS950 | | | | Claas Arion 620 + Vogel&Noot XMS950 | | | | John Deere 6930 + Vogel&Noot XMS950 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | |
| | $CO_2$ [%] | $Q$ | $CO_2$ [%] | $Q$ | $CO_2$ [%] | $Q$ | $CO_2$ [%] | $Q$ | $CO_2$ [%] | $Q$ | $CO_2$ [%] | $Q$ |
| Pomiar 1 | 1,5 | 0,2 | 7 | 0,33 | 2,2 | 0,00 | 6,8 | 0,30 | 1,9 | 0,33 | 7,0 | 0,33 |
| Pomiar 2 | 1,6 | – | 7,2 | – | 2,2 | – | 7,1 | – | 2,1 | – | 7,3 | – |
| Pomiar 3 | 1,9 | – | 7,3 | – | 2,3 | – | 7,3 | – | 2,1 | – | 7,5 | – |
| Pomiar 4 | 2 | – | 7,4 | – | 2,6 | – | 7,5 | – | 2,4 | – | 7,8 | – |
| Pomiar 5 | 2 | 0 | 7,6 | 0,33 | 2,7 | 0,20 | 7,8 | 0,30 | 2,5 | 0,17 | 7,9 | 0,11 |
| Rozstęp | – | 0,5 | – | 0,6 | – | 0,5 | – | 1 | – | 0,6 | – | 0,9 |
| Średnia | 1,8 | – | 7,3 | – | 2,4 | – | 7,3 | – | 2,2 | – | 7,5 | – |
| Odchylenie standardowe | 0,235 | – | 0,224 | – | 0,235 | – | 0,381 | – | 0,245 | – | 0,367 | – |
| Odchylenie średnie | 0,117 | – | 0,112 | – | 0,117 | – | 0,190 | – | 0,122 | – | 0,184 | – |
| Przedział ufności | 1,474 | – | 6,99 | – | 2,074 | – | 6,771 | – | 1,86 | – | 6,99 | – |
| | 2,126 | – | 7,61 | – | 2,726 | – | 7,829 | – | 2,54 | – | 8,01 | – |
| $Q$ – zmienna losowa, test $Q$-Dixona | | | | | | | | | | | | |

Źródło: opracowano na podstawie Czarneckiego (2018) oraz Napiórkowskiego i in. (2018).

Tabela 13.6. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $O_2$ i wyniki analizy statystycznej

| Nazwa | Case Maxxum 140 Multicontroler + Vogel&Noot XMS950 | | | | Claas Arion 620 + Vogel&Noot XMS950 | | | | John Deere 6930 + Vogel&Noot XMS950 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | |
| | $O_2$ [%] | $Q$ | $O_2$ [%] | $Q$ | $O_2$ [%] | $Q$ | $O_2$ [%] | $Q$ | $O_2$ [%] | $Q$ | $O_2$ [%] | $Q$ |
| Pomiar 1 | 17,15 | 0,25 | 14,35 | 0,04 | 16,98 | 0,24 | 10,25 | 0,05 | 16,91 | 0,05 | 9,98 | 0,03 |
| Pomiar 2 | 17,46 | – | 14,39 | – | 17,23 | – | 10,34 | – | 16,99 | – | 10,01 | – |
| Pomiar 3 | 17,92 | – | 14,77 | – | 17,39 | – | 10,80 | – | 17,61 | – | 10,44 | – |
| Pomiar 4 | 18,09 | – | 15,21 | – | 17,87 | – | 11,56 | – | 18,10 | – | 10,61 | – |
| Pomiar 5 | 18,38 | 0,24 | 15,28 | 0,08 | 18,03 | 0,15 | 12,05 | 0,27 | 18,39 | 0,20 | 10,96 | 0,36 |
| Rozstęp | – | 1,23 | – | 0,93 | – | 1,05 | – | 1,80 | – | 1,48 | – | 0,98 |
| Średnia | 17,80 | – | 14,80 | – | 17,50 | – | 11,00 | – | 17,60 | – | 10,40 | – |
| Odchylenie standardowe | 0,493 | – | 0,439 | – | 0,440 | – | 0,783 | – | 0,656 | – | 0,415 | – |
| Odchylenie średnie | 0,247 | – | 0,219 | – | 0,220 | – | 0,392 | – | 0,328 | – | 0,207 | – |
| Przedział ufności | 17,115 | – | 14,191 | – | 16,890 | – | 9,913 | – | 16,689 | – | 9,824 | – |
| | 18,485 | – | 15,409 | – | 18,110 | – | 12,087 | – | 18,511 | – | 10,976 | – |
| $Q$ – zmienna losowa, test $Q$-Dixona | | | | | | | | | | | | |

Źródło: opracowano na podstawie Czarneckiego (2018) oraz Napiórkowskiego i in. (2018).

Tabela 13.7. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia CO i wyniki analizy statystycznej oraz obliczona emisja, moc na wale korbowym i stopień obciążenia silnika

| Nazwa | Case Maxxum 140 Multicontroler + Vogel&Noot XMS950 | | | | Claas Arion 620 + Vogel&Noot XMS950 | | | | John Deere 6930 + Vogel&Noot XMS950 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | |
| | CO [%] | $Q$ | CO [%] | $Q$ | CO [%] | $Q$ | CO [%] | $Q$ | CO [%] | $Q$ | CO [%] | $Q$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Pomiar 1 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,25 | 0,00 | 0,00 |
| Pomiar 2 | 0,00 | – | 0,00 | – | 0,00 | – | 0,00 | – | 0,01 | – | 0,00 | – |
| Pomiar 3 | 0,04 | – | 0,01 | – | 0,01 | – | 0,00 | – | 0,02 | – | 0,01 | – |
| Pomiar 4 | 0,05 | – | 0,02 | – | 0,02 | – | 0,01 | – | 0,03 | – | 0,04 | – |
| Pomiar 5 | 0,06 | 0,17 | 0,02 | 0,00 | 0,02 | 0,00 | 0,06* | 0,83 | 0,04 | 0,25 | 0,05 | 0,20 |
| Rozstęp | – | 0,06 | – | 0,02 | – | 0,02 | – | 0,06 | – | 0,04 | – | 0,05 |
| Średnia | 0,03 | – | 0,01 | – | 0,01 | – | 0,003 | – | 0,02 | – | 0,02 | – |
| Odchylenie standardowe | 0,028 | – | 0,010 | – | 0,010 | – | 0,005 | – | 0,016 | – | 0,023 | – |
| Odchylenie średnie | 0,014 | – | 0,005 | – | 0,005 | – | 0,003 | – | 0,008 | – | 0,012 | – |

cd. tabeli 13.7

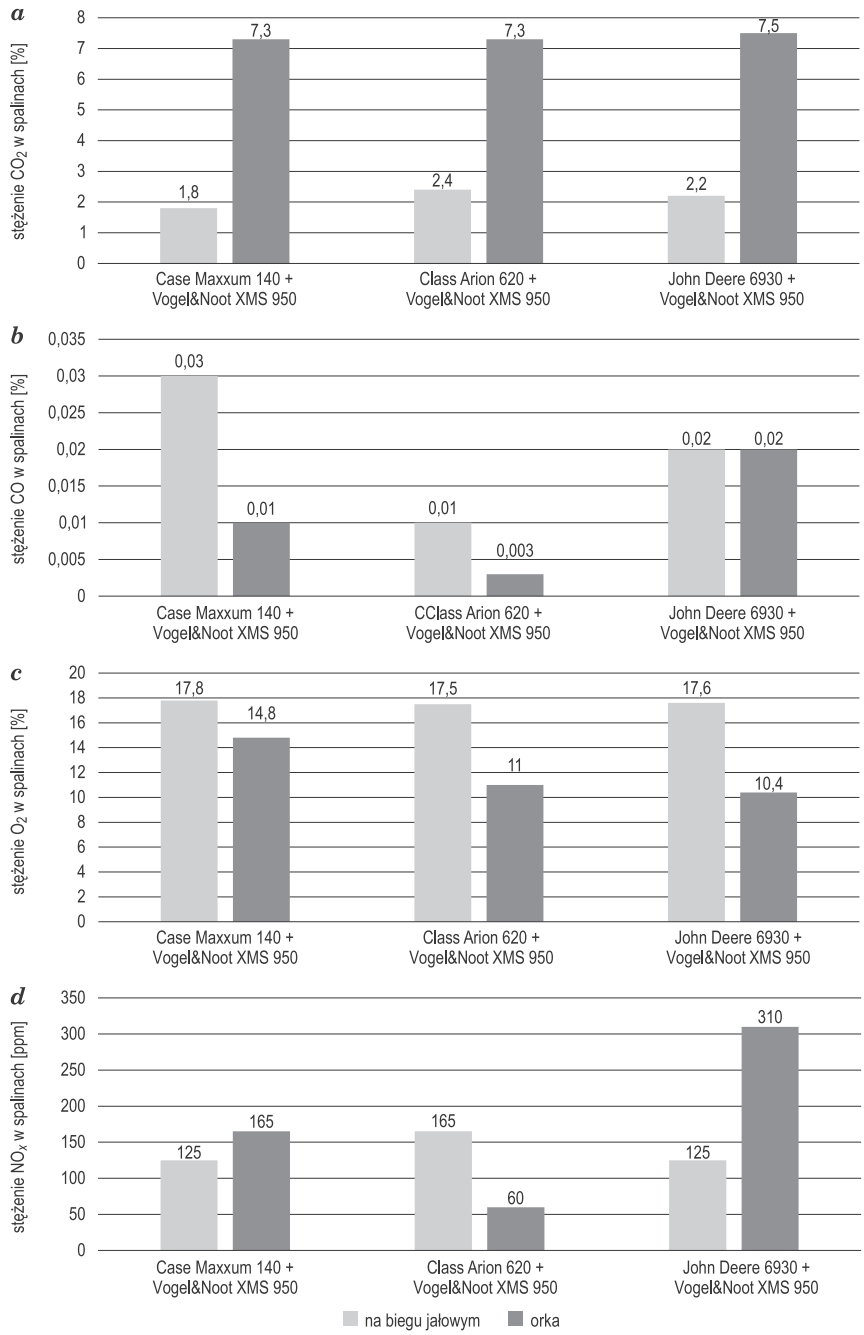
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Przedział ufności | –0,009 | – | –0,004 | – | –0,004 | – | –0,007 | – | –0,002 | – | –0,013 | – |
| | 0,069 | – | 0,024 | – | 0,024 | – | 0,012 | – | 0,042 | – | 0,053 | – |
| *Q* – zmienna losowa, test *Q*-Dixona; * wynik pomiaru obarczony błędem grubym | | | | | | | | | | | | |
| Moc na wale silnika [kW] | 0 | | 93,204 | | 0 | | 100,825 | | 0 | | 96,212 | |
| Obciążenie silnika [%] | 0 | | 89,62 | | 0 | | 88,44 | | 0 | | 84,39 | |
| Emisja CO [g·kWh$^{-1}$] | 1,077 | | 0,359 | | 0,359 | | 0,090 | | 0,718 | | 0,718 | |

Źródło: opracowano na podstawie Czarneckiego (2018) oraz Napiórkowskiego i in. (2018).

Tabela 13.8. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $NO_x$ i wyniki analizy statystycznej oraz obliczona emisja, moc na wale korbowym i stopień obciążenia silnika

| Nazwa | Case Maxxum 140 Multicontroler + Vogel&Noot XMS950 | | | | Claas Arion 620 + Vogel&Noot XMS950 | | | | John Deere 6930 + Vogel&Noot XMS950 | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | | bieg jałowy | | orka | |
| | $NO_x$ [ppm] | *Q* | $NO_x$ [ppm] | *Q* | $NO_x$ [ppm] | *Q* | $NO_x$ [ppm] | *Q* | $NO_x$ [ppm] | *Q* | $NO_x$ [ppm] | *Q* |
| Pomiar 1 | 112 | 0,17 | 132 | 0,17 | 131 | 0,21 | 47 | 0,17 | 100 | 0,16 | 272 | 0,19 |
| Pomiar 2 | 117 | – | 144 | – | 145 | – | 52 | – | 109 | – | 288 | – |
| Pomiar 3 | 123 | – | 163 | – | 171 | – | 56 | – | 120 | – | 302 | – |
| Pomiar 4 | 132 | – | 185 | – | 181 | – | 70 | – | 141 | – | 333 | – |
| Pomiar 5 | 141 | 0,31 | 201 | 0,23 | 197 | 0,24 | 77 | 0,23 | 155 | 0,25 | 355 | 0,27 |
| Rozstęp | – | 29 | – | 69 | – | 66 | – | 30 | – | 55 | – | 83 |
| Średnia | 125 | – | 165 | – | 165 | – | 60 | – | 125 | – | 310 | – |
| Odchylenie standardowe | 11,640 | – | 28,417 | – | 26,796 | – | 12,621 | – | 22,705 | – | 33,712 | – |
| Odchylenie średnie | 5,820 | – | 14,208 | – | 13,398 | – | 6,311 | – | 11,352 | – | 16,856 | – |
| Przedział ufności | 108,84 | – | 125,558 | – | 127,808 | – | 42,881 | – | 93,486 | – | 263,20 | – |
| | 141,15 | – | 204,442 | – | 202,192 | – | 77,919 | – | 156,51 | – | 356,79 | – |
| *Q* – zmienna losowa, test *Q*-Dixona | | | | | | | | | | | | |
| Moc na wale silnika [kW] | 0 | | 93,204 | | 0 | | 100,825 | | 0 | | 96,212 | |
| Obciążenie silnika [%] | 0 | | 89,62 | | 0 | | 88,44 | | 0 | | 84,39 | |
| Emisja $NO_x$ [g·kWh$^{-1}$] | 0,830 | | 1,095 | | 1,095 | | 0,401 | | 0,830 | | 2,057 | |

Źródło: opracowano na podstawie Czarneckiego (2018) oraz Napiórkowskiego i in. (2018).




Rysunek 13.16. Stężenia substancji zawartych w spalinach: *a* – stężenie $CO_2$, *b* – stężenie $CO_2$, *c* – stężenie $O_2$, *d* – stężenie $NO_x$
Źródło: opracowanie własne na podstawie Czarneckiego (2018) oraz Napiórkowskiego i in. (2018).

Najniższe stężenie dwutlenku węgla zaobserwowano w przypadku agregatu, który był napędzany przez ciągnik Case Maxxum 140. Na biegu jałowym różnice między pozostałymi agregatami były niewielkie i maksymalnie wyniosły 33%. Obciążenie ciągników spowodowało zwiększenie stężenia $CO_2$ w spalinach od 3 do 4 razy w porównaniu z pracą na biegu jałowym.

Najmniejsze stężenie CO w spalinach generował ciągnik Claas Arion 620. W tym przypadku zaobserwowano mniejsze stężenie CO, zarówno na biegu jałowym, jak i pod obciążeniem. Było to spowodowane zainstalowaniem filtru cząstek stałych, który wychwytywał niespalone cząstki sadzy, i zastosowaniem w silniku czterech zaworów na cylinder, co poprawiło przebieg procesu spalania. Ponadto montaż turbosprężarki ze zmienną geometrią spowodował, że silnik miał maksymalny moment obrotowy w szerszym zakresie prędkości obrotowej. Stężenia CO przy obciążonych silnikach było mniejsze lub równe stężeniu dla silników nieobciążonych.

Wszystkie ciągniki generowały podobne stężenie $O_2$ na biegu jałowym. Po obciążeniu najmniejsze stężenie $O_2$ zaobserwowano dla ciągnika Claas Arion 620. Tlen inicjuje reakcje, które zachodzą podczas spalania. W przypadku układów oczyszczania spalin utlenia on zawarte w spalinach CO i HC.

Stężenie $NO_x$ w spalinach na biegu jałowym nie przekraczało 165 ppm dla wszystkich ciągników. W przypadku ciągnika wyposażonego w układ SCR (Case Maxxum 140) po obciążeniu zanotowano wzrost stężenia o 32%. Najwyższa redukcja $NO_x$ wystąpiła w ciągniku Class Arion 620. Wyposażony był on w DPF przeznaczony do redukcji PM. W tym przypadku redukcja $NO_x$ jest realizowana przez rozwiązania wewnątrzsilnikowe. Były one najbardziej efektywne z trzech testowanych ciągników. W przypadku ciągnika John Deere 6930 po obciążeniu stężenie $NO_x$ wzrosło o 248%. To najmniej zaawansowana technicznie konstrukcja.

Oszacowano, że agregaty wykonujące orkę miały wały korbowe silników obciążone mocą wynoszącą od 93,2 kW do 100,82 kW. Najmniej obciążony silnik był zamontowany w ciągniku Case Maxxum 140, ponieważ ciągnik ten ma najniższą masę. We wszystkich przypadkach należy uznać, że agregaty orkowe zostały prawidłowo zestawione, ponieważ obciążenie silników wynosiło ponad 84% i nie przekraczało 90%. Każdy z agregatów miał więc rezerwę mocy, która umożliwiała mu bez spadku prędkości obrotowej wałów korbowych realizowanie procesu roboczego na odcinku pomiarowym. Rezerwa ta nie była jednak wystarczająca, by bez nadmiernego spadku prędkości roboczej realizować orkę w czasie rozbiegu i wybiegu. Oszacowane obciążenie silników różni się od stosowanego w czasie testów NRSC, gdzie przyjmuje się obciążenie wynoszące 75% i 100% (najbliższe wartości).

Oszacowane wartości emisji CO dla wszystkich ciągników były znacząco niższe od wartości granicznych z normy STAGE. W przypadku ciągników wyposażonych w silniki spełniające wymogi normy STAGE IV wzrost obciążenia powodował spadek emisji CO.

Oszacowane wartości emisji $NO_x$ w przypadku ciągnika John Deere 6930 były niższe od wartości granicznej z normy STAGE IIIb. Ciągnik Claas Arion 620 na biegu jałowym generował 2,5 razy więcej tlenków azotu niż narzuca norma STAG IV. Po obciążeniu silnika natomiast emisja $NO_x$ była prawidłowa. W przypadku ciągnika Case Maxxum 140 emisja $NO_x$ przekroczyła ponaddwukrotnie dopuszczalne wartości, zarówno podczas pracy na biegu jałowym, jak i orki.

## 13.5. Wpływ konstrukcji agregatu maszynowego na emisję $NO_x$

Oprócz orki, w procesie uprawy wykonuje się wiele zabiegów agrotechnicznych. Do najczęściej stosowanych zaliczamy: bronowanie, aplikację nawozów i doprawianie gleby z użyciem pasywnych maszyn spulchniających. Zabiegi te w większości przypadków nie generują obciążenia silnika zbliżonego do mocy nominalnej. Analizowane wyniki zarejestrowano w ramach badań do pracy inżynierskiej wykonanej w Katedrze Budowy Eksploatacji Pojazdów i Maszyn UWM w Olsztynie (Radzymiński 2018). Do napędu agregatów maszynowych wykorzystano 3 ciągniki: Ursus C360, Zetor 5320 i Deutz Fahr 430GS. Są to ciągniki często użytkowane w małych gospodarstwach rolniczych. Dane techniczne ciągników zamieszczono w tabeli 13.9.

W czasie badań ciągniki agregowano z następującymi maszynami (Radzymiński 2018):
– broną zaczepianą o szerokości 4 m (Ursus C360, Zetor 5320, Deutz Fahr 430GS);
– rozsiewaczem nawozów Promar o pojemności kosza zasypowego 360 $dm^3$ (Zetor 5320, Deutz Fahr 430GS);
– kultywatorem Agromet Unia Grudziądz o szerokości roboczej 2,4 m i 17 zębach sprężystych (Ursus C360, Zetor 5320).

Tabela 13.9. Dane techniczne ciągników rolniczych

| Model ciągnika | Ursus C360 | Zetor 5320 | Deutz Fahr 430GS |
|---|---|---|---|
| Rok produkcji | 1982 | 2004 | 2010 |
| Przebieg [mth] | 3815 | 2890 | 1815 |
| Pojemność silnika [$dm^3$] | 3121 | 3595 | 4038 |
| Liczba cylindrów | 4 | 4 | 4 |
| Liczba zaworów na cylinder | 2 | 2 | 2 |
| Moc silnika [kW] | 38,2 | 46 | 80 |
| Turbosprężarka | nie | nie | tak |
| Masa [kg] | 2700 | 2890 | 4100 |
| Układ oczyszczania spalin | – | – | EGR |
| Spełniana norma emisji spalin | – | STAGE II | STAGE IIIa |

Źródło: opracowano na podstawie Radzymińskiego (2018).

Na rysunku 13.17 przedstawiono zestawione agregaty maszynowe będące obiektem badań. W czasie badań agregaty maszynowe poruszały się po torze prostoliniowym. Pomiar był wykonywany na odcinku o długości 80 m, który poprzedzał rozbieg o długości kilkudziesięciu metrów. Silniki ciągników były rozgrzane. Wartości stężenia $NO_x$ odczytywano co 20 m (wykorzystano znaczniki rozłożone równolegle do toru). Za wynik pomiarów przyjęto średnią arytmetyczną z 5 pomiarów. Prędkość realizacji procesu roboczego wyznaczono układem pomiarowym na podstawie technologii GPS. Wały korbowe ciągników obracały się z prędkościami 1600 obr. · $min^{-1}$ i 1800 obr. · $min^{-1}$ (Radzymiński 2018). Liczba odczytanych wartości stężenia tlenków azotu dla jednego agregatu maszynowego była ograniczona ze względu na wielkość obszaru, na którym występowały stabilne warunki robocze, oraz techniczne możliwości związane z obsługą aparatury pomiarowej (częstotliwość odczytu).

Rysunek 13.17. Widok agregatów maszynowych będących obiektem badań:
*a* – Ursus C360 + kultywator, *b* – Zetor 5320 + kultywator, *c* – Ursus C360 + brona, *d* – Zetor 5320 + brona, *e* – Deutz Fahr 430GS + brona, *f* – Zetor 5320 + rozsiewacz
Źródło: opracowanie własne.

Do zasilania silników użyto oleju napędowego Ekodiesel Ultra gatunek B wyprodukowanego przez PKN ORLEN, o zawartości estrów metylowych kwasów tłuszczowych wynoszącej 7%.

Zarejestrowane dane poddano służącemu do identyfikowania wartości odstających w seriach danych testowi *Q*-Dixona. Przyjęta wartość krytyczna wyniosła $Q_{kr}(\alpha = 0{,}05;\ n = 4) = 0{,}765$. Następnie wyznaczono odchylenie standardowe i odchylenie standardowe średnie, a także określono przedział ufności ($\alpha = 0{,}05$).

Do oszacowania emisji tlenków azotu posłużono się równaniami 13.1 i 13.2 (Pilusa i in. 2012).

Oszacowano także moc generowaną na wałach korbowych silników ciągników rolniczych i ich stopień obciążenia. Do tego celu użyto programu o nazwie „Sym-paliwo", który opisali Szczyglak i Napiórkowski (2014).

Wartość mocy obciążającej wał korbowy silnika oszacowano z założeniami:
– rodzaj podłoża – pole zaorane uleżałe (współczynnik oporów toczenia $f_t = 0{,}12 \div 0{,}15$);
– jednostkowy opór brony $k = 1{,}2 \div 1{,}5$ kN · m$^{-1}$);
– jednostkowy opór kultywatora $k = 4{,}4 \div 4{,}7$ kN · m$^{-1}$);
– moc pobierana przez WOM (rozsiewacz) $P_{wom} = 1{,}5$ kW);
– nachylenie wzdłużne podłoża $\alpha = -0{,}5 \div 0{,}5°$;
– poślizg kół napędowych $\delta = 0{,}03 \div 0{,}05$;
– sprawność układu przeniesienia napędu $\eta = 0{,}85$;
– masa nawozu w koszu rozsiewacza $m_n = 250$ kg;
– masa operatora $m_o = 80$ kg.

W tabelach 13.10-13.12 przedstawiono zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $NO_x$ i wyniki analizy statystycznej oraz wyniki obliczeń emisji $NO_x$, a także mocy obciążającej wały korbowe silników.

Najniższe stężenie tlenków azotu zaobserwowano w przypadku agregatów maszynowych napędzanych przez ciągnik Ursus C360. Wynika to z niższej temperatury spalania w cylindrze niewysilonego silnika. W porównaniu z ciągnikiem Deutz Fahr 430GS, którego silnik spełnia wymogi normy STAGE IIIa, stężenie $NO_x$ jest w tym przypadku do 4 razy mniejsze. Ciągnik Zetor 5320 także generował mniejsze stężenie $NO_x$ w spalinach niż Deutz Fahr 430GS. W odniesieniu do realizowanego procesu roboczego zauważono, że stężenie w spalinach tlenku azotu było wyższe w przypadku kultywatorowania niż w przypadku bronowania. Zauważono też wzrost stężenia tlenków azotu podczas wykonywania prac polowych z większą prędkością. Najwyraźniej można było zaobserwować to zjawisko w przypadku agregatów napędzanych przez ciągnik Ursus C360. Wykonywanie bardziej energochłonnego procesu roboczego skutkuje większym obciążeniem silnika i wzrostem stężenia $NO_x$ w spalinach.

Oszacowano, że agregaty wykonujące proces roboczy miały wały korbowe silników obciążone mocą wynoszącą od 15,238 kW do 31,592 kW. We wszystkich przypadkach należy uznać, że agregaty maszynowe miały dużą rezerwę mocy, ponieważ obciążenie silników wynosiło od 33,08% do 52,56%.

Tabela 13.10. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $NO_x$ i wyniki analizy statystycznej oraz obliczona emisja, moc na wale korbowym i stopień obciążenie silnika (ciągnik Ursus C360)

| Nazwa | Kultywator | | Brona ciężka | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $V = 1{,}76\ m \cdot s^{-1}$ ($n = 1800\ obr. \cdot min^{-1}$) | | $V = 1{,}56\ m \cdot s^{-1}$ ($n = 1600\ obr. \cdot min^{-1}$) | | $V = 1{,}94\ m \cdot s^{-1}$ ($n = 1800\ obr. \cdot min^{-1}$) | |
| | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ |
| Pomiar 1 | 135 | 0,03 | 66 | 0,12 | 92 | 0,03 |
| Pomiar 2 | 140 | – | 78 | – | 95 | – |
| Pomiar 3 | 284 | – | 139 | – | 165 | – |
| Pomiar 4 | 294 | – | 165 | – | 176 | – |
| Pomiar 5 | 295 | 0,01 | 167 | 0,02 | 181 | 0,06 |
| Rozstęp $R$ | – | 160 | – | 101 | – | 89 |
| Średnia | 229,6 | – | 123 | – | 142 | – |
| Odchylenie standardowe | 84,204 | – | 48,036 | – | 44,483 | – |
| Odchylenie średnie | 42,102 | – | 24,018 | – | 22,241 | – |
| Przedział ufności | 112,725 | – | 56,325 | – | 80,058 | – |
| | 346,475 | – | 189,675 | – | 203,542 | – |
| $Q$ – zmienna losowa, test $Q$-Dixona | | | | | | |
| Moc na wale silnika [kW] | 20,08 | | 15,238 | | 17,115 | |
| Obciążenie silnika [%] | 52,56 | | 39,89 | | 44,8 | |
| Emisja $NO_x$ [$g \cdot kWh^{-1}$] | 1,52 | | 0,82 | | 0,94 | |

Źródło: opracowano na podstawie Radzymińskiego (2018).

Tabela 13.11. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $NO_x$ i wyniki analizy statystycznej oraz obliczona emisja, moc na wale korbowym i stopień obciążenie silnika (ciągnik Deutz Fahr 430GS)

| Nazwa | Brona ciężka | | | | Rozsiewacz nawozów | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $V = 2{,}53\ m \cdot s^{-1}$ ($n = 1600\ obr. \cdot min^{-1}$) | | $V = 3{,}22\ m \cdot s^{-1}$ ($n = 1800\ obr. \cdot min^{-1}$) | | $V = 3{,}52\ m \cdot s^{-1}$ ($n = 1800\ obr. \cdot min^{-1}$) | |
| | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Pomiar 1 | 463 | 0,04 | 463 | 0,10 | 400 | 0,25 |
| Pomiar 2 | 465 | – | 464 | – | 436 | – |
| Pomiar 3 | 496 | – | 470 | – | 490 | – |
| Pomiar 4 | 512 | – | 470 | – | 516 | – |
| Pomiar 5 | 516 | 0,08 | 473 | 0,30 | 544 | 0,19 |
| Rozstęp $R$ | – | 53 | – | 10 | – | 144 |
| Średnia | 490,4 | – | 468 | – | 477,2 | – |

cd. tabeli 13.11

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Odchylenie standardowe | 25,245 | – | 4,301 | – | 58,713 | – |
| Odchylenie średnie | 12,622 | – | 2,151 | – | 29,356 | – |
| Przedział ufności | 455,360 | – | 462,030 | – | 395,707 | – |
| | 525,440 | – | 473,970 | – | 558,693 | – |
| $Q$ – zmienna losowa, test $Q$-Dixona | | | | | | |
| Moc na wale silnika [kW] | 26,467 | | 31,592 | | 28,387 | |
| Obciążenie silnika [%] | 33,08 | | 39,49 | | 35,48 | |
| Emisja $NO_x$ [g·kWh$^{-1}$] | 3,25 | | 3,11 | | 3,17 | |

Źródło: opracowano na podstawie Radzymińskiego (2018).

Tabela 13.12. Zarejestrowane w czasie badań wartości stężenia $NO_x$ i wyniki analizy statystycznej oraz obliczona emisja, moc na wale korbowym i stopień obciążenie silnika (ciągnik Zetor 5320)

| Nazwa | Kultywator | | | | Brona ciężka | | Rozsiewacz nawozów | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $V$ = 1,3 m·s$^{-1}$ ($n$ = 1600 obr.·min$^{-1}$) | | $V$ = 1,66 m·s$^{-1}$ ($n$ = 1800 obr.·min$^{-1}$) | | $V$ = 2,01 m·s$^{-1}$ ($n$ = 1800 obr.·min$^{-1}$) | | $V$ = 2,89 m·s$^{-1}$ ($n$ = 1800 obr.·min$^{-1}$) | |
| | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ | $NO_x$ [ppm] | $Q$ |
| Pomiar 1 | 302 | 0,25 | 338 | 0,15 | 246 | 0,23 | 320 | 0,14 |
| Pomiar 2 | 315 | – | 351 | – | 282 | – | 326 | – |
| Pomiar 3 | 323 | – | 405 | – | 295 | – | 339 | – |
| Pomiar 4 | 351 | – | 408 | – | 395 | – | 358 | – |
| Pomiar 5 | 353 | 0,04 | 426 | 0,20 | 402 | 0,04 | 364 | 0,14 |
| Rozstęp $R$ | – | 51 | – | 88 | – | 156 | – | 44 |
| Średnia | 328,8 | – | 385,6 | – | 324 | – | 341,4 | – |
| Odchylenie standardowe | 22,477 | – | 38,643 | – | 70,381 | – | 19,282 | – |
| Odchylenie średnie | 11,238 | – | 19,322 | – | 35,191 | – | 9,641 | – |
| Przedział ufności | 297,602 | – | 331,963 | – | 226,311 | – | 314,636 | – |
| | 359,998 | – | 439,237 | – | 421,689 | – | 368,164 | – |
| $Q$ – zmienna losowa, test $Q$-Dixona | | | | | | | | |
| Moc na wale silnika [kW] | 17,865 | 20,585 | | | 18,159 | | 19,464 | |
| Obciążenie silnika [%] | 38,83 | 44,75 | | | 39,47 | | 42,31 | |
| Emisja $NO_x$ [g·kWh$^{-1}$] | 2,18 | 2,56 | | | 2,15 | | 2,27 | |

Źródło: opracowano na podstawie Radzymińskiego (2018).

Oszacowane wartości emisji $NO_x$ w przypadku wszystkich prac polowych i dla wszystkich agregatów maszynowych były niższe od wartości granicznych podanych w normie STAGE (dotyczy ciągnika Zetor 5320 i Deutz Fahr 430GS). Silnik ciągnika Ursus C360 wyprodukowano w 1982 r., nie musi więc spełniać wymogów normy STAGE, mimo to generował ponad dwa razy mniej $NO_x$ niż silnik ciągnika Deutz Fahr 430GS, który musi spełniać wymogi normy STAGE IIIa.

## 13.7. Podsumowanie

Na podstawie uzyskanych wyników z badań oraz ich analizy można stwierdzić, że na stężenie objętościowe spalin duży wpływ mają zastosowane rozwiązania konstrukcyjne. Mimo że ciągniki zagregowane z pługiem i wykonujące zabieg orki spełniały wymogi tej samej normy emisji spalin, to generowały znacząco różniące się stężenia szkodliwych substancji w spalinach.

Uwzględniając wszystkie analizowane składniki spalin w przypadku wykonywania zabiegów orki, można zaobserwować, że najsłabsza redukcja szkodliwych substancji występowała w przypadku ciągnika John Deere 6930. Ciągnik ten miał najmniej rozbudowany układ oczyszczania spalin (brak DPF i SCR) oraz najmniej zaawansowany technologicznie układ zasilania silnika. W ciągniku Case Maxxum 140 wyposażonym w układ oczyszczania spalin SCR z płynem AdBlue zaobserwowano kilkukrotnie mniejszą zawartość $CO_2$ w porównaniu z pozostałymi dwoma ciągnikami. W ciągniku Claas Arion 620, który miał filtr cząstek stałych, występowało w spalinach najniższe stężenie CO i $NO_x$. Wydawać by się mogło, że ciągnik Case Maxxum 140 powinien generować najmniejsze stężenie $NO_x$, ponieważ wyposażono go w zaawansowany układ SCR przeznaczony do redukcji tlenków azotu, lecz to obciążony ciągnik Claas Arion 620 wygenerował niższe stężenie $NO_x$, dzięki wewnątrzsilnikowym rozwiązaniom konstrukcyjnym. Ma to znaczący wpływ na eksploatację tej maszyny, ponieważ w odróżnieniu od ciągnika wyposażonego w SCR nie ma konieczności stosowania płynu AdBlue.

Agregaty maszynowe napędzane ciągnikiem Ursus C360 generowały bardzo niskie stężenie tlenków azotu w spalinach. Była to najstarsza testowana konstrukcja, która została opracowana, gdy nie było wymogu dostosowania emisji spalin do założeń normy STAGE. Mniejsze stężenie $NO_x$ wygenerował tylko ciągnik Claas Arion 620, którego silnik jest dostosowany do wymogów normy STAG IV. Ciągnik Ursus C360 został wyprodukowany 34 lata wcześniej niż ciągnik Claas Arion 620.

**Literatura**


Alger T. 2018. *Gasoline engine technology for high efficiency*. CRC. https://crcao.org/workshops.

Błaszczyk P., Barański S. 2012. *Diagnostyka systemów redukcji emisji spalin*. Logistyka, 3: 127-134.

Bonnel P., Weiss M., Provenza A. 2011. *In-use emissions requirements in the new and future European motor vehicle emissions regulations: state of play*. 8th Annual SUN Conference, Ann Arbor.

Cieślik W. 2018. *Wpływ recyrkulowanych spalin na przebieg spalania w układzie bezpośredniego wtrysku benzyny*. Wydział Maszyn roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska, Poznań.

Cieślik W., Borowski P., Pielecha I., Bueschke W., Czajka J., Wisłocki K. 2014. *Systemy recyrkulacji spalin we współczesnych konstrukcjach silnikowych*. Logistyka, 3: 1118-1122.

Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions Cars 2020: Action Plan for a competitive and sustainable automotive industry in Europe, Bruksela 8.11.2012 (COM (2012) 636 final).

Czarnecki R.K. 2018. *Wpływ typu ciągnika rolniczego na wskaźniki eksploatacyjne w pracach uprawowych*. Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, UWM, Olsztyn.

Dyrektywa 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 16 grudnia 1997 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach.

Dyrektywa 2000/25/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 22 maja 2000 r. w sprawie środków stosowanych przeciwko stałym i gazowym zanieczyszczeniom pochodzącym z silników napędzających ciągniki rolnicze lub leśne i zmieniająca dyrektywę Rady 74/150/EWG.

Dyrektywa 2004/26/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z 21 kwietnia 2004 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach.

Dyrektywa Komisji 2005/13/WE z 21 lutego 2005 r. zmieniająca dyrektywę 2000/25/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w zakresie emisji stałych i gazowych zanieczyszczeń pochodzących z silników napędzających ciągniki rolnicze lub leśne oraz zmieniająca załącznik I do dyrektywy 2003/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w zakresie homologacji typu ciągników rolnych lub leśnych.

Fuć P., Lijewski P., Merkisz J. 2016. *Fizykochemiczne aspekty budowy i eksploatacji filtrów cząstek stałych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań.

Hetmańczyk I., Bieniek A. 2012. *Badania homologacyjne a eksploatacyjne warunki pracy silnika wysokoprężnego*. Inżynieria Rolnicza (Agricultural Engineering), 2(137), 2: 65-75.

Kotus M., Pexa M., Kubin K. 2013. *Modelling of Non-Road Transient Cycle–Comparison of Three Tractors*. Journal of Central European Agriculture, 14(4): 1281-1294.

Łukasiewicz M., Kałaczyński T., Liss M., Wilczarska J., Sołtys K. 2015. *Ocena stanu filtrów cząstek stałych pojazdów osobowych*. Logistyka, 4: 4577-4585.

Merkisz J., Lijewski P., Fuć P., Weymann S. 2013. *Exhaust emission tests from non-road vehicles conducted with the use of PEMS analyzers*. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 15(4): 364-368.

Merkisz J., Pielecha J., Jasiński R. 2017. *Analiza parametrów operacyjnych silników i emisji spalin ciągnika rolniczego podczas pracy na hamowni*. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport, 115: 145-159.

Merkisz J., Walasik S. 2006. *Uwagi o przepisach dotyczących emisji związków toksycznych spalin z silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych*. Archiwum Motoryzacji, 1: 41-51.

Merkisz-Guranowska A., Andrzejewski M. 2015. *Nowoczesne rozwiązania zmniejszające emisję zanieczyszczeń z transportu drogowego*. Logistyka, 3: 5240-5248.

Napiórkowski J., Gonera J., Szczyglak P., Czarnecki R. 2018. *Effect of functional solutions applied in machinery on fuel consumption and emissions*. MATEC Web of Conferences 182, 01012: 1-9.

Pawlak K. 2017. *Emulatory AdBlue – popularne i nielegalne*. Truck Focus.pl. https://truckfocus.pl/nowosci/35217/emulatory-adblue-popularne-i-nielegalne.

Pilusa T.J., Mollagee M.M., Muzenda E. 2012. *Reduction of vehicle exhaust emissions from diesel engines using the whale concept filter*. Aerosol and Air Quality Research, 12(5): 994-1006.
Radzymiński K. 2018. *Wpływ realizowanego procesu roboczego przez agregatu maszynowe na skład objętościowego strumienia spalin*. Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, UWM, Olsztyn.
Roth D., Becker M. 2012. *Valve-Event Modulated Boost System: Fuel Consumption and Performance with Scavenge-Sourced EGR*. SAE Int. J. Engines, 5(2): 538-546.
Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628 z 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach.
Stojecki A. 2015. *Badania wpływu topografii terenu na emisję związków szkodliwych spalin samochodów osobowych*. Rozprawa doktorska. Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska, Poznań.
Szczyglak P., Napiórkowski J. 2014. *Informatyczny system zarządzania eksploatacją maszyn rolniczych użytkowanych kampanijnie*. Logistyka, 4: 4101-4107.
Szempek K.A. 2019. *Wpływ temperatury roboczej silnika ciągnika rolniczego na skład objętościowy strumienia spalin*. Katedra Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski, Olsztyn.
*Transport drogowy w Polsce w latach 2010 i 2011*. 2013. Główny Urząd Statystyczny, Warszawa, s. 172.
*Transport drogowy w Polsce w latach 2012 i 2013*. 2015. Główny Urząd Statystyczny, Warszawa, s. 170, 171.
*Transport drogowy w Polsce w latach 2014 i 2015*. 2017. Główny Urząd Statystyczny, Warszawa, s. 174-175.
*Transport drogowy w Polsce w latach 2016 i 2017*. 2019. Główny Urząd Statystyczny, Warszawa.
Walendzik M., Łepkowski M., Nowacki G. 2016. *Wpływ transportu drogowego na środowisko naturalne człowieka i zagrożenia występujące w transporcie drogowym rzeczy*. Bezpieczeństwo i Ekologia, Autobusy, 6: 459-464.
*Wyszukiwanie błędów w systemie recyrkulacji spalin silników benzynowych i diesla*. MS Motoservice. TECHNIpedia. https://www.ms-motorservice.com/pl/technipedia/post/wyszukiwanie-bledow-w-systemie-recyrkulacji-spalin-silnikow-benzynowych-i-diesla/.
Zaciera M., Kurek J., Złotkowska R., Dzwonek L. 2009. *Zalecenia dotyczące postępowania lekarskiego w odniesieniu do pracowników zawodowo narażonych na spaliny z silnika diesla*. Opracowano i wydano ze środków Ministerstwa Zdrowia w ramach usługi badawczej z zakresu medycyny pracy nr 12/MP/2009/86/1006, Sosnowiec.

## SKŁAD OBJĘTOŚCIOWY STRUMIENIA SPALIN GENEROWANYCH PRZEZ MASZYNY ROLNICZE W PROCESIE ICH UŻYTKOWANIA

Streszczenie

Powszechne stosowanie wielozadaniowych maszyn rolniczych wyposażonych w silniki o dużej mocy ma negatywny wpływ na środowisko naturalne. Głównie jest to związane z zamianą energii skumulowanej w nośnikach energii jakimi są paliwa na energię mechaniczną niezbędną do napędu podzespołów roboczych. Zjawiskom tym towarzyszy emisja gazów spalinowych zawierających toksyczne związki. Są one rozpraszane w środowisku, a następnie przez drogi oddechowe, skórę i układ pokarmowy są wchłaniane do organizmu człowieka. Kumulacja tego typu związków w organizmie powoduje zaburzenia w procesach życiowych, wywołuję podrażnienia, alergie i ogólnie ma działanie kancerogenne. W celu przeciwdziałania tego typu zjawiskom wprowadzono normy ograniczające dopuszczalną emisję związków toksycznych w spalinach. Dla silników w pojazdach pozadrogowych, do których należą maszyny rolnicze, stosuje się normy STAGE (UE) i TIER (USA). Na terenie UE obowiązującym testem homologacyjnym dla silników montowanych

w pojazdach *non-road* jest test badawczy ISO 8178. Składa się on z 11 faz i jest wykonywany na hamowni silnikowej. W czasie testu jest zmieniane obciążenie i prędkość obrotowa wału korbowego silnika, dla których wyznacza się średnią emisję szkodliwych związków. Do zapewnienia zbieżności badań z warunkami eksploatacji wprowadzono test dynamiczny NRTC (*Non-Road Transient Cycle*). Wykonywany on jest także na hamowni silnikowej. Niestety przyjęte w nim wymuszenia odbiegają od rzeczywistych warunków użytkowania maszyn *non-road*. W pracy przeanalizowano problematykę negatywnego wpływu gazów spalinowych na środowisko naturalne i człowieka. Przedstawiono wytyczne norm ograniczających emisję toksycznych związków przez silniki zamontowane w pojazdach pozadrogowych. Omówiono rozwiązania konstrukcyjne ograniczające emisję szkodliwych związków do środowiska (IGR, EGR, HP EGR, LP, DPF, DOC i inne). W końcowej części przedstawiono wyniki pomiarów stężenia substancji wskaźnikowych w objętościowym strumieniu spalin, uzyskane w warunkach polowych, w czasie realizacji procesu roboczego. Jako przedmiot badań posłużyły ciągniki rolnicze wyposażone w różne systemy ograniczające emisję szkodliwych związków w spalinach, a także realizujące procesy robocze, o różnej energochłonności.

## THE VOLUME COMPOSITION OF THE EXHAUST STREAM GENERATED BY THE AGRICULTURAL MACHINERY DURING THEIR USE


### Abstract

Widespread use of multi-task agricultural machines equipped with high-power engines has a negative impact on the environment. This is primarily associated with conversion of energy accumulated in fuels – energy carriers – to mechanical energy necessary to drive the working units. This is accompanied by emission of exhaust gases containing toxic compounds. They are dispersed in the environment and, subsequently, they are absorbed into the human body through the respiratory tract, skin and the gastrointestinal system. Accumulation of such compounds in the body disturbs vital processes, causes irritations, allergies and has a general carcinogenic effect. Standards were introduced to limit the permissible emission of toxic compounds in exhaust gases in order to prevent such processes. The STAGE (EU) and TIER (USA) standards apply to engines in „non-road" vehicles, which include agricultural machines. The ISO 8178 approval test applies to engines in „non-road" vehicles in the EU. It consists of 11 phases and it is performed at an engine test bed. The test involves applying variable load and rotational speeds of the engine crankshaft, for which the mean emission of hazardous compounds is determined. The NRTC (Non-Road Transient Cycle) dynamic test was introduced to ensure the consistency of the test conditions and the actual operation conditions. It is also performed at an engine test bed, and the input functions adopted deviate from the real conditions in which „non-road" machines are used. This study analyses the negative impact of exhaust gas on the environment and on humans. Guidelines for the standards limiting toxic emissions by engines installed in „non-road" vehicles are presented. Construction solutions limiting the emission of hazardous compounds (IGR, EGR, HP EGR, LP, DPF, DOC, etc.) to the environment were discussed. The final part presents measurement results for the volumetric stream of exhaust gas obtained in the field conditions, during the work process in different operation conditions. Tractors equipped with different systems to reduce hazardous emissions in the exhaust gas and executing work processes of different energy intensity were used in the tests.

Ryszard Hołownicki[1], Grzegorz Doruchowski[2]

ROZDZIAŁ 14

# INŻYNIERIA ROLNICZA U PROGU REWOLUCJI CYFROWEJ

## 14.1. Produkcja rolnicza – nowe wyzwania

Przed inżynierią rolniczą stoją wciąż nowe wyzwania, które są ściśle powiązane z przemianami dokonującymi się w produkcji i przetwarzaniu surowców rolniczych, toteż nic nie wskazuje na zmniejszenie realnego znaczenia specjalności inżynieria rolnicza, choć przestała już być wydzieloną dyscypliną naukową. Wprawdzie w ostatnich dziesięcioleciach sektor rolno-spożywczy także stracił na znaczeniu, to zawsze będzie odgrywał jedną z głównych ról, nie tylko w polskiej, lecz także światowej gospodarce. Niewątpliwie najważniejszym wyzwaniem jest wytwarzanie odpowiedniej ilości i wysokiej jakości żywności. Należy bowiem mieć na uwadze, że codziennie ludność świata zwiększa się o blisko 400 tys. osób. Prognozy przewidują, że liczba ludności w 2050 r. przekroczy 10 mld., a w 2100 r. 11,2 mld. Liczby te mogą zaniżać rzeczywiste wskaźniki dzietności, dlatego inne scenariusze przewidują, że nasz glob może zamieszkiwać nawet 16,5 mld ludzi (De Clercq i in. 2018). Jednocześnie się uważa, że 12 mld jest graniczną liczbą konsumentów, którą można wyżywić z wykorzystaniem obecnie znanych technologii produkcji surowców rolniczych, a nic nie wskazuje na możliwy radykalny postęp techniczny w tym horyzoncie czasowym.

Wyżywienie rosnącej liczby ludności będzie wymagało podwojenia produkcji żywności, co nie będzie łatwym zadaniem, biorąc pod uwagę, że w skali globu powierzchnia gruntów ornych maleje o 9 mln ha rocznie. W związku z tym poszukuje się możliwości zwiększenia produkcji żywności przez wykorzystanie wszelkich możliwych zasobów. Wśród nich są koncepcje agroleśnictwa i budowy „zielonych fabryk" (ang. *green factory*) na terenach miejskich. Pomysł rolnictwa miejskiego (ang. *urban agriculture*) (Opitz i in. 2016) nabiera coraz większego znaczenia nie tylko z powodu malejącej powierzchni gruntów ornych, lecz także w związku z rosnącą liczbą mieszkańców miast, która w 2050 r. osiągnie 67% ludności świata (United Nations 2012). Już obecnie obserwuje się tworzenie tzw. żywnościowych pustyń (ang. *food desert*), w których dostępność żywności o wysokich walorach odżywczych, zwłaszcza świeżych owoców i warzyw, jest ograniczona. Szacuje się, że w USA 12% gospodarstw domowych ma ograniczony

[1] Instytut Ogrodnictwa Państwowy Instytut Badawczy w Skierniewicach, Zakład Agroinżynierii, e-mail: ryszard.holownicki@inhort.pl.
[2] Instytut Ogrodnictwa Państwowy Instytut Badawczy w Skierniewicach, Zakład Agroinżynierii.

dostęp do takiej żywności (Segal 2010). W związku z tym są podejmowane różnorodne inicjatywy w celu ułatwienia dostępu mieszkańcom dużych aglomeracji miejskich do świeżej żywności. W tym celu w porcie Rotterdam zbudowano pływającą farmę na 40 krów, dla których 80% paszy pochodzi z terenów miejskich (np. resztki ziemniaków, trawa terenów zielonych) i planuje się budowę pływających ogrodów. Rosnące zainteresowanie produkcją roślinną w miastach wskazuje na konieczność innego podejścia do projektowania budynków mieszkalnych. Powstał nawet termin „agritecture" będący połączeniem sztuki (architektura), biznesu i rolnictwa, wskazujący na niezbędną integrację tych składników w przyszłych miastach.

Rolnictwo, oprócz wypełniania tradycyjnych funkcji polegających na zapewnieniu bezpieczeństwa żywnościowego, w coraz większym stopniu będzie dostarczało również surowce pochodzenia biologicznego na potrzeby przemysłu i energetyki (Haman i in. 2012). Jednocześnie jakość i wielkość produkcji roślinnej będą wzrastać w niesprzyjających warunkach glebowo-klimatycznych, z powodu stepowienia i niedoborów wody wywołanych ocieplaniem się klimatu. Przeciwdziałanie zubożeniu gleb i takie korzystanie z naturalnych zasobów gleby, wody i roślin, aby zaspokoić ludzkie potrzeby obecnego i przyszłych pokoleń bez degradacji środowiska, jest konieczne i wpisuje się w zasady rolnictwa zrównoważonego. Spełnienie tych oczekiwań nie będzie jednak możliwe bez nowatorskich rozwiązań technicznych i technologicznych, które nie powstaną bez udziału nauk rolniczych oraz inżynierii rolniczej, którą formalnie włączono do inżynierii mechanicznej.

W opracowaniu przeanalizowano istniejący stan prac badawczo-rozwojowych nad zaawansowanymi technologiami dla rolnictwa. Z uwagi na ograniczoną objętość skoncentrowano się na rozwiązaniach dla produkcji roślinnej.

## 14.2. Rolnictwo precyzyjne – inteligentne maszyny

### 14.2.1. Rolnictwo precyzyjne – definicja

Dokonujące się obecnie przejście z rolnictwa industrialnego do zrównoważonego jest historycznym powrotem do korzeni w produkcji roślinnej, kiedy to każdy fragment pola był traktowany indywidualnie, w zależności od potrzeb. Obecnie trudno wysiewać nasiona lub stosować agrochemikalia na dużych powierzchniowo polach według zasady: tylko tam, gdzie jest to konieczne i tylko w niezbędnej ilości, bez nowatorskich układów agromechatronicznych, które odgrywają główną rolę w funkcjonowaniu inteligentnych i wysokospecjalistycznych maszyn. Z tych powodów główną osią rozwojową zaawansowanych technologii, wokół której będą się skupiały nowatorskie technologie, będzie rolnictwo precyzyjne. Można nawet zaryzykować stwierdzenie, że całe przyszłe rolnictwo będzie rolnictwem precyzyjnym.

Jednolita i powszechnie akceptowana definicja rolnictwa precyzyjnego (RP) jeszcze nie powstała, choć trwają próby jej ujednolicenia. W użyciu były następujące terminy: *spatially prescriptive farming*, *computer aided farming*, *farming by computer*, *farming by satellite*, *high tech sustainable agriculture*, *site-specific framing*, *precision farming*, *smart farming*, a ostatnio rolnictwo 4.0 (przy czym dwie ostatnie odnoszą się raczej do nowej epoki technicznego rozwoju w rolnictwie). Definicję, która wydaje się najlepiej oddawać sens koncepcji rolnictwa precyzyjnego, zaprezentował Hołownicki (2004):

> „rolnictwo precyzyjne (RP) to strategia zarządzania, która na podstawie oceny specyficznych cech roślin, ich środowiska, zdrowotności i okresowej zmienności warunków atmosferycznych umożliwia stosowanie zmiennych dawek (środków ochrony, nawozów, nasion itp.) lub parametrów roboczych maszyn w celu optymalnego wykorzystywania zasobów gleby i potencjału produkcyjnego roślin z minimalnymi zagrożeniami dla środowiska".

Zakres RP stale ewoluuje wraz z postępem naukowo-technicznym, zwłaszcza z rozwojem technologii komunikacyjnych, ale cztery główne jego składniki, czyli identyfikacja lokalnej zmienności, jej pozycjonowanie, sporządzenie mapy zmiennej aplikacji i adekwatna do okoliczności aplikacja, wciąż pozostają niezmienne. Wzbogacają się jedynie poszczególne składniki dzięki zastosowaniu: szybszych i bardziej precyzyjnych sensorów, internetu rzeczy (IoT, ang. *Internet of Things*), sztucznej inteligencji (AI, ang. *Artificial Intelligence*), mobilnego internetu i opartych na chmurze obliczeniowej (ang. *cloud computing*) systemów przetwarzających, gromadzących i przesyłających informacje w formie elektronicznej ICT (ang. *Information and Communication Technologies*), w których jest wykorzystana szybsza niż dotąd transmisja danych. Umożliwia to rozwój zespołów mechatronicznych dla telemetrii i procedur diagnostycznych, zarówno stanu technicznego maszyn, jak i jakości ich pracy. Dzięki wprowadzeniu tych rozwiązań do praktyki osiągnięty zostanie poziom „rolnictwa 4.0" (Przybył 2016). Wprawdzie termin ten nie wzbogaca klasycznej definicji RP, ale podkreśla inne rozłożenie akcentów i położenie głównego nacisku na rozwój technologii komunikacyjnych.

Zastosowanie nowych technologii w rolnictwie nie jest natychmiastowe, lecz wymaga czasu i racjonalnych argumentów. Mimo że włożono wiele wysiłku, przekonując użytkowników do przyjęcia nowych narzędzi RP, to wciąż skala ich zastosowania jest niewielka. Główną przyczyną są umiarkowane ekonomiczne korzyści rolników (Pierpaolia i in. 2013). Sprowadzają się one głównie do oszczędności w ponoszonych nakładach, głównie nawozów, nasion, środków ochrony roślin. Jednocześnie wpływ na wzrost wielkości plonów jest niewielki, choć wykazano wzrost jego jakości. Przykładem jest zastosowanie układu N-Sensor do zróżnicowanego nawożenia zbóż azotem, co przyczyniło się wprawdzie do wyrównania zawartości białka, ale nie wykazano wyraźnie korzystnego wpływu na wysokość plonu (Griffin i in. 2004). Udowodniono jednak wzrost wydajności

zbioru kombajnowego od 9% do 33% (Feiffer i in. 2007). O ile w uprawie ziemniaków stwierdzono wzrost zysku rolnika o 21%, to takich korzyści nie wykazano w produkcji oliwek, ale w obydwu uprawach wykazano wyraźne korzyści związane z mniejszymi zagrożeniami dla środowiska (Evert i in. 2017). Z uwagi na wciąż niską świadomość ekologiczną rolnicy nie decydują się na poniesienie, niekiedy już znacznych, nakładów inwestycyjnych na nowoczesny sprzęt i niezbędne wyposażenie tylko dla korzyści środowiskowych. Pomimo braku jednoznacznych efektów ekonomicznych wciąż rośnie zainteresowanie wśród rolników stosowaniem wybranych elementów RP. Dotyczy to zwłaszcza globalnych systemów nawigacji satelitarnych GNSS (GPS, GLONASS i Galileo) do naprowadzania agregatów rolniczych i zespołów mapowania plonów, ponieważ ułatwiają one organizację i przyspieszają prace polowe. W większych gospodarstwach standardem stało się użycie układów mechatronicznych do sterowania opryskiwaczami, rozsiewaczami nawozów, wozami asenizacyjnymi i siewnikami. Zapewniają one m.in. automatyczną korektę dawki cieczy (w opryskiwaczach, wozach asenizacyjnych), wydatku dozownika (w rozsiewaczach nawozu), w zależności od prędkości jazdy w celu utrzymania stałej dawki na jednostce traktowanej powierzchni. Wielu producentów oferuje już bardziej zaawansowane rozwiązania rozsiewaczy wyposażonych w elektroniczne wagi monitorujące aktualną masę nawozu w zbiorniku. Podobnymi możliwościami co do ogólnej zasady działania dysponują współczesne opryskiwacze. Dodatkowo są tam montowane układy ułatwiające omijanie przeszkód śródpolnych i wykonywanie zabiegów na skraju pola tworzącego klin. W takich sytuacjach trudno uniknąć omijaków lub powtórnego naniesienia preparatu, co grozi jego przedawkowaniem. Pomocny staje się wówczas system kontroli pracy rozpylaczy, zintegrowany z nawigacją satelitarną GPS, który rejestruje na mapie przebieg zabiegu, traktowaną powierzchnię i podczas ponownego wjazdu opryskiwacza w ten obszar wyłącza odpowiednie sekcje belki, które mogłyby spowodować powtórne naniesienie cieczy. Znaczącym ułatwieniem okazało się wprowadzenie standardu ISOBUS (ISO 11783), który ułatwił agregatowanie maszyn wyposażonych we własne sterowniki mikroprocesorowe (Hołownicki, Doruchowski 2016).

### 14.2.2. Rolnictwo precyzyjne – brakujące ogniwa

Jak łatwo zauważyć rośnie skala zastosowań wybranych elementów RP, ale wciąż niewielka jest liczba kompletnych rozwiązań technologicznych zdolnych do zróżnicowanej aplikacji (nawozów, środków ochrony roślin, nasion itp.) lub zmiany parametrów roboczych w czasie rzeczywistym (on-line) na podstawie lokalnej, stwierdzonej z zastosowaniem czujników (sensorów) zmienności cech morfologicznych roślin lub właściwości gleby. Obecnie na skalę komercyjną są stosowane jedynie inteligentne rozsiewacze nawozów wyposażone w układy identyfikacji (N-Sensor, Isaria).

Niewątpliwie najmocniejszym ogniwem RP jest telekomunikacja, zwłaszcza systemy pozycjonowania. Dostępne rozwiązania są już na tyle precyzyjne, że wykraczają nawet poza aktualne potrzeby z zakresu prowadzenia maszyn i narzędzi rolniczych. System EGNOS zapewnia dokładność do ±15÷30 cm, a naziemna stacja RTK-GPS do ±2÷3 cm (Koronczok 2013). Tak wysoka precyzja pozycjonowania sprawia, że już wkrótce urzeczywistnią się tzw. stałe ścieżki przejazdowe CTF (ang. *Controlled Traffic Farming*), co powinno się przyczynić do wzrostu plonów dzięki zmniejszeniu ugniatania gleby.

Najbardziej dotkliwy jest brak odpowiednich sensorów, ponieważ wciąż są niedoskonałe układy do szybkiej identyfikacji miejscowej zmienności właściwości gleby, cech morfologicznych roślin uprawnych i chwastów. Przyczyną jest liczna grupa czynników wpływających na wynik pomiaru. Przykładem jest pomiar wilgotności gleby metodą przewodności elektrycznej, która zależy m.in. od gęstości i zasolenia gleby oraz zawartości materii organicznej. Nawet sensory optyczne przeznaczone do identyfikacji specyficznych parametrów bywają zawodne w użyciu i wymagają dokładnej kalibracji. Dotyczy to zwłaszcza pomiaru zawartości chlorofilu, który jest powiązany z poziomem odżywienia roślin azotem, gdyż w warunkach polowych trudno jednoznacznie wykazać przyczynę stresu skutkującego mniejszą „zielonością" łanu roślin. Może być ona spowodowana nie tylko niedoborami azotu, lecz także wody lub porażeniem przez choroby i szkodniki (Schmidhalter i in. 2008). Z tych samych powodów, pomimo bardzo obiecujących wyników badań laboratoryjnych nad identyfikacją wczesnych stadiów porażenia liści przez parcha jabłoni (*Venturia inaequalis*), nie udało się potwierdzić tej metody w warunkach polowych (Doruchowski i in. 2009).

Perspektywa przejścia RP w ochronie roślin ze skali pojedynczej rośliny (ang. *plant-scale husbandry*), gdzie każda z nich jest traktowana w zależności od jej indywidualnych potrzeb, do skali wybranych organów rośliny lub nawet pojedynczego liścia (ang. *leaf-scale husbandry*) wymusza opracowanie bardziej precyzyjnych układów zmiennej aplikacji (VRT, ang. *Variable Rate Application*). Są one niezbędne do zróżnicowanej i zdalnej regulacji dawki (np. nasion, nawozów, cieczy użytkowej), jak również parametrów roboczych (np. głębokości i szerokości roboczej, wydajności wentylatora, wielkości kropel cieczy). W Instytucie Ogrodnictwa w Skierniewicach opracowano układ automatycznej regulacji dawki cieczy i wielkości kropel z wykorzystaniem głowic sterowanych elektropneumatycznie, który zastosowano w opryskiwaczu sadowniczym CASA (rys. 14.1). Ponadto opracowano pierwszy w świecie układ do regulacji wydajności powietrza dla opryskiwacza sadowniczego EDAS (ang. *Environmentally Dependent Application System*), który wyposażono dodatkowo w unikatowy układ asymetrycznej regulacji wydajności strumienia powietrza (Doruchowski i in. 2009). Rozwinięciem tej koncepcji jest układ VAD (ang. *Variable Air-flow Discharge),* w którym asymetryczną regulację wydajności powietrza uzyskuje się z zastosowaniem dwóch niezależnych wentylatorów osiowych (Hołownicki i in. 2017).

Rysunek 14.1. Opryskiwacz CASA z czujnikami ultradźwiękowymi w przedniej części opryskiwacza do identyfikacji wielkości i gęstości drzew
Źródło: InHort Skierniewice, fot. G. Doruchowski.

W najbliższym czasie należy oczekiwać integracji rozwiązań mechatronicznych z funkcjami dynamicznego zarządzania wybranymi fragmentami pola w celu lepszego wykorzystania zasobów i dalszego ograniczania zagrożeń dla środowiska przyrodniczego (Shafi 2019). Będzie to wymagało z jednej strony wdrożenia do produkcji nowych rozwiązań telekomunikacyjnych, a z drugiej opracowania nowych układów identyfikacji i zespołów VRT, będących podstawą rolnictwa precyzyjnego. W pierwszej kolejności taka integracja będzie ukierunkowana na stosowanie agrochemikaliów i mapowanie plonu oraz na uprawę gleby i wysiew nasion wraz z logistyką i telemetryczną kontrolą stanu technicznego maszyn i ciągników rolniczych. Efektem takiej integracji będą dodatkowe informacje dokumentujące przebieg zabiegów, co ułatwi ich planowanie i kontrolę realizacji, jak również podniesie bezpieczeństwo żywności. Dotyczy to zwłaszcza identyfikowalności (ang. *traceability*) drogi surowców roślinnych w gospodarstwie, co przyczyni się do przestrzegania obowiązujących przepisów prawnych.

## 14.3. Nowy system maszyn rolniczych?

### 14.3.1. Inteligentne maszyny

Od kilkunastu lat toczy się dyskusja nad wizją całkowicie nowego systemu maszyn i narzędzi rolniczych. Wśród koncepcji zastosowań technologii cyfrowych w maszynach do produkcji roślinnej dominują dwie główne grupy środków technicznych, czyli tzw. inteligentne maszyny, będące adaptacją konwencjonalnych maszyn rolniczych, oraz niewielkie autonomiczne pojazdy – roboty zdolne do wykonywania specjalistycznych prac polowych. Pierwsza grupa maszyn dzięki zastosowaniu precyzyjnych układów pozycjonowania GPS, w tym RTK-GPS, dysponuje zwiększoną precyzją ruchu i nieznanymi dotąd możliwościami, które ograniczają rolę operatora do dojazdu na pole i bieżącej kontroli parametrów roboczych. Należy jednak mieć na uwadze, że skonstruowano je z myślą o doskonaleniu konwencjonalnych i wysokowydajnych maszyn współpracujących z ciągnikami rolniczymi dużej mocy. Współczesne wymogi rolnictwa zrównoważonego przewidują indywidualne podejście do wybranych fragmentów pola podczas przeprowadzania zabiegów. Użycie w takich warunkach wysokowydajnych agregatów rolniczych nie jest uzasadnione z uwagi na ich dużą masę i znaczne wymiary zewnętrzne. Nie dość, że prowadzi to do nadmiernego ugniatania gleby, to jednocześnie utrudnia zarówno różnicowanie dawek (nawozów, nasion, środków ochrony roślin), jak i dostosowanie parametrów roboczych do lokalnych warunków. Przystosowanie takich maszyn do potrzeb rolnictwa precyzyjnego jest niezwykle trudne, a niekiedy nawet niemożliwe, ponieważ przechodzi ono na kolejny poziom rozwojowy, ze skali fragmentu pola do skali pojedynczej rośliny, a nawet wybranych jej organów (Hołownicki, Doruchowski 2016).

Rysunek 14.2. Układ pozycjonowania LPS (ang. *Local Positionig System*)
Fot: R. Hołownicki.

Obecnie są już dostępne wystarczająco precyzyjne systemy umożliwiające ruch agregatów według ustalonych wirtualnych torów ruchu, czyli tzw. układy jazdy równoległej wykorzystujące sygnał nawigacji satelitarnej. Wprowadzenie zaś RTK-GPS oraz układów naprowadzających agregaty do uprawy międzyrzędowej z wykorzystaniem optycznych układów LPS (ang. *Local Positionig System*) (np. *Eye-Drive*) podnosi na nieznany dotąd poziom precyzję ruchu maszyn i narzędzi rolniczych (rys. 14.2). Coraz częściej rolnicy poszukują bardziej precyzyjnych układów pozycjonowania z uwagi na nieregularny kształt pól i bardzo specjalne oczekiwania. Dotyczy to m.in. plantatorów buraków, którzy z powodzeniem wykorzystują układy RTK-GPS do precyzyjnego siewu i ochrony roślin na polach o nieregularnym kształcie oraz na uwrociach, unikając tzw. omijaków lub wielokrotnego traktowania tych samych fragmentów pola.

### 14.3.2. Autonomiczne roboty

Jeszcze do niedawna wizja autonomicznego transportu drogowego wydawała się fantazją, ale dzisiaj jest ona bliższa praktycznego zastosowania niż kiedykolwiek wcześniej. Liczba zmiennych, które muszą być uwzględnione, jest olbrzymia, aby można było przewidzieć niezbędne do wykonania czynności w drodze do celu. Gęsta sieć dróg publicznych oraz ogromna liczba korzystających z nich pieszych i szybko przemieszczających się samochodów jest niezwykle trudnym wyzwaniem dla przemysłu samochodowego. Znacznie łatwiejszym zadaniem wydają się autonomiczne ciągniki i roboty rolnicze, wykonujące powtarzalne prace (np. pielęgnacyjne), przemieszczające się torami równoległymi w obrębie pola. Poruszają się one wprawdzie znacznie wolniej od samochodów i napotykają znacznie mniej „zakłóceń" w postaci osób i maszyn znajdujących się na torach kolizyjnych. Należy jednak mieć na uwadze, że w odróżnieniu od samochodów autonomicznych pojazdy rolnicze muszą jeszcze wykonywać określone prace polowe, co wymaga użycia zaawansowanych układów identyfikacji cech roślin i gleby.

Prace badawczo-rozwojowe (B+R) nad komercyjnymi zastosowaniami robotów są prowadzone już od ponad 40 lat, ale dopiero kilkanaście lat temu pierwsze z nich dotarły do produkcji zwierzęcej (roboty udojowe). Specjalistyczne roboty, a w dalszej perspektywie roboty uniwersalne, już wkrótce pojawią się również w produkcji roślinnej, gdyż stają się coraz tańsze, a wiele nowo opracowanych podzespołów mechatronicznych znanych z zastosowań przemysłowych może być z powodzeniem przeniesionych do innych działów gospodarki. W pierwszej kolejności znajdą one zastosowanie w wykonywaniu prostych, ale uciążliwych i monotonnych prac, wykonywanych dotąd ręcznie, głównie w produkcji ogrodniczej, np. podczas zbioru owoców i warzyw (Tanigakia i in. 2008; Bac i in. 2014), cięciach drzew i krzewów owocowych (Paulin i in. 2015), szczepieniach i okulizacji w szkółkarstwie owocowym i ozdobnym (Zhao i in. 2015). Wiele

z opracowanych rozwiązań, zwłaszcza do zbioru owoców i warzyw, spełnia już podstawowe wymagania jakościowe, ale ich wydajność oraz koszty użytkowania są zbyt wysokie i z tego powodu nie są akceptowane przez rolników.

Podjęto próby opracowania niewielkich autonomicznych platform zasilanych z baterii elektrycznych lub ogniw paliwowych zdolnych do samoczynnego przemieszczania się podczas wykonywania specjalistycznych prac polowych w uprawach rzędowych (Nørremark 2008). Część z nich to całkowicie nowe konstrukcje lub adaptacje istniejących lekkich pojazdów – quadów i wózków golfowych. Obejmowały one dotąd opracowanie układów identyfikacji i naprowadzania na rząd roślin oraz doskonalenie algorytmów do pokonywania uwroci (Hamner i in. 2011; Bayar i in. 2015). Z uwagi na niewielką wydajność przewiduje się użycie całej floty (roju), kilku, a nawet kilkunastu komunikujących się ze sobą, niewielkich autonomicznych robotów zdolnych do wykonania wszelkich prac związanych z siewem, opryskiwaniem, nawożeniem, a nawet zbiorem płodów rolnych (Nørremark i in. 2012; Emmi i in. 2014). Do najbardziej zaawansowanych należy „BoniRob" (rys. 14.3) opracowany przez Uniwersytet w Osnabrück we współpracy z firmami Bosch i Amazone oraz Hortibot zbudowany przez Aarhus University (Dania). Próbę skonstruowania robota sadowniczego podjęła również wrocławska firma Agribot (rys. 14.4).

Rysunek 14.3. Doświadczalny robot polowy „BoniRob"
Fot. R. Hołownicki.

Rysunek 14.4. AGRIBOT autonomiczny pojazd sadowniczy (Agridata)
Fot. R. Hołownicki.

Pomimo że wiele z tych rozwiązań realizuje już oczekiwane funkcje, to z uwagi na niewielką siłę uciągu, udźwig i zasięg znajdą one zastosowanie w lekkich pracach polowych. Należą do nich chemiczne i niechemiczne zwalczanie chwastów w rzędach roślin, aplikacja mikroelementów i preparatów biologicznych, jak również jako platformy dla robotów do zbioru płodów rolnych. Można także oczekiwać, że z powodu braku wystarczająco wydajnych akumulatorów oraz infrastruktury do ich ładowania w warunkach polowych najpierw powstanie klasa autonomicznych robotów przeznaczonych do zbioru owoców i warzyw w uprawach ogrodniczych pod osłonami.

Wciąż nierozwiązany pozostaje problem uprawy roli, opryskiwania oraz zbioru zbóż i okopowych, czyli prac wymagających znacznie mocniejszych układów napędowych. W związku z tym w 2017 r. zawiązano konsorcjum niemieckich jednostek naukowych i producentów maszyn rolniczych i podjęto prace nad koncepcją „polowego roju" (niem. *Feldschwarm*) (Ustawa z 8 marca 2013 r. o środkach ochrony roślin. Dz.U. z 2013 r., poz. 455). Pomysł sprowadza się do wykonywania prac polowych z zastosowaniem zautomatyzowanych i samowystarczalnych modułów maszynowych (projekt Feldschwarm, online). Będą to niewielkie inteligentne jednostki maszynowe, które można będzie elastycznie łączyć, dostosowując do warunków otoczenia. Zamiast od sześciu do dwunastu metrów standardowej szerokości roboczej, mogą łączyć się z dwoma lub trzema zespołami robotów, dzięki czemu ich wydajność robocza może być skalowalna

do lokalnych potrzeb. Oczekuje się, że nowa technologia zapewni wysoką elastyczność i automatyzację procesu produkcyjnego ze zredukowanym ugniataniem gleby i wykorzystaniem energii odnawialnej. Podjęte prace mają charakter interdyscyplinarny, obejmujący zagadnienia z zakresu: agronomii, inżynierii rolniczej, inżynierii materiałowej, elektrotechniki, inżynierii mechanicznej i motoryzacyjnej, a także technologii energetycznych, elektroniki i automatyki. Za jeden z najważniejszych problemów do rozwiązania uważa się opracowanie zaawansowanych układów identyfikacji, a także tworzenie dynamicznych map roju do nawigacji i planowania trasy jednostek roboczych. Zestaw będzie wyposażony w interfejs człowiek-maszyna, za którego pomocą operator będzie łatwo i bezpiecznie obsługiwał i monitorował swój „rój polowy" składający się z kilku jednocześnie pracujących jednostek. Dużym wyzwaniem będzie sposób zasilania i technologia napędu elektrycznego oraz kontroli trakcji i sterowania dla roju jednostek roboczych. Autorzy pomysłu uważają, że system wypełni niszę między rolnictwem tradycyjnym a ekologicznym, co powinno obniżyć ceny płodów rolnych i podnieść bezpieczeństwo żywności przez identyfikowalność drogi produktu „z pola na stół" (ang. *traceability*). Wprawdzie koncepcja Feldschwarm reprezentuje całkowicie nowe podejście do technologii produkcji roślinnej, to pewne wątpliwości budzi potrzeba zakupu kompletnego zestawu, ponieważ nie będzie on kompatybilny z istniejącymi w gospodarstwie maszynami.

Poszukuje się również metod ograniczenia zużycia energii. Jedną z nich może być użycie systemu KERS (ang. *Kinetic Energy Recovery System*) znanego z wyścigowej „Formuły 1", który będzie gromadzić energię podczas hamowania, jak również wahań i drgań elementów maszyn (np. belki polowej opryskiwacza), a nawet siedziska operatora (Boaz 2011).

Pomimo dużego zaangażowania jednostek naukowych i przedsiębiorstw, efekty komercyjne prac B+R są niewielkie, ponieważ zainteresowanie ze strony praktyki rolniczej nowatorskimi technologiami cyfrowymi jest umiarkowane. Oczekuje ona od nowych rozwiązań technicznych i technologicznych:
– wysokich cech funkcjonalnych;
– wartości dodanej w odniesieniu do istniejących rozwiązań;
– przydatności ekonomicznej i (lub) ekologicznej, społecznej;
– kompletności (brak luk uniemożliwiających praktyczne zastosowanie).

Wymienione atrybuty nowych rozwiązań muszą być spełnione łącznie, co nie jest łatwe, mimo że podstawowe funkcje i cechy użytkowe głównych podzespołów tych maszyn zostały już dobrze poznane. Obawy wśród potencjalnych użytkowników budzi potrzeba zatrudnienia w miejsce traktorzysty wysoko kwalifikowanego operatora do nadzorowania pracy autonomicznych maszyn (robotów). Ponadto brakuje elastyczności i co najmniej podobnych możliwości, jakimi obecnie dysponują uniwersalne ciągniki rolnicze, które mogą współpracować z różnymi maszynami (Biber i in. 2010). Obecnie główną barierą w praktycznym zastosowaniu inteligentnych maszyn pozostaje realizacja funkcji wykonywanych dotąd ręcznie przez operatora agregatu. Brak jest bowiem rozwiązań mechatro-

nicznych umożliwiających samoregulację parametrów roboczych maszyn, dojazd na pole, napełnianie zbiorników maszyn rolniczych środkami ochrony roślin (nawozami, nasionami), ładowanie akumulatorów, tankowanie paliw płynnych, mycie czy konserwację maszyn bez udziału człowieka.

## 14.4. Bezzałogowe statki powietrzne

Szybko rozwijające się bezzałogowe statki powietrzne (UAV, ang. *Unmanned Aerial Vehicle*), zwane dalej dronami (rys. 14.5), uważa się za jedne z najbardziej przyszłościowych na rynku nowoczesnych rozwiązań mechatronicznych. Stają się one coraz tańsze i przez to bardziej powszechne w naszym życiu codziennym, a większość z nich nadal jest wykorzystywana do zabawy lub co najwyżej służy profesjonalnym filmowcom i fotografikom. Największym ograniczeniem w ich zastosowaniu w produkcji rolniczej jest niewielki udźwig, krótki czas lotu i liczne rygory administracyjne związane z ich użyciem. Z tych powodów ich komercyjne zastosowania w produkcji rolniczej wciąż koncentrują się na przenoszeniu aparatury przeznaczonej do różnego rodzaju aktywnej lub pasywnej teledetekcji (Yang i in. 2014; Yang, Martin 2017). Należy do nich opracowany przez Agrocom Polska unikatowy system *Smart Crop Damage Identyfication* (SCDI) służący do obiektywnego szacowania powierzchni upraw uszkodzonych przez zwierzynę leśną oraz przez gradobicie, opady, przymrozki i inne czynniki pogodowe (Zawada i in. 2017). System może być także zastosowany do wspierania naziemnych pomiarów fizycznych i fizjologicznych cech roślin w hodowli

Rysunek 14.5. Bezzałogowy system latający (UAV, ang. *Unmanned Aerial Vehicle*) do zastosowań rolniczych
Fot. R. Hołownicki.

roślin i doświadczalnictwie rolniczym. Na szczególne podkreślenie zasługuje nagrodzenie systemu SCDI srebrnym medalem na targach Agritechnika w Hannowerze w 2017 r., ponieważ jest to pierwsze tak wysokie wyróżnienie w historii tych targów uzyskane przez polską firmę.

Niewątpliwie jednym z najmniejszych dronów jest RoboBee (masa 80 mg, długość 3 cm), który powstał z inspiracji biologów na Uniwersytecie Harvarda (Helbing, Wood 2018; Ma i in. 2013). Z uwagi na niewielkie rozmiary i masę jest on zaliczany do mikrodronów MAV (ang. *Micro Air Vehicles*) i jest przeznaczony do badań nad zapylaniem kwiatów. Znacznie bardziej przydatne w produkcji roślinnej wydają się ciężkie drony pochodzące z Chin, zwane ciężarowymi. Ich średnica sięga 4 m, masa całkowita 50 kg, a użytkowa 20 kg (Rudolf 2019) i są przeznaczone do wykonywania zabiegów nawożenia i ochrony roślin. Należy jednak mieć na uwadze, że opryskiwania lotnicze podlegają licznym restrykcjom. Zgodnie z art. 38.1. ustawy o środkach ochrony roślin z 8 marca 2013 r.: „środki ochrony roślin mogą być stosowane przy użyciu sprzętu agrolotniczego, jeżeli zwalczanie organizmów szkodliwych nie jest możliwe przy użyciu sprzętu naziemnego lub zastosowanie środków ochrony roślin przy użyciu sprzętu agrolotniczego stwarza mniejsze zagrożenie dla zdrowia ludzi, zwierząt lub dla środowiska niż przy użyciu sprzętu naziemnego" (DzU. z 2013 r., poz. 455). Taki zapis ogranicza stosowanie środków ochrony roślin do terenów niedostępnych dla aparatury konwencjonalnej, np. terenów górzystych, bagien (Berner, Chojnacki 2017; Wang i in. 2017, He i in. 2017). Jednocześnie nic nie wskazuje na zmianę tych regulacji z uwagi na zagrożenia dla środowiska wywołane znoszeniem cieczy podczas zabiegów opryskiwania.

W USA badano możliwość użycia ciężkiego UAV (masa 100 kg) z napędem spalinowym o mocy 13,6 kW, przeznaczonego przez producenta do chemicznej ochrony plantacji ryżu lub winorośli w trudnym górzystym terenie. Dron jest wyposażony w dwa 8-litrowe zbiorniki i ciśnieniowy układ cieczowy z rozpylaczami płaskostrumieniowymi. Badania wykazały, że dron osiągał wydajność 2-4,5 ha/h dla dawek cieczy odpowiednio 39 l/ha i 14 l/ha, z równomiernością naniesienia cieczy użytkowej zbliżonej do tradycyjnej techniki opryskiwania (Giles, Billing 2015a; 2015b). Z uwagi na dużą masę i zasięg dron był traktowany niezwykle rygorystycznie przez odpowiedzialne urzędy w USA, co sprawia, że jego zastosowanie w rolnictwie może okazać się problematyczne, choć tego samego rodzaju drony w Japonii opryskują ok. 1 mln ha różnych upraw rocznie.

Dopuszcza się jednak możliwość wysiewu mikronawozów i preparatów biologicznych dronami, które osiągają wówczas podobną wydajność, jak rozsiewacze konwencjonalne, unika się jednocześnie zbędnego ugniatania gleby. Ponadto mogą być one użyte po opadach deszczu, gdy wjazd na pole sprzętem ciągnikowym nie jest możliwy. Tzw. drony ciężarowe mogą znaleźć zastosowanie do wysiewu międzyplonu, np. nasion traw w zbożach, a w uprawach ekologicznych mieszanek biologicznych, siarki lub innych mikroskładników.

## 14.5. Sztuczna inteligencja

### 14.5.1. Doradztwo na odległość

Rosnące zasoby wiedzy i złożoność współczesnych technologii produkcji rolniczej wykraczają często poza kwalifikacje przeciętnego rolnika. Jednocześnie dostęp do wysoko kwalifikowanych doradców jest ograniczony z powodu niewielkiej liczby takich specjalistów i utrudnionego kontaktu osobistego. W związku z tym konieczne są nowe narzędzia do wymiany specjalistycznych informacji i wiedzy rolniczej ze służbami doradztwa rolniczego oraz jednostkami naukowymi. Pozwoli to pokonać barierę geograficzną, a usługi z tego zakresu mogą być świadczone na odległość. Mając na uwadze rozproszony charakter produkcji rolniczej i znaczne odległości dzielące doradcę od rolnika, takie podejście nie tylko ułatwi kontakt z najwyższej klasy specjalistami, lecz także znacząco zredukuje koszty usług doradczych.

Dotychczasowe doświadczenia medyczne z zakresu zdalnych usług świadczonych w ramach tzw. telemedycyny wskazują, że około 30% spraw na linii pacjent–lekarz może być rozwiązywanych bez fizycznej obecności pacjenta w gabinecie lekarskim. Należy oczekiwać, że dla znacznie mniej złożonych zagadnień rolniczych ponad 50% problemów będzie można rozwiązać na odległość. Niekiedy wystarczy przesłanie SMS i fotografii wykonanej smartfonem, aby otrzymać wyczerpującą odpowiedź zwrotną. Ograniczony czas pracy doradców i niewielki margines, liczony nieraz w godzinach, na szybką reakcję ze strony rolnika wymusza ich zastępowanie przez wyuczone algorytmy sztucznej inteligencji (AI, ang. *Artificial Intelligence*) wykorzystujące sieci neuronowe. Mogą one bez trudu identyfikować objawy chorób lub żerowania szkodników, na podstawie przesłanych fotografii i opisów. Nawet tak proste rozwiązania diagnostyczne mogą przynosić wymierne korzyści, dostarczając rolnikom kompetentnych informacji w krótkim czasie. Dalszy rozwój algorytmów sztucznej inteligencji może znaleźć zastosowanie nie tylko w diagnostyce, co jest już dzisiaj możliwe. Algorytmy mogą również proponować środki zaradcze w postaci konkretnych środków ochrony roślin, nawozów, a nawet zabiegów agrotechnicznych.

Cyfrowy transfer wiedzy rolniczej jest kierunkowo słusznym przedsięwzięciem, jego praktyczna realizacja wymaga jednak jednoczesnego prowadzenia wielu projektów badawczych z obszaru AI w rolnictwie dla setek możliwych wariantów produkcyjnych, które finalnie będą wykorzystane w mechanizmach typu „uczenia maszynowego" (ang. *machine learning*). Są to bardzo długotrwałe badania, które wymagają wielu powtórzeń, ponieważ proces ten będzie często natrafiał na „ślepe uliczki". Oczywista pokusa zbyt pochopnych uproszczeń i uogólnień prowadzi do powstania tych aplikacji, ale będą one bezużyteczne w szerokim zakresie upraw polowych. Doświadczenia z AI innych branż pokazują, że algorytmy uczące się wymagają bardzo dobrze dobranego zestawu dużej

ilości danych do nauki tych algorytmów. W przeciwnym razie powstają bezużyteczne systemy. Produkcja roślinna jako całość to ekstremalnie skomplikowany proces o ogromnej liczbie współzależności, często wciąż niejasnych dla człowieka i z tego powodu opracowanie jednorodnego systemu AI w najbliższej perspektywie, a nawet kolejnych dwóch dekadach, nie jest możliwe.

### 14.5.2. Cyfrowe pole, plantacja, szklarnia

Już wkrótce powstaną systemy automatycznego gromadzenia obiektywnych danych o zdarzeniach zachodzących w produkcji roślinnej w celu wprowadzenia systemu identyfikowalności drogi produktów roślinnych z „pola na stół" (ang. *traceability*). Będą opracowane rozwiązania wypełniające brakującą lukę w istniejących systemach, które obecnie są zdolne do identyfikacji tylko części drogi produktu „od gospodarstwa na stół". Wciąż brakuje możliwości samoczynnego rejestrowania lokalizacji i czasu zdarzeń na poziomie wybranego fragmentu pola (np. 1 ar). Przewiduje się wprowadzenie systemów monitorowania pracy ludzi oraz maszyn i urządzeń w czasie rzeczywistym (ang. *online*) dzięki użyciu interaktywnych bezprzewodowych modułów cyfrowych gromadzących dane z całego gospodarstwa. Pozwoli to na śledzenie historii całego procesu, począwszy od siewu (lub sadzenia), aż do ich dystrybucji poza gospodarstwo. Wprowadzenie takiego systemu do praktyki rolniczej podniesie wiarygodność gospodarstwa, ponieważ stanie się ono bardziej pożądanym partnerem dla odbiorców jego produktów. Ze względu na pełną transparentność procesu produkcyjnego w danym gospodarstwie taki system będzie sprzyjał również podnoszeniu odpowiedzialności rolników za jakość własnych produktów i środowisko naturalne. Dodatkową korzyścią dla rolnika będzie możliwość wykorzystania tak gromadzonych danych w aplikacjach wspierających jego codzienne działania operacyjne w gospodarstwie, monitorujących jakość i rentowność produkcji polowej, a w przyszłości w aplikacjach z obszaru BI (ang. *business intelligence*).

## 14.6. Podsumowanie

Spełnienie oczekiwań społecznych w zakresie dostaw wystarczającej ilości i jakości żywności, z ograniczeniem do minimum zagrożeń dla środowiska, wymusza zastosowanie zaawansowanych technologii informatycznych i rolnictwa precyzyjnego. Umożliwią one zarówno optymalizację procesów technologicznych, jak i ułatwią osiągnięcie zadowalających dochodów z ograniczeniem do minimum nakładów, zwłaszcza nawozów, środków ochrony roślin, nasion, wody i energii. Wciąż jednak obserwuje się wiele przeszkód na drodze do szerszego zastosowania zaawansowanych technologii. Do najważniejszych należy niewy-

starczająca wiedza rolników z tego zakresu i brak infrastruktury technicznej, np. sieci RTK-GPS, oraz kompleksowych systemów gotowych do zastosowania w produkcji towarowej.

Większość firm oferujących zaawansowane rozwiązania, zwłaszcza z zakresu rolnictwa precyzyjnego, to zwykle małe przedsiębiorstwa o niewielkim potencjale ekonomicznym. W związku z tym nie dysponują one dostatecznymi środkami na rozwój kompleksowych systemów, wykorzystujących np. sztuczną inteligencję i internet rzeczy. Z tych powodów konieczne jest nie tylko finansowe wsparcie tych przedsięwzięć, lecz także ich koordynacja, aby optymalnie wykorzystać potencjał innowacyjny tych przedsiębiorstw.

Technologie cyfrowe mogą znacząco zredukować zagrożenia dla środowiska związane z intensywną produkcją rolniczą. Z uwagi na niską świadomość ekologiczną tego rodzaju rozwiązania mają niewielką szansę na komercyjny sukces. W związku z tym konieczne jest wsparcie budżetowe, nie tylko w fazie ich implementacji w produkcji rolniczej, lecz także na etapie ich rozwoju.

Dalszy rozwój technologii do produkcji rolniczej nie może obejść się bez inteligentnych rozwiązań z zakresu rolnictwa precyzyjnego. Można więc oczekiwać wzmocnienia głównego nurtu inżynierii rolniczej, jakim niewątpliwie jest rozwój nowych rozwiązań technicznych do produkcji roślinnej i zwierzęcej oraz przetwórstwa spożywczego, wykorzystujących technologie informatyczne, w tym sztucznej inteligencji, internetu rzeczy (IoT), bezzałogowych statków powietrznych (UAV) i robotów.

Inżynieria rolnicza powinna odgrywać ważną rolę w nadchodzącej rewolucji cyfrowej w rolnictwie. Główną rolę odgrywać w niej będą nauki techniczne, to jednak sztuczna inteligencja, internet rzeczy, bezzałogowe statki powietrzne, roboty pozostaną pustymi hasłami, jeśli nie zostaną wypełnione treścią w postaci kompletnych rozwiązań technologicznych. Obecnie nie ma technicznych przeszkód, aby np. zabiegi opryskiwania roślin mogły wykonywać autonomiczne ciągniki i roboty, gdyby nie brak zautomatyzowanych „stacji dokujących" do porcjowania środków ochrony roślin oraz napełniania i mycia opryskiwaczy. Można oczekiwać, że np. autonomiczne roboty dotrą do rolnictwa z nauk inżynieryjno-technicznych, ale jeśli nie zostaną one wzbogacone specyficznymi dla rolnictwa rozwiązaniami opracowanymi przez środowisko inżynierii rolniczej, to pozostaną niewiele znaczącymi gadżetami.

Utrzymanie potencjału eksperckiego i tożsamości inżynierii rolniczej w naukach inżynieryjno-technicznych w dużym stopniu będzie zależało od jakości współdziałania z naukami rolniczymi oraz od naszej zdolności do pogłębiania współpracy z praktyką. W ten sposób utrzymamy nasze miejsce w rozwoju nauki i innowacji dla sektora rolno-spożywczego jako zwornik między naukami rolniczymi i inżynieryjno-technicznymi. Należy bowiem mieć na uwadze, że rolnicy i nauki rolnicze nadal pozostają najważniejszym źródłem inspiracji dla innowacyjnej tematyki badawczej, wywodzącej się z biologicznych podstaw produkcji rolniczej i jednocześnie wychodzącej naprzeciw aktualnym problemom.

Przed rolnictwem, zwłaszcza przed naukami rolniczymi, stoją wciąż nowe wyzwania i nic nie wskazuje na zmniejszenie realnego znaczenia inżynierii rolniczej, z uwagi na jej ważność dla sektora rolno-spożywczego. Choć w ostatnim okresie traci on na ważności, to zawsze będzie odgrywał jedną z głównych ról nie tylko w polskiej, lecz także światowej gospodarce.

**Literatura**


Bac C.W., Hemming E.J., van Henten E.J. 2014. *Stem localization of sweet-pepper plants using the support wire as a visual cue*. Computers and Electronics in Agriculture, 105: 114-120.

Bayar G., Bergerman M., Koku B., Konukseven I. 2015. *Localization and control of an autonomous orchard vehicle*. Computers and Electronics in Agriculture, 115: 118–128.

Berner B., Chojnacki J. 2017. *Use of drones in crop protection*. IX International Scientific Symposium „Farm Machinery and Processes Management in Sustainable Agriculture", Lublin, s. 46–51.

Boaz A. 2011. *Motion capture*. IVT International, March 2011, s. 46-47.

De Clercq M., Vats A., Biel A. 2018. *Agriculture 4.0: The future of farming technology*. World Government Summit, s. 1-30.

Doruchowski G., Świechowski W., Godyń A., Hołownicki R. 2011. *Automatically controlled sprayer to implement spray drift reducing application strategies in orchards*. Journal of Fruit and Ornamental Plant Research, 19(1): 175-182.

Doruchowski, G., Świechowski, W., Hołownicki, R., Godyń A. 2009. *Environmentally-Dependent Application System for safer spray application in fruit growing*. Journal of Horticultural Sciences and Biotechnology, 84(6): 107-112.

Emmi L., Gonzalez-de-Soto M., Pajares G., Gonzalez-de-Santos P. 2014. *New Trends in Robotics for Agriculture: Integration and Assessment of a Real Fleet of Robots*. The Scientific World Journal, 2014: 1-22.

Feiffer A., Jasper J., Leithold P., Feiffer P. 2007. *Effects of N-Sensor based variable rate N fertilization on combine harvest*. 6th European Conference on Precision Agriculture, Skiathos, Greece, 3-6 June, s. 673-679.

*Feldschwarm® – autonome Feldmodule für den ressourcenschonenden Landbau*. 2019. http://www.feldschwarm.de/index.php.

Giles D.K., Billing R.C. 2015a. *Deployment and Performance of a UAV for Crop Spraying*. Chemical Engineering Transactions, 44: 307-312.

Giles D.K., Billing R.C. 2015b. *Unmanned aerial platforms for spraying: deployment and performance*. Aspects of Appl. Bio. 2015a, 12, 63-69.

Griffin T.W., Lowenberg De Boer J., Lambert D.M., Peone J., Payne T., Daberkow S.G. 2004. *Adoption, profitability, and making better use of precision farming data*. Staff Paper, 4-06: 1-9.

Haman J., Hołownicki R., Michałek R., Żmija J. 2012. *Misja nauk rolniczych w rozwoju polskiego sektora rolno-spożywczego*. Inżynieria Rolnicza, 4(139): 465-483.

He X.K., Bonds J., Herbst A., Langenakens J. 2017. *Recent development of unmanned aerial vehicle for plant protection in East Asia*. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 10(3): 18-30.

Helbing F.E., Wood R.J. 2018. *A Review of Propulsion, Power, and Control Architectures for Insect-Scale Flapping-Wing Vehicles*. Applied Mechanics Reviews, 70: 010801- 010809.

Hołownicki R. 2004. *Perspektywy zastosowania koncepcji Rolnictwa Precyzyjnego w ochronie roślin*. Progress in Plant Protection/Postępy w Ochronie Roślin, 44(1): 104-113.

Hołownicki R., Doruchowski G. 2011. *Technika opryskiwania upraw polowych i sadowniczych – współczesne problemy i aktualne kierunki*. W: *Współczesna inżynieria rolnicza – badania i zastosowania*. Red. T. Juliszewski, S. Kurpaska. Wyd. Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej, Kraków, s. 101-132.

Hołownicki R., Doruchowski G. 2016. *Zastosowania mechatroniki w produkcji roślinnej*. W: *Aktualne problemy inżynierii biosystemów*. Red. M. Lipiński i Jacka Przybyła. Wyd. Wydawnictwo Uniwersytetu Przyrodniczego w Poznaniu, Poznań, s. 101-132, 309-328.
Hołownicki R., Doruchowski G., Świechowski W., Godyń A., Konopacki P.J. 2017. *Variable air assistance system for orchard sprayers; concept, design and preliminary testing*. Biosystems Engineering, 163: 134-149.
Koronczok J. 2013. *Praktyczne zastosowanie rozwiązań rolnictwa precyzyjnego*. III Konferencja „Nauka – Biznes – Rolnictwo", Puławy.
Ma K.Y., Chirarattananon, P., Fuller S.B., Wood R.J. 2013. *Controlled Flight of a Biologically Inspired, Insect-Scale Robot*. Science, 340(6132): 603–607.
Opitz I., Berges R., Piorr A., Krikser T. 2016. *Contributing to food security in urban areas: differences between urban agriculture and peri-urban agriculture in the Global North*. Agriculture and Human Values, 33: 341–358.
Paulin S., Botterill T., Lin J., Chen X., Green R. 2015. *A comparison of sampling-based path planners for a grape vine pruning robot arm*. Proceedings of the 6th International Conference on Automation, Robotics and Applications, Queenstown, 17-19 Feb., s. 98–103.
Pierpaolia E., Carlia G., Pignattia E., Canavaria M. 2013. *Drivers of Precision Agriculture Technologies Adoption: A Literature Review*. 6th International Conference on Information and Communication Technologies in Agriculture, Food and Environment (HAICTA 2013). Procedia Technology, 8: 61–69.
Przybył J. 2016. *Rolnictwo 4.0*. Konferencja "Postęp Naukowo-Techniczny i Organizacyjny w Rolnictwie", Zakopane.
Rudolf W. 2019. *Agroflight – drony ciężarowe w agrolotnictwie*. Aktualności Techniki Rolniczej, 17-18: 48-51.
Schmidhalter U., Maidl F.-X., Heuwinkel H., Demmel M., Auernhammer H., Noack P., Rothmund M. 2008. *Precision Farming – Adaptation of Land Use Management to Small Scale Heterogeneity*. Perspectives for Agroecosystem Management 2008: 121-199.
Segal A. 2010. *Food deserts: A global crisis in New York City causes, impacts and solutions*. The Journal of Sustainable Development, 3(1): 197–214. Precision Agriculture Techniques and Practices: From Considerations to Applications.
Shafi U., Mumtaz R., Nieto J.G., Hassan S.A., Zaidi S.A.R., Iqbal N. 2019. *Precision Agriculture Techniques and Practices: From Considerations to Applications*. Sensors, 19: 2-25.
Ustawa z 8 marca 2013 r. o środkach ochrony roślin. Dz.U. z 2013 r., poz. 455.
Wang X., He X., Wang C., Wang Z., Li L., Wang S., Bonds J., Herbst A. 2017. *Spray drift characteristics of fuel powered single-rotor UAV for plant protection*. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 33(1): 117–123.
*World urbanization prospects – The 2011 revision. Final Report*. 2012. United Nations, Department of Economic and Social Affairs, Population Division, New York.
Yang C., Martin D.E. 2017. *Integration of aerial imaging and variable-rate technology for site-specific aerial herbicide application*. Transactions of the ASABE, 60(3): 635-644.
Yang C., Westbrook J.K., Suh C.P.C., Martin D.E., Hoffmann W.C., Lan Y., Fritz B.K., Goolsby J.A. 2014. *An Airborne Multispectral Imaging System Based on Two Consumer-Grade Cameras for Agricultural Remote Sensing*. Remote Sens., 6: 5257-5278.
Zawada M., Kamiński M., Smela A. 2017. *Światowe nowości na Targach AGRITECHNIKA 2017*. Technika Rolnicza i Leśna, 6: 9, 10.
Zhao H., Wang Z., Liu S., Wang R., Tian S. 2015. *Grading system of tomato grafting machine based on machine vision*. 8th International Congress on Image and Signal Processing (CISP), Shenyang 14-16 Oct. 2015, s. 604–609.

## INŻYNIERIA ROLNICZA U PROGU REWOLUCJI CYFROWEJ


### Streszczenie

Rolnictwo zawsze będzie odgrywało główną rolę w polskiej i światowej gospodarce – z powodu potrzeby wyżywienia rosnącej liczby ludności podwojenia wymaga produkcja żywności. Wzrost jakości i wielkości produkcji roślinnej będzie dokonywał się w niesprzyjających warunkach glebowo-klimatycznych, niedoborów wody i ocieplenia klimatu. Spełnienie rosnących oczekiwań konsumentów nie będzie możliwe bez nowatorskich rozwiązań technicznych i technologicznych z zakresu rolnictwa precyzyjnego. Z tych powodów należy oczekiwać prawdziwej rewolucji cyfrowej, w której zostanie wykorzystana szybsza niż dotąd transmisja danych, nowe i bardziej precyzyjne sensory, internet rzeczy (IoT, ang. *Internet of Things*) i sztuczna inteligencja (AI – *Artificial Intelligence*). W praktyce rolniczej znajdą zastosowanie bezzałogowe statki powietrzne (UAV, ang. *Unmanned Aerial Vehicle*) i autonomiczne roboty. Nowe technologie cyfrowe powinny znacząco zredukować zagrożenia dla środowiska związane z intensywną produkcją rolniczą.


## AGRICULTURAL ENGINEERING AT THE BEGINNING OF THE DIGITAL REVOLUTION


### Abstract

Agriculture will always play a key role in the Polish and global economy due to the need to feed a growing population, which requires a doubling of food production. The increase in the quality and volume of plant production will take place in adverse soil and climate conditions, water shortages and global warming. Meeting the growing demand from consumers will not be possible without the innovative technical and technological solutions in the field of Precision Farming. Therefore, a real digital revolution should be expected, in which faster data transmission, new and more precise sensors, Internet of Things (IoT) and artificial intelligence (AI – artificial intelligence) will be used. In agricultural practice, unmanned aerial vehicles (UAVs) and autonomous robots will be used. New digital technologies should significantly reduce the risk to the environment associated with intensive agricultural production.

Grzegorz Doruchowski[1], Ryszard Hołownicki[2]

ROZDZIAŁ 15

# INTERNETOWE NARZĘDZIA DECYZYJNE I DYDAKTYCZNE SŁUŻĄCE OCHRONIE WODY PRZED ZANIECZYSZCZENIEM ŚRODKAMI OCHRONY ROŚLIN

## 15.1. Wprowadzenie

Ze stosowaniem opryskiwaczy do nanoszenia środków ochrony roślin w rolnictwie jest związane nieuchronne zagrożenie zanieczyszczenia środowiska niebezpiecznymi substancjami chemicznymi. Szczególnie cennym i wrażliwym na zanieczyszczenia elementem środowiska jest woda, zarówno ta krążąca w ciekach i zbiornikach powierzchniowych, jak i zgromadzona w zasobach podziemnych. Wyjątkowość wody jako składnika środowiska polega na tym, że łączy ona wszystkie elementy ekosystemu i tym samym przenosi zawarte w niej substancje między poszczególnymi komponentami biosfery. Skutki zanieczyszczenia wody mogą być zatem odczuwalne w całym środowisku naturalnym.

Zanieczyszczenie wody środkami ochrony roślin pochodzi ze źródeł miejscowych, związanych głównie ze sporządzaniem cieczy użytkowej i myciem opryskiwaczy, czyli operacjami przeprowadzanymi przed zabiegami i po nich, oraz ze źródeł obszarowych, wynikających m.in. ze znoszenia cieczy podczas wykonywania zabiegów (Müller i in. 2002; Bach i in. 2005). Na wszystkich etapach postępowania ze środkami ochrony roślin ryzyko zanieczyszczenia wody można istotnie ograniczać z zastosowaniem środków technicznych będących na wyposażeniu opryskiwaczy oraz przez ustawienie parametrów opryskiwacza stosownie do okoliczności ich pracy (Roettele i in. 2008; 2009; 2010c; 2014; Doruchowski i in. 2010). Kluczem do minimalizacji ryzyka jest zatem prośrodowiskowa konstrukcja i konfiguracja opryskiwacza opracowywana na etapie produkcji oraz podejmowanie właściwych decyzji co do jego wyboru na etapie zakupu i sposobu użycia na etapie eksploatacji. Mnogość i różnorodność opcji oraz czynników (kontrolowanych i niekontrolowanych przez operatora) działających w tym obszarze sprawia, że podejmowanie optymalnych decyzji wymaga zastosowania narzędzi decyzyjnych. Formułowane z ich zastosowaniem decyzje powinny prowadzić

[1] Instytut Ogrodnictwa – Państwowy Instytut Badawczy w Skierniewicach, Zakład Agroinżynierii, e-mail: grzegorz.doruchowski@inhort.pl.
[2] Instytut Ogrodnictwa – Państwowy Instytut Badawczy w Skierniewicach, Zakład Agroinżynierii.

do kompletacji i wyboru opryskiwacza z najbardziej przyjaznym dla środowiska wyposażeniem oraz jego eksploatacji w sposób minimalizujący ryzyko znoszenia środków ochrony roślin.

Wymagania dotyczące środowiskowych aspektów wyposażenia sprzętu ochrony roślin są określone przez normy europejskie EN i międzynarodowe ISO (Herbst, Ganzelmeier 2002). Jeśli mają one status europejskich norm zharmonizowanych, jak: PN-EN ISO 4254-1 (PN-EN ISO, 2015) i EN-PN ISO 4254-6 (PN-EN ISO, 2011) oraz EN-ISO 16119-1-2-3 (PN-EN ISO, 2013a; PN-EN ISO, 2013b; PN-EN ISO, 2013c), to stosowanie się do nich jest obligatoryjne, w myśl wymagań Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady (PEiR) 2009/128/WE ustanawiającej ramy wspólnotowego działania na rzecz zrównoważonego stosowania pestycydów (Dz.U. L 309/71 z 24.11.2009) oraz Dyrektywy PEiR 2009/127/WE zmieniającej dyrektywę 2006/42/WE w odniesieniu do maszyn do stosowania pestycydów (Dz.U. L 310/29 z 25.11.2009). Spełnienie tych wymagań jest gwarantowane przez producentów opryskiwaczy za sprawą ich deklaracji zgodności z dyrektywami nowego podejścia (znak CE). Większość norm określających wymagania dla sprzętu ochrony roślin nie ma jednak charakteru obligatoryjnego, co powoduje duże zróżnicowanie konstrukcji i poziomu zaawansowania technologicznego dostępnych na rynku opryskiwaczy. Ich nabywcy i użytkownicy mogą zatem mieć trudności z określeniem ich prośrodowiskowego potencjału. Obiektywna ocena tego potencjału narzędziami decyzyjnymi pozwala na wybór technologii istotnie ograniczającej ryzyko zanieczyszczenia wód. Przykładem takich narzędzi są internetowe aplikacje EOS (ang. *Environmentally Optimized Sprayer*) (Doruchowski i in. 2014) i STEP-Water, które pozwalają na podejmowanie decyzji strategicznych, dotyczących projektowania i wyboru opryskiwaczy o możliwie najmniejszym wpływie na środowisko. Aplikacje te opracowało grono międzynarodowych ekspertów realizujących europejskie projekty w ramach inicjatywy TOPPS (ang. *Train Operators to Promote best management Practices & Sustainability*) (www.topps-life.org). Jednym z głównych inicjatorów tych projektów i ich krajowym koordynatorem jest Zakład Agroinżynierii Instytutu Ogrodnictwa w Skierniewicach.

Zagadnieniem nie mniej ważnym niż konstrukcja i wyposażenie opryskiwacza w kontekście ochrony wód przed zanieczyszczeniem jest sposób jego wykorzystania. Problem ten sprowadza się znów do podejmowania decyzji o terminie wykonania zabiegu, doborze rozpylaczy i regulacji parametrów pracy w taki sposób, aby zminimalizować zjawisko znoszenia środków ochrony roślin poza opryskiwany obszar.

Znoszenie, będące przejawem zanieczyszczeń obszarowych, jest postrzegane jako istotne źródło zagrożeń dla wód powierzchniowych, pasiek pszczelich i innych obiektów wrażliwych, niebędących celem zabiegów ochrony roślin. Znalazło to swoje odzwierciedlenie we wspomnianych dyrektywach PEiR oraz wynikających z nich regulacji prawnych na szczeblu krajów członkowskich UE. Regulacje te określają zasady wyznaczania wolnych od stosowania środków

ochrony roślin stref buforowych w sąsiedztwie obiektów wrażliwych w celu ich ochrony przed zanieczyszczeniem w wyniku znoszenia i spływu powierzchniowego. Ponadto nakładają obowiązek wdrożenia w krajach członkowskich UE integrowanej ochrony roślin, zgodnie z którą środki ochrony roślin należy stosować z wykorzystaniem technik ograniczających znoszenie (TOZ). Są one klasyfikowane według norm ISO 22369-1 (2006) i ISO 22369-2 (2010) na podstawie badań polowych wykonywanych zgodnie z metodyką określoną w normie ISO 22866 (2005) lub testów rozpylaczy przeprowadzanych w tunelu aerodynamicznym zgodnie z normą ISO 22856 (2008). Na podstawie wyników licznych badań polowych i testów laboratoryjnych w kilku krajach europejskich istnieją oficjalne klasyfikacje TOZ. W Polsce, podobnie jak w Belgii czy Austrii, do stosowania przejęto klasyfikację niemiecką – najstarszą z funkcjonujących w Europie. Tam, gdzie dopuszczają to zapisy na etykietach środków ochrony roślin dotyczące stref buforowych, klasyfikacja TOZ stanowi podstawę do samodzielnego ustalania szerokości tych stref przez samych użytkowników, w zależności od tego, jaką klasę ograniczenia znoszenia reprezentuje stosowana przez nich technika ochrony. W istocie ryzyko zanieczyszczenia wody i innych obiektów wrażliwych, a więc także szerokość stref buforowych dla tych obiektów, zależy od decyzji wykonawcy zabiegu, który może kontrolować wiele czynników wpływających na znoszenie środków ochrony roślin.

Znoszenie w decydującej mierze zależy od warunków meteorologicznych (Arvidsson i in. 2011; Nuyttens i in. 2005; 2006a), ale wykonawca zabiegu może je istotnie ograniczyć dzięki zastosowaniu rozpylaczy niskoznoszeniowych (grubokroplistych) oraz przez precyzyjną regulację takich parametrów pracy, jak: rozmiar rozpylaczy w powiązaniu z ciśnieniem cieczy, prędkość robocza, odległość rozpylaczy od opryskiwanych obiektów (np. wysokość belki polowej) (Nuyttens i in. 2006b; Świechowski i in. 2013; 2016), a w przypadku opryskiwaczy sadowniczych także siła, kierunek i zakres działania strumienia powietrza (Hołownicki i in. 2000; Świechowski i in. 2000; Doruchowski i in. 2002; 2009; Wenneker i in. 2012). Wszystkie wymienione parametry podlegają kontroli wykonawcy zabiegu, a pozytywny efekt ich doboru zależy od trafności jego decyzji.

W okresie dwóch minionych dekad opracowano wiele prognostycznych modeli do oceny potencjału znoszenia dla różnych warunków meteorologicznych, technik opryskiwania i parametrów pracy opryskiwaczy (Holterman i in. 1997; Kaul i in. 2004; Baetens i in. 2007; 2009; Teske i in. 2009; Butler Elis, Miller 2010; Golla i in. 2011). Modele te są wykorzystywane do przeprowadzania kompleksowej analizy ryzyka środowiskowego, m.in. w procesie oceny i rejestracji środków ochrony roślin. Ich złożoność i charakter danych wyjściowych sprawia, że wykonawcy zabiegów nie mogą ich wykorzystać jako narzędzi podejmowania decyzji i planowania zabiegów. Jeśli oczekuje się od użytkowników środków ochrony roślin troski o zachowanie czystości wody i odpowiedzialności za swoje decyzje, to powinno się zapewnić im łatwe w obsłudze narzędzia diagnozujące ryzyko jej zanieczyszczenia w konkretnych okolicznościach i pokazujące, jak prostymi

i dostępnymi metodami można to ryzyko ograniczać do akceptowalnego poziomu. Taki cel przyświecał twórcom internetowej aplikacji DET (ang. *Drift Evaluation Tool*) (Doruchowski i in. 2013), która podobnie jak wspomniane wcześniej aplikacje powstała w toku realizacji jednego z projektów TOPPS.

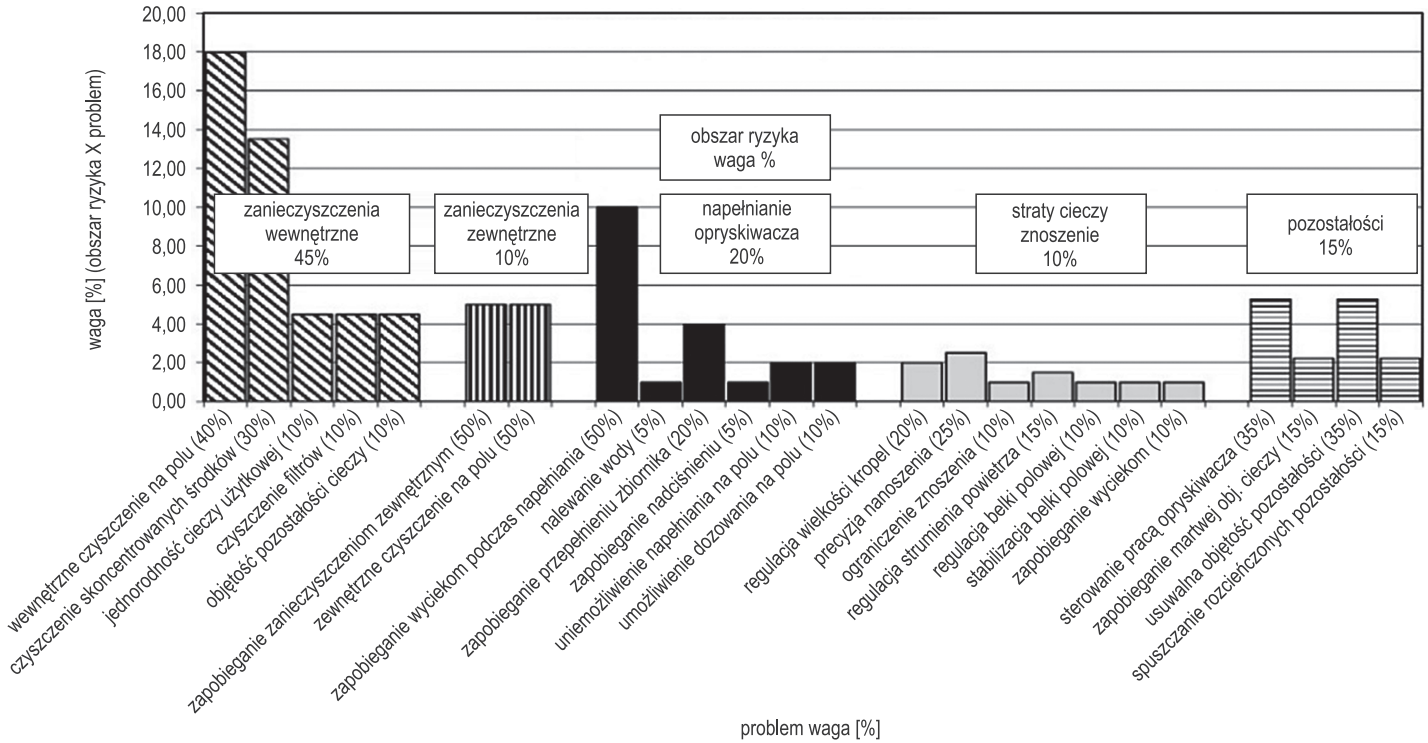
Aplikacje EOS, STEP-Water i DET stanowią pakiet narzędzi wspomagających decyzje, przeznaczonych dla świadomych i odpowiedzialnych użytkowników środków ochrony roślin, którzy chroniąc swoje uprawy przed agrofagami, chcą chronić środowisko naturalne, zwłaszcza wodę, przed zanieczyszczeniem ze źródeł miejscowych (operacji przygotowawczych i pozabiegowych) i obszarowych (znoszenia cieczy). Dzięki poglądowo opracowanym interfejsom użytkownika narzędzia te mają także walor edukacyjny, możliwy do wykorzystania w programach dydaktycznych szkół średniego i wyższych.

## 15.2. EOS – *Environmentally Optimized Sprayer*

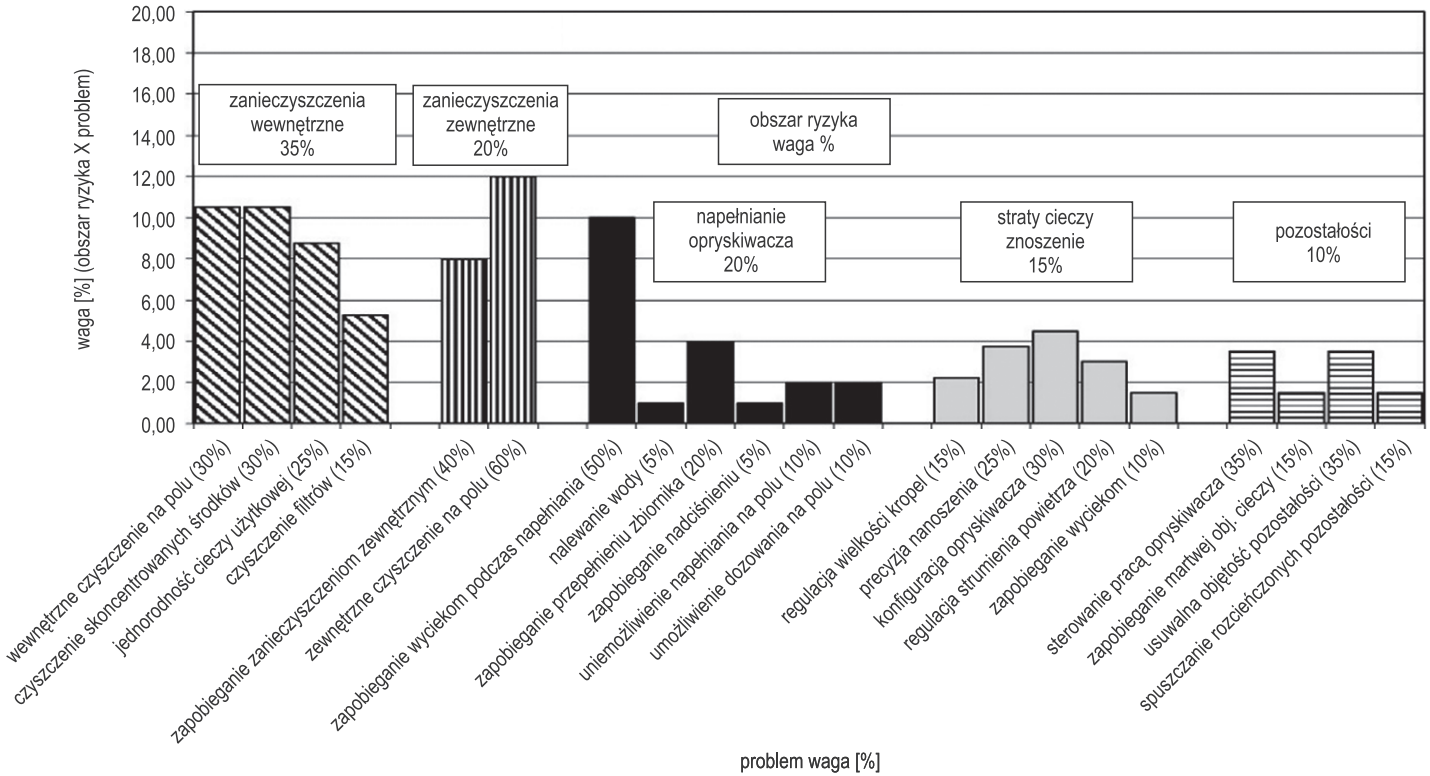
### 15.2.1. Identyfikacja obszarów ryzyka środowiskowego

Narzędzie EOS opracowano w ramach europejskiego projektu TOPPS Bridge i udostępniono na stronie internetowej www.topps-eos.org do wykorzystania przez posiadaczy lub potencjonalnych nabywców opryskiwaczy, w celu oceny walorów technicznych tych opryskiwaczy pod kątem ryzyka zanieczyszczenia środowiska. Wśród dziewięciu wersji językowych narzędzie ma także wersję w języku polskim.

W celu oszacowania możliwości różnych cech opryskiwacza w ograniczaniu ryzyka skażenia wód konieczne było skategoryzowanie tych cech i powiązanie ich z obszarami ryzyka środowiskowego, które uznano za główną przyczynę powstawania zanieczyszczeń miejscowych, polegających na kumulacji i niekontrolowanym przepływie środków ochrony roślin do środowiska (Roettele i in. 2010a). Krytycznymi obszarami ryzyka w tym kontekście są operacje przeprowadzane przed zabiegiem ochrony roślin i po jego zakończeniu, tj.: sporządzanie cieczy użytkowej (napełnianie opryskiwacza), wewnętrzne i zewnętrzne czyszczenie opryskiwacza (skażenia wewnętrzne i skażenia zewnętrzne) oraz zagospodarowanie resztek cieczy roboczej (pozostałości). Do obszarów tych dołączono także znoszenie cieczy użytkowej (straty cieczy – znoszenie) w zakresie, w jakim zjawisko to przyczynia się do zanieczyszczenia opryskiwacza podczas zabiegu. Tak określonym obszarom ryzyka przypisano procentowe wartości wag, które odzwierciedlają różnice między nimi pod względem ich znaczenia dla środowiska. Obszary ryzyka i ich wagi dla opryskiwaczy polowych i sadowniczych pokazano odpowiednio na rysunkach 15.1 i 15.2. Z zestawień tych wynika, że opryskiwacze polowe stwarzają większe ryzyko środowiskowe w obszarach „skażenia wewnętrzne" i „pozostałości, podczas gdy opryskiwacze sadownicze powodują większe ryzyko w obszarach „skażenia zewnętrzne" i „straty cieczy – znoszenie".




Rysunek 15.1. Procentowe wartości wag problemów w powiązaniu z właściwymi im obszarami ryzyka przyjęte w algorytmie aplikacji EOS dla opryskiwaczy polowych; wagi obszarów ryzyka podano w ramkach, wagi problemów w etykietach osi poziomej
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 15.2. Procentowe wartości wag problemów w powiązaniu z właściwymi im obszarami ryzyka przyjęte w algorytmie aplikacji EOS dla opryskiwaczy sadowniczych; wagi obszarów ryzyka podano w ramkach, wagi problemów w etykietach osi poziomej
Źródło: opracowanie własne.

### 15.2.2. Struktura EOS

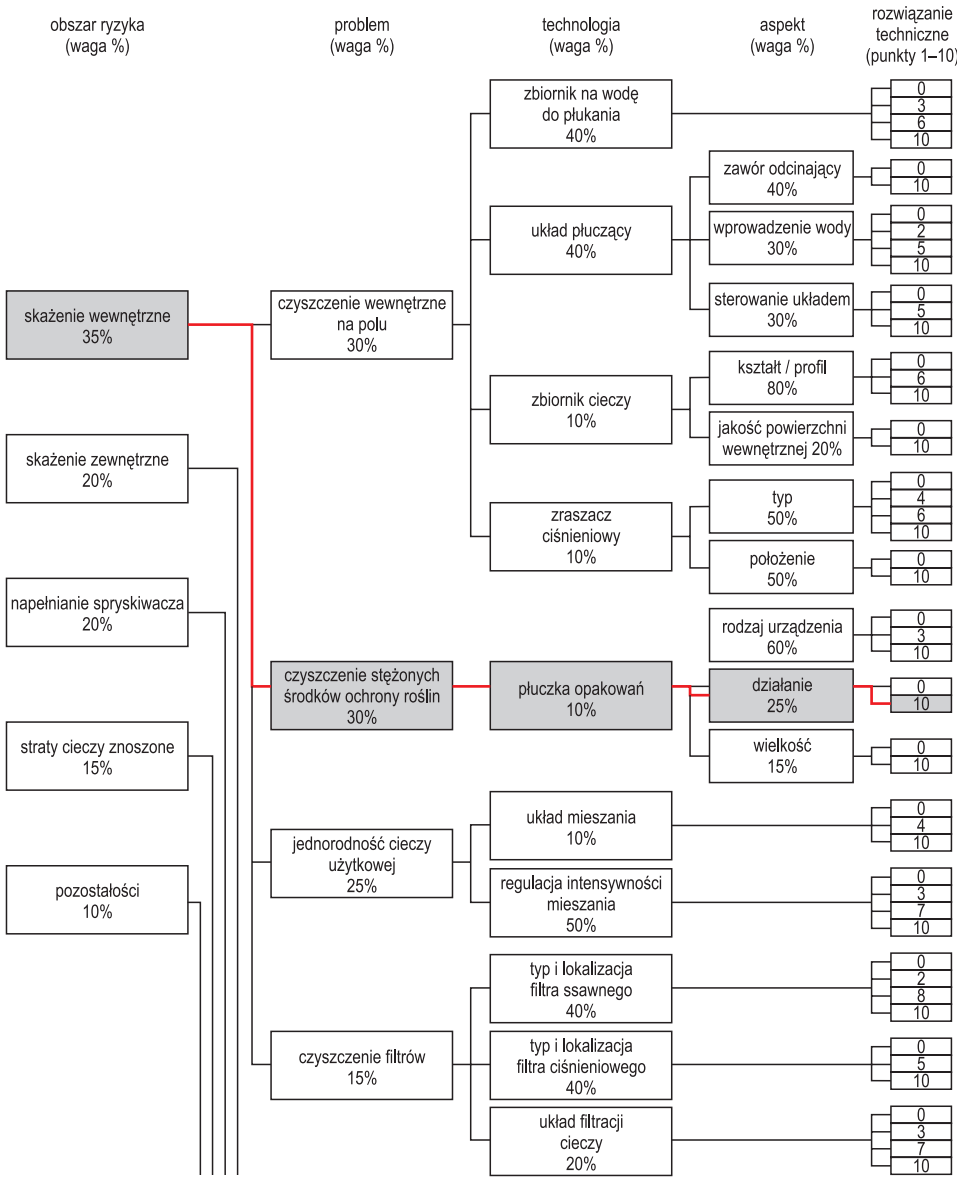
Podstawą konfiguracji narzędzia EOS było przyjęcie założenia, że potencjał ograniczania ryzyka środowiskowego ocenianego opryskiwacza jest sumą potencjałów poszczególnych rozwiązań technicznych wchodzących w skład tego opryskiwacza. Wszelkie dostępne komercyjnie opryskiwacze standardowe oraz opryskiwacze z najnowocześniejszymi rozwiązaniami technicznymi (w konstrukcji i wyposażeniu) zestawiono i skategoryzowano według ich funkcji; utworzono drzewiastą strukturę w bazie danych (uporządkowanym zbiorze rozwiązań technicznych) – rysunek 15.3.

Poziom 1 w tej strukturze stanowią zdefiniowane wcześniej obszary ryzyka. W każdym z nich zidentyfikowano problemy (poziom 2) do rozwiązania przez różne technologie (poziom 3). Niektóre z nich charakteryzowane są w różnych aspektach (poziom 4). Rozwiązania techniczne opryskiwaczy, stanowiące ostatni poziom 5, pogrupowano według technologii i aspektów. Tak uporządkowana lista rozwiązań technicznych, w formie kwestionariusza ankietowego, stanowi interfejs narzędzia EOS. Zadaniem jego użytkownika jest zaznaczanie w kwestionariuszu rozwiązań zidentyfikowanych na ocenianym opryskiwaczu.

Istotność rozwiązań technicznych z punktu widzenia korzyści dla środowiska zależy od znaczenia ich funkcji oraz wagi zagadnień, do których je zakwalifikowano na różnych poziomach struktury EOS. Z problemem zróżnicowania istotności poszczególnych rozwiązań poradzono sobie, nadając każdemu z nich wartość punktową w skali od 0 do 10 (0 = brak; 10 = najlepsze w swojej klasie), a następnie przypisując procentowe wartości wag poszczególnym problemom, technologiom, aspektom i obszarom ryzyka. Wagi określają potencjał ograniczania ryzyka zanieczyszczenia wody, które jest związane z poszczególnymi zagadnieniami we wspomnianych kategoriach.

Wykresy przedstawione na rysunkach 15.1 i 15.2 pokazują różnice między wynikowymi wartościami wag problemów skojarzonych z właściwymi im obszarami ryzyka (obszar ryzyka × problem), odpowiednio dla opryskiwaczy polowych i sadowniczych. Wskazują one na istotność tych problemów i w gruncie rzeczy odzwierciedlają rzeczywiste znaczenie technologii umożliwiających ich rozwiązanie.

Najistotniejszy obszar ryzyka obejmuje czyszczenie opryskiwaczy (skażenia wewnętrzne + skażenia zewnętrzne), którego łączny potencjał ograniczenia ryzyka środowiskowego w przypadku obu rodzajów opryskiwaczy oszacowano na poziomie 55%. Wartości wagowe „skażeń wewnętrznych" i „skażeń zewnętrznych" dla opryskiwaczy polowych są jednak nieco inne niż dla opryskiwaczy sadowniczych. „Skażenia wewnętrzne" mają większe znaczenie dla opryskiwaczy polowych ze względu na większą objętość pozostałości cieczy użytkowej w zbiorniku i przewodach cieczowych układu hydraulicznego. Wyniki testów wskazują, że nie tylko szerokość belki polowej opryskiwacza, lecz także konstrukcja i wielkość jego instalacji cieczowej wpływają na objętość pozostałości cieczy.




Wyróżnione elementy obrazują ścieżkę algorytmu obliczania wartości $E_T$ – efektywnej oceny rozwiązania technicznego o wartości punktowej równej 10.
Zgodnie z zależnością $E_T = 10 \cdot 0{,}25 \cdot 1{,}00 \cdot 0{,}30 \cdot 0{,}35 = 0{,}2625$.

Rysunek 15.3. Fragment drzewiastej struktury bazy danych dotyczących rozwiązań technicznych opryskiwaczy polowych, uporządkowanej według technologii, aspektów, problemów i obszarów ryzyka
Źródło: opracowanie własne.

Norma EN 12761 (EN 2002) dopuszcza objętość pozostałości odpowiadającą 0,5% objętości zbiornika głównego plus 2 l cieczy na każdy metr szerokości belki polowej. Wyniki testu ENTAM wykazały, że dzięki odpowiednio zaprojektowanej instalacji cieczowej objętość pozostałości cieczy można zredukować o 50% w stosunku do rozwiązań tradycyjnych (Debear i in. 2008). Wynika z tego, że technologie minimalizujące objętość pozostałości cieczy w opryskiwaczu mają znaczący potencjał ograniczania ryzyka powstawania zanieczyszczeń miejscowych.

W przypadku opryskiwaczy sadowniczych większe znaczenie mają „skażenia zewnętrzne" ze względu na obfitsze osadzanie się środków ochrony roślin na opryskiwaczu podczas zabiegu z użyciem turbulentnego strumienia powietrza. Masa osadu na opryskiwaczu sadowniczym może osiągnąć od 0,33% do 0,83% zastosowanej dawki (Balsari i in. 2006). Osad taki najłatwiej zmyć bezpośrednio po zakończeniu zabiegu, gdy opryskiwacz jest mokry (Debear i in. 2008). Dobra praktyka zaleca zewnętrzne mycie opryskiwacza na polu, do czego jest potrzebne dodatkowe wyposażenie. Okazuje się zatem, że rozwiązania zapobiegające zanieczyszczeniu zewnętrznemu opryskiwacza oraz jego akcesoria podnoszą potencjał ograniczania ryzyka środowiskowego.

Kolejnym znaczącym obszarem ryzyka jest „napełnianie opryskiwacza". Będące na wyposażeniu współczesnych opryskiwaczy rozwadniacze preparatów i (lub) zamknięte systemy wprowadzania preparatów CTS (ang. *close transfer system*) skutecznie ograniczają ryzyko rozlania środków ochrony roślin podczas sporządzania cieczy użytkowej. Prośrodowiskowymi rozwiązaniami w tym obszarze są także precyzyjne wskaźniki poziomu cieczy i automatyczne systemy napełniania opryskiwacza wodą. Nie tylko zapobiegają one przepełnieniu opryskiwacza podczas nalewania wody, lecz także pozwalają na przygotowanie zadanej objętości cieczy i uniknięcie pozostałości po zabiegu.

Obszar ryzyka „pozostałości" obejmuje zagrożenia związane z przywożeniem do gospodarstwa resztek cieczy użytkowej pozostałej w opryskiwaczu po zakończeniu zbiegu, wyciekami cieczy oraz jej niekontrolowaną emisją do otoczenia podczas czynności obsługowych, np. podczas wymiany rozpylaczy lub filtrów. Objętość pozostałości i wycieki cieczy z opryskiwacza można istotnie zmniejszyć, odpowiednio projektując elementy układu cieczowego oraz stosując efektywne systemy płukania instalacji cieczowej. Technologie rozwiązujące te problemy obejmują: zawory, filtry, korpusy rozpylaczy, przewody cieczowe, kształt zbiornika oraz systemy opróżniania układu cieczowego i odprowadzania cieczy.

„Straty cieczy – znoszenie" jest obszarem ryzyka, który ma duży potencjał usprawnień technicznych, szczególnie w opryskiwaczach sadowniczych. Technologie TOZ dla obu typów opryskiwaczy są powszechnie dostępne, co więcej, zgodnie z normami zharmonizowanymi zastosowanie wielu z nich w konstrukcji opryskiwacza jest obligatoryjne. Do technologii TOZ należą m.in.: rozpylacze grubokropliste, układy regulacji strumienia powietrza, osłony w formie tuneli, układy automatycznej regulacji belki polowej i sterowania pracą rozpylaczy oraz elementy rolnictwa precyzyjnego, np. nawigacja satelitarna czy systemy identyfikacji obiektów.

### 15.2.3. Algorytm EOS

Drzewiasta struktura bazy danych EOS i wagi przypisane poszczególnym kategoriom klasyfikacji rozwiązań technicznych na kolejnych poziomach tej struktury pozwala na obliczenie kumulatywnej oceny każdego rozwiązania technicznego ($E_T$) pod kątem potencjału ograniczania ryzyka środowiskowego:

$$E_T = S \cdot a \cdot t \cdot p \cdot r \tag{15.1}$$

gdzie:

$S$ – punktowa wartość oceny rozwiązania technicznego (w skali od 0 do 10),
$a$ – waga aspektu [%],
$t$ – waga technologii [%],
$p$ – waga problemu [%],
$r$ – waga obszaru ryzyka [%].

Kumulatywna ocena opryskiwacza ($E_S$) jest sumą kumulatywnych ocen rozwiązań technicznych ($E_T$) wchodzących w skład ocenianego opryskiwacza i zaznaczonych przez użytkownika w kwestionariuszu narzędzia EOS:

$$E_s = \sum E_T \tag{15.2}$$

Ostateczny wynik oceny opryskiwacza jest wyrażony procentowo przez indeks $\mathrm{EOS_{TOT}}$, obliczany jako stosunek kumulatywnej oceny opryskiwacza podlegającego ocenie ($E_S$) do kumulatywnej oceny opryskiwacza zoptymalizowanego pod względem środowiskowym ($E_{\mathrm{EOS}}$), tj. takiego opryskiwacza, w którego skład wchodzą wszystkie najwyżej punktowane rozwiązania techniczne ($S$ = 10). $E_{\mathrm{EOS}}$ jest zatem kumulatywną oceną opryskiwacza doskonałego z punktu widzenia ochrony środowiska i w algorytmie narzędzia EOS służy za wartość referencyjną. Wartość indeksu $\mathrm{EOS_{TOT}}$ wyraża stopień optymalizacji wyposażenia opryskiwacza pod kątem ochrony wody przed zanieczyszczeniem środkami ochrony roślin:

$$\mathrm{EOS_{TOT}} = \frac{E_S}{E_{\mathrm{EOS}}}\ 100\% \tag{15.3}$$

Po podstawieniach i uproszczeniach zależności 15.1, 15.2 i 15.3 algorytm obliczania indeksów EOS dla poszczególnych obszarów ryzyka ($\mathrm{EOS_{RA}}$) oraz ostatecznego indeksu $\mathrm{EOS_{TOT}}$ sprowadza się odpowiednio do zależności 15.4 i 15.5:

$$\mathrm{EOS_{RA}} = \left[\frac{1}{n\ S_{\max}} \sum_{i=1}^{n} S_i \cdot a_i \cdot\ t_i \cdot\ p_i \cdot\ r_i\right] 100\% \tag{15.4}$$

$$\mathrm{EOS_{TOT}} = \left[\frac{1}{N\,S_{\max}} \sum_{i=1}^{N} S_i \cdot a_i \cdot t_i \cdot p_i \cdot r_i\right] 100\% \qquad (15.5)$$

gdzie:

$n$ – liczba technologii » aspektów w obszarze ryzyka,

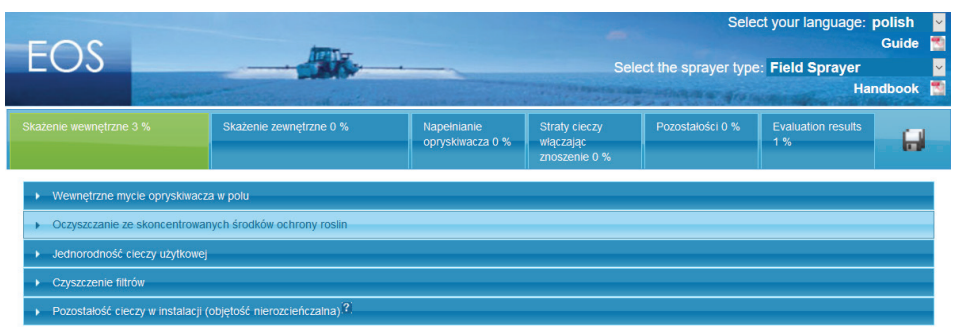
$N$ – łączna liczba technologii » aspektów w kwestionariuszu narzędzia EOS,

$S_{\max}$ – maksymalna punktowa wartość oceny rozwiązania technicznego ($S_{\max} = 10$).

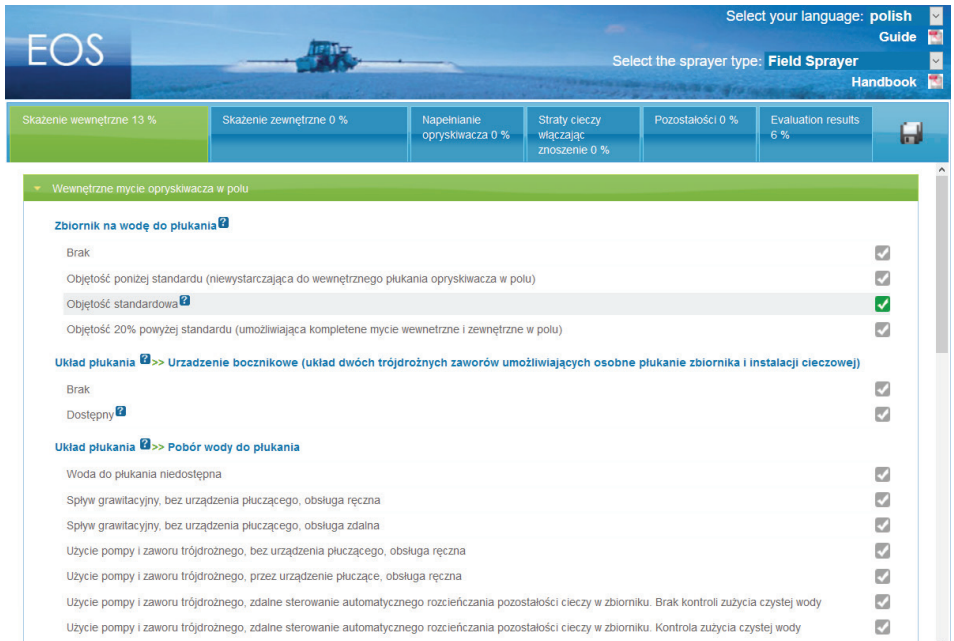
### 15.2.4. Proces oceny opryskiwacza

Po uruchomieniu aplikacji EOS użytkownik wybiera jeden z dziewięciu języków interfejsu użytkownika (DA, DE, EN, ES, FR, IT, NL, PL, SV) oraz rodzaj ocenianego opryskiwacza: opryskiwacz polowy lub sadowniczy. Następnie na poziomym pasku zakładek wybiera jeden z pięciu obszarów ryzyka, co prowadzi do rozwinięcia odpowiednich dla tego obszaru zakładek problemów w kolumnie niżej (rys. 15.4). Po wybraniu problemu rozwijana jest lista technologii » aspektów i przypisanych im rozwiązań technicznych w formie kwestionariusza (rys. 15.5). Spośród elementów kwestionariusza w ramach każdej technologii » aspektu użytkownik ma możliwość zaznaczenia jednego rozwiązania technicznego zidentyfikowanego na ocenianym opryskiwaczu.

Dla każdego wyboru rozwiązania technicznego są obliczane indeksy $\mathrm{EOS_{RA}}$ i $\mathrm{EOS_{TOT}}$, a ich wartości skumulowane do wyborów są wyświetlane na górnym pasku w polach odpowiednich zakładek obszarów ryzyka. W ten sposób użytkownik może na bieżąco śledzić wyniki trwającego procesu oceny. Po zakończeniu oceny użytkownik otrzymuje końcowy wynik, wybierając na górnym pasku pole „wyniki oceny". W oknie wyników ukazują się wartości indeksów $\mathrm{EOS_{RA}}$ dla wszystkich obszarów ryzyka oraz indeks oceny ostatecznej $\mathrm{EOS_{TOT}}$ (rys. 15.6).




Rysunek 15.4. Interfejs użytkownika aplikacji EOS – lista problemów rozwinięta dla aktywnego obszaru ryzyka „skażenia wewnętrzne"
Źródło: zrzut ekranu aplikacji EOS – www.topps-eos.org.




Rysunek 15.5. Interfejs użytkownika aplikacji EOS – kwestionariusz technologii i rozwiązań technicznych rozwinięty dla aktywnego problemu „wewnętrzne mycie opryskiwacza w polu”
Źródło: zrzut ekranu aplikacji EOS – www.topps-eos.org.

Rysunek 15.6. Przykładowe wyniki oceny opryskiwacza z zastosowaniem aplikacji EOS: indeksy cząstkowe $EOS_{RA}$ i ostateczny indeks $EOS_{TOT}$
Źródło: zrzut ekranu aplikacji EOS – www.topps-eos.org.

Użytkownikowi znającemu swój opryskiwacz, lecz pracującemu z aplikacją EOS po raz pierwszy, kompletna ocena opryskiwacza zajmuje ok. 30 minut.

Aplikacja EOS ma funkcję pomocy połączoną z biblioteką ilustracji, informacji tekstowych lub dokumentów referencyjnych, np. norm. Okna z materiałami pomocniczymi otwierają się po wybraniu ikon ze znakiem zapytania [?], które towarzyszą większości technologii i rozwiązań technicznych. Zawarte w nich informacje pomagają użytkownikowi lepiej zrozumieć i prawidłowo interpretować treść kwestionariuszy, a następnie dokonać właściwego wyboru. Ponadto stanowią one materiał edukacyjny dla użytkowników dysponujących mniejszą wiedzą o technice ochrony oraz dla uczniów, studentów i doradców wykorzystujących aplikację EOS jako narzędzie szkoleniowe.

Z aplikacji EOS można również pobrać skróconą instrukcję użytkownika oraz obszerny podręcznik „EOS Handbook" (Roettele i in. 2010a), zawierający pełną dokumentację aplikacji EOS ze szczegółowymi informacjami na temat funkcji i znaczenia różnych komponentów i akcesoriów opryskiwaczy.

### 15.2.5. Zastosowanie narzędzia EOS

W tabeli 15.1 przedstawiono wyniki oceny dwóch opryskiwaczy polowych o takich samych wielkościach zbiorników i belek polowych, lecz różniących się wyposażeniem. Oba opryskiwacze były wykonane przez tego samego producenta i miały identyczne lub podobne elementy wyposażenia podstawowego. Przykładowa ocena porównawcza tych opryskiwaczy pokazuje, jak ich wyposażenie i zaawansowanie technologiczne wpływają na możliwości ograniczania ryzyka środowiskowego.

W zaprezentowanym przykładzie indeks $EOS_{TOT}$ obliczony dla opryskiwacza *A* wynosił 24,3%, a dla opryskiwacza *B* osiągał wartość 68,3%. Blisko trzykrotna różnica między tymi indeksami wynikała z bardzo niskich dla opryskiwacza *A* wartości indeksów cząstkowych $EOS_{RA}$ w obszarach ryzyka „skażenia wewnętrzne" i „napełnianie opryskiwacza". Są to obszary krytyczne i w kombinacji z krytycznymi problemami (wewnętrzne czyszczenie na polu, czyszczenie skoncentrowanego środka, zapobieganie wyciekom podczas napełniania – rys. 15.1) odpowiadają za 10–18% potencjału ograniczania ryzyka środowiskowego (wartości wag stosowanych w algorytmie narzędzia EOS). Z tych powodów opryskiwacz *A* bez wyposażenia rozwiązującego te problemy (rozwadniacz preparatów, zbiornik na wodę do płukania i urządzenie płuczące) oceniono bardzo nisko. Dwukrotna różnica w wartości indeksu cząstkowego $EOS_{RA}$ dla obszaru ryzyka „pozostałości" wynikała głównie z braku w opryskiwaczu *A* zaworów płuczących przewody cieczowe belki polowej, który rozwiązuje problem usuwania objętości pozostałości cieczy (wartość wagi kombinacji [obszar ryzyka × problem] = 5,25% – rys. 15.1). Różnica między indeksami cząstkowymi $EOS_{RA}$ w obszarze ryzyka „straty cieczy – znoszenie" nie była tak uderzająca, mimo że opryskiwacz *B* miał

Tabela 15.1. Wyposażenie dwóch opryskiwaczy polowych i wyniki oceny ich walorów prośrodowiskowych z zastosowaniem aplikacji EOS

| Podzespoły i wyposażenie dodatkowe | | | |
|---|---|---|---|
| Opryskiwacz *A* | | opryskiwacz *B* | |
| Polietylenowy zbiornik 1000 l<br>Pompa przeponowa<br>Filtry: ssawny + ciśnieniowy<br>Zawór operacyjny: obsługa ręczna<br>Belka polowa 12 m : zawieszenie sztywne<br>Rozpylacze: standardowe | | polietylenowy zbiornik 1000 l + 10%<br>pompa przeponowa + zawór zwrotny<br>filtry: ssawny + ciśnieniowy samoczyszczący<br>zawór operacyjny: sterowany elektrycznie<br>belka polowa 12 m : stabilizacja trapezowa<br>rozpylacze: standardowe + niskoznoszeniowe<br>+ komputer sterujący<br>+ rozwadniacz preparatów + urządz. napełniające<br>+ zbiornik na wodę do płukania + urządz. płuczące<br>+ pomocniczy strumień powietrza<br>+ zawory płuczące przewody cieczowe belki polowej | |
| Wyniki oceny EOS | | | |
| Opryskiwacz *A* | | opryskiwacz *B* | |
| Obszar ryzyka | $EOS_{RA}$ [%] | obszar ryzyka | $EOS_{RA}$ [%] |
| Skażenia wewnętrzne | 17,4 | skażenia wewnętrzne | 75,3 |
| Skażenia zewnętrzne | 30,0 | skażenia zewnętrzne | 51,0 |
| Napełnianie opryskiwacza | 14,7 | napełnianie opryskiwacza | 54,4 |
| Straty cieczy – znoszenie | 53,2 | straty cieczy – znoszenie | 87,0 |
| Pozostałości | 34,7 | pozostałości | 65,0 |
| $EOS_{TOT}$ | 24,3 | $EOS_{TOT}$ | 68,3 |

Źródło: opracowanie własne.

przewagę nad opryskiwaczem *A* dzięki pomocniczemu strumieniowi powietrza i rozpylaczom niskoznoszeniowym, a to dlatego że potencjał ograniczenia ryzyka w tym obszarze w połączeniu z problemem „ograniczenie znoszenia" wynosi tylko 1% (wartość wagi kombinacji [obszar ryzyka × problem] = 1,0% – rys. 15.1).

Szczegółową ocenę opryskiwaczy narzędziem EOS przeprowadzono na szerszą skalę w 20 winnicach w północnych i środkowych Włoszech. Podczas oceny użytkowników opryskiwaczy wspierał personel Uniwersytetu w Turynie. Dla 20 używanych opryskiwaczy średni indeks $EOS_{RA}$ w pięciu obszarach ryzyka wynosił poniżej 50%; wartość ta może być uważana za próg spełnienia minimalnych standardów ochrony środowiska przez sprzęt ochrony roślin. Próg ten w obszarze ryzyka „skażenia zewnętrzne" został przekroczony tylko przez 13% badanych opryskiwaczy, w obszarze ryzyka „pozostałości" również przez 13% opryskiwaczy, a w obszarze ryzyka „straty cieczy – znoszenie" przez 33% opryskiwaczy. Najniższe wartości indeksów $EOS_{RA}$ uzyskano dla dwóch obszarów ryzyka: „skażenia zewnętrzne" i „napełnienie opryskiwacza". Pierwszy był spowodowany brakiem na opryskiwaczach dodatkowych zestawów do mycia zewnętrznego, jak węże ze szczotkami, lancami lub innymi akcesoriami, które pozwalają

na usunięcie naniesionego środka ochrony roślin z zewnętrznej powierzchni opryskiwaczy na polu. Technologie odpowiedzialne za napełnianie opryskiwaczy zostały nisko ocenione, głównie z powodu braku odpowiednich wskaźników poziomu cieczy i przepływomierzy do pomiaru dokładnej ilości wody wlewanej do głównego zbiornika opryskiwaczy. Najwyższy ostateczny indeks $EOS_{TOT}$ spośród wszystkich 20 ocenianych opryskiwaczy wyniósł 68%, co uważa się za poziom wystarczający w kontekście ochrony wody przed zanieczyszczeniem.

Aplikacja EOS, będąca przyjaznym dla użytkownika interaktywnym narzędziem wspomagania decyzji, jest także cennym narzędziem dydaktycznym dla doradców, kierowników gospodarstw czy studentów inżynierii rolniczej. Zawiera bowiem odniesienie do oceny prośrodowiskowych walorów opryskiwaczy, a przez bogatą bibliotekę materiałów pomocniczych dostarcza cennych informacji i argumentów, które mogą być wykorzystane podczas szkoleń dla wspomnianych interesariuszy. Potencjalnymi użytkownikami mogą być także spółki wodne realizujące projekty dotyczące ochrony wody przez promowanie przyjaznych dla środowiska opryskiwaczy.

Dobrym przykładem zastosowania aplikacji EOS jako narzędzia szkoleniowego była kampania mająca na celu wdrożenie zasad zrównoważonego stosowania środków ochrony roślin w myśl Dyrektywy PEiR 2009/128/WE (Dz.U. L 309/71 z 24.11.2009) przeprowadzona w Hiszpanii przez Politechnikę Katalońską (UPC Barcelona) we współpracy z firmą Syngenta Iberia. Podczas ponad 25 szkoleń przeprowadzonych w latach 2010–2013 ponad 1200 doradców i operatorów opryskiwaczy przeszkolono w zastosowaniu aplikacji EOS w zakresie techniki ochrony upraw. Korzystając z narzędzia EOS, uczestnicy szkoleń zapoznawali się ze szczegółami budowy i wyposażenia opryskiwaczy mających wpływ na środowisko, dzięki czemu pogłębili swoją wiedzę na temat technologii stosowanych w sprzęcie ochrony roślin i różnych alternatywnych rozwiązań technicznych, które mogą minimalizować zanieczyszczenie wody podczas wszystkich prac z użyciem tego sprzętu. Jednocześnie podnosili świadomość zagrożeń środowiskowych związanych ze stosowaniem środków ochrony roślin, w szczególności z czynnościami przeprowadzanymi przed zabiegami i po nich z użyciem tych środków. Obecnie aplikacja EOS jest wykorzystywana do celów dydaktycznych na hiszpańskich uniwersytetach podczas kursów prowadzonych na wydziałach inżynierii rolniczej.

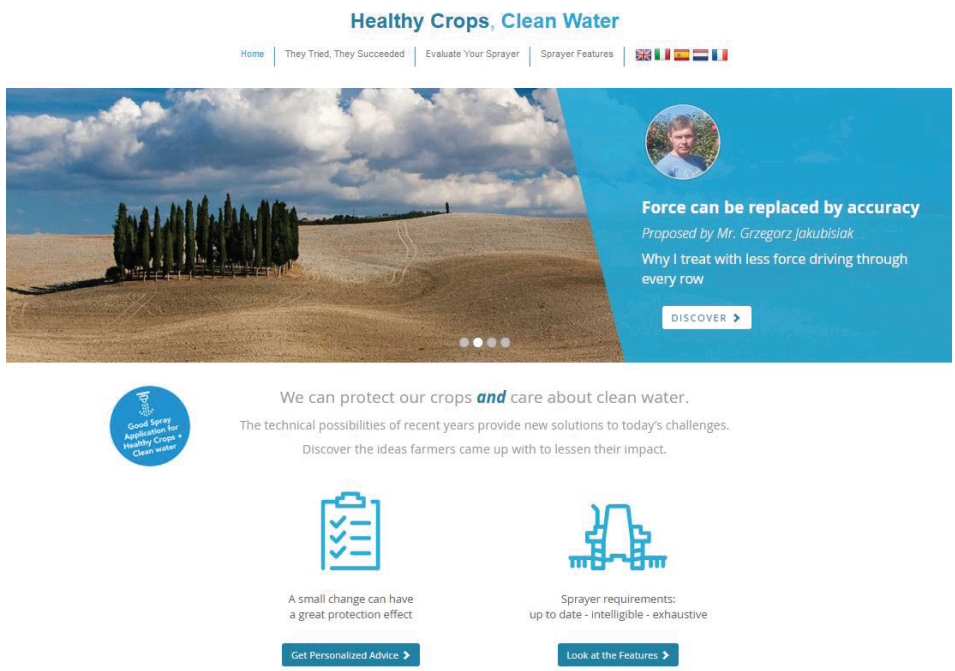
## 15.3. STEP-Water – oceń swój opryskiwacz

### 15.3.1. Funcjonalności STEP-Water

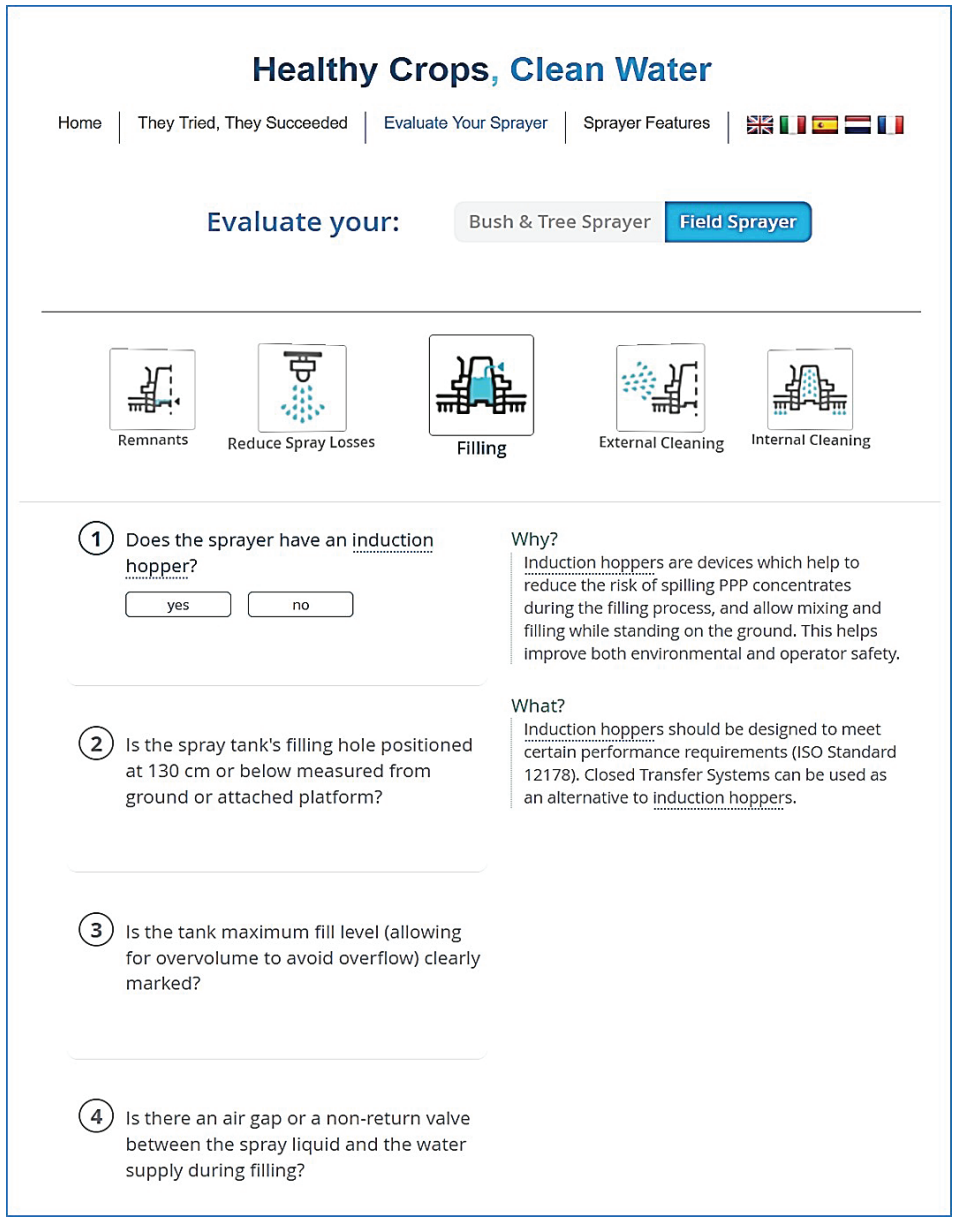
Aplikacja do oceny wyposażenia opryskiwacza stanowi narzędzie platformy STEP-Water (www.step-water.org), powstałej z inicjatywy organizacji CEMA (ang. *European Agricultural Machinery Association*) i ECPA (ang. *European*

*Crop Protection Association*), z udziałem ekspertów współpracujących w ramach europejskiej inicjatywy TOPPS. Nie kwantyfikuje ona wartości opryskiwacza tak jak aplikacja EOS, lecz w zależności od posiadanego wyposażenia kwalifikuje jego konfigurację pod kątem skuteczności ograniczania ryzyka środowiskowego. W tym sensie aplikacja ta stanowi innego rodzaju narzędzie do oceny prośrodowiskowych cech opryskiwaczy, pomocne w podejmowaniu decyzji o nabyciu lub zakresie modernizacji użytkowanych maszyn.

Jest pięć wersji językowych aplikacji STEP-Water: EN, IT, ES, NL i FR. Po uruchomieniu aplikacji użytkownik może wybrać wersję językową, a następnie jedną z dwóch funkcjonalności: „oceń swój opryskiwacz" (I) i „wymagania dla opryskiwacza: aktualne – przystępne – wyczerpujące" (II) – rysunki 15.7 i 15.8.




Rysunek 15.7. Strona główna aplikacji STEP-Water z możliwością wyboru funkcjonalności: „oceń swój opryskiwacz" lub „wymagania dla opryskiwacza"
Źródło: zrzut ekranu aplikacji STEP-Water – www.step-water.org.

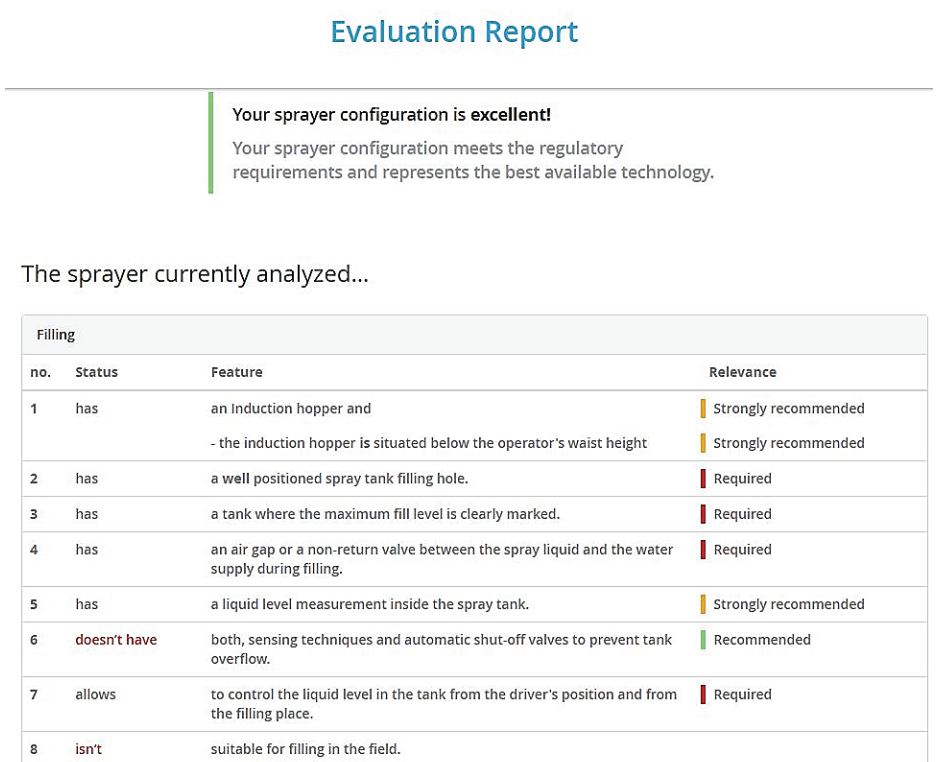



Rysunek 15.8. Interfejs funkcjonalności „oceń swój opryskiwacz" aplikacji STEP-Water. Kategorie oceny wyposażenia opryskiwacza polowego i kwestionariusz ankiety dla kategorii „napełnienie opryskiwacza": uaktywnione pierwsze pytanie z opcjami odpowiedzi „tak" lub „nie" oraz dotyczące go objaśnienia pod hasłami „co?" i „dlaczego?"
Źródło: zrzut ekranu aplikacji STEP-Water – www.step-water.org.

### 15.3.2. Oceń swój opryskiwacz

Funkcjonalność ta daje użytkownikowi możliwość osobnej oceny opryskiwacza polowego lub sadowniczego. Wyposażenie każdego z nich jest oceniane w pięciu kategoriach (I÷V): napełnianie opryskiwacza (I), ograniczenie strat cieczy użytkowej (II), mycie wewnętrzne (III), mycie zewnętrzne (IV), pozostałości (V) – rysunek 15.8. Wybór kategorii powoduje rozwinięcie listy odpowiednich dla tej kategorii pytań o dostępność rozwiązań technicznych stosowanych na opryskiwaczach wybranego rodzaju.

Lista ta ma formę kwestionariusza ankiety, w którym użytkownik odpowiada na pytania, zaznaczając opcję „tak" lub „nie" oraz w niektórych przypadkach precyzując rodzaj dostępnego rozwiązania technicznego. Odpowiedź na pytanie wymaga jego uaktywnienia przez kliknięcie, co powoduje pojawienie się pod hasłami „co?" i „dlaczego?" objaśnień dotyczących charakteru, przeznaczenia i korzyści związanych z danym elementem wyposażenia.




Rysunek 15.9. Wynik oceny wyposażenia opryskiwacza polowego w kategorii „napełnienie opryskiwacza". Ocena „perfekcyjny" z uwagi na dostępność „wymaganych" i „zdecydowanie zalecanych" elementów na opryskiwaczu; brak jedynie jednego rozwiązania „zalecanego"
Źródło: zrzut ekranu aplikacji STEP-Water – www.step-water.org.

Zapoznając się z objaśnieniami, użytkownik udziela świadomej odpowiedzi na pytanie. Kwestionariusz służy zatem do określenia konfiguracji opryskiwacza, która jest podstawą jego oceny i ostatecznej kwalifikacji. Ocenę można przeprowadzić w każdej kategorii osobno. Kompleksowa ocena wymaga wypełnienia kwestionariuszy wszystkich pięciu kategorii.

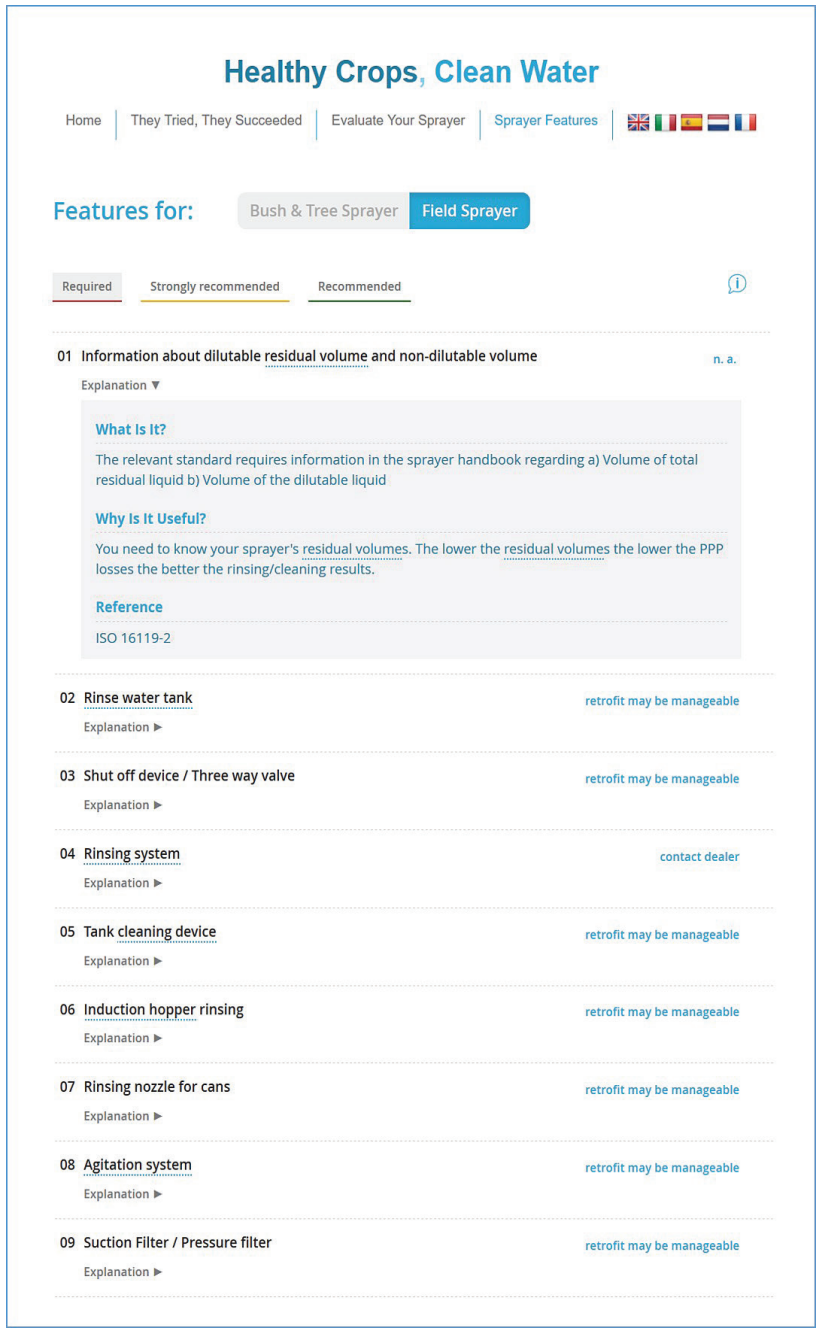
Wynikiem oceny opryskiwacza jest tabela zawierająca zestawienie elementów jego wyposażenia z informacją o jego dostępności lub braku zgodnie z wyborem użytkownika oraz przypisanym do każdego elementu statusem: „wymagany" (obligatoryjna dostępność wynikająca z norm lub przepisów prawa), „zdecydowanie zalecany" (prawdopodobnie wymagany przez normy w niedalekiej przyszłości) lub „zalecany" (rozwiązania techniczne umożliwiające ograniczenie ryzyka zanieczyszczenia środowiska, a szczególnie wody) – rysunek 15.9.

Na podstawie dostępności rozwiązań technicznych z uwzględnieniem ich statusu aplikacja kwalifikuje konfigurację opryskiwacza według rankingu: „nie spełnia wymagań prawnych" (i), „satysfakcjonująca" (ii), „dobra" (iii), „bardzo dobra" (iv), „perfekcyjna" (v). Brak choćby jednego elementu o statusie „wymagany" powoduje, że ocena wyposażenia opryskiwacza jest negatywna, tzn. „nie spełnia wymagań prawnych".

Ocena „satysfakcjonująca" oznacza, że wyposażenie opryskiwacza spełnia jedynie wymagania prawne, ale nie ma dodatkowych, zalecanych lub zdecydowanie zalecanych rozwiązań technicznych. Przeglądając tabelę wyników, użytkownik może łatwo stwierdzić, co jest powodem negatywnej lub tylko satysfakcjonującej oceny i podjąć decyzję o doposażeniu lub modernizacji opryskiwacza, aby spełniał kryteria bezpieczeństwa dla środowiska. Pomocna jest w tym druga z funkcjonalności aplikacji STEP-Water.

### 15.3.3. Wymagania dla opryskiwacza

Dla każdego rodzaju opryskiwacza, polowego lub sadowniczego, funkcjonalność ta zestawia wszystkie możliwe rozwiązania techniczne, korzystne z punktu widzenia ochrony środowiska przed zanieczyszczeniem. Są one sklasyfikowane zgodnie z przyjętym w ocenie opryskiwacza i opisanym statusem: „wymagane", „zdecydowanie zalecane" i „zalecane". Użytkownik może wybrać listę rozwiązań o określonym statusie. Dla każdej pozycji na liście można otworzyć okno z objaśnieniami: co to jest?, do czego służy? oraz odniesienie do norm (rys. 15.10). Ponadto każdemu rozwiązaniu towarzyszy określenie możliwości jego wykorzystania do poprawy środowiskowych walorów opryskiwacza: „modernizowalny" (łatwa modernizacja możliwa dla niemal wszystkich opryskiwaczy), „modernizacja wykonalna" (modernizacja, w której wyniku istniejące ryzyko można ograniczyć, a efekty potwierdzić za pomocą relatywnie prostej oceny ryzyka), „skontaktuj się z dilerem" (modernizacja, która nie w każdym przypadku zapewnia




Rysunek 15.10. Interfejs funkcjonalności „wymagania dla opryskiwacza" aplikacji STEP-Water. Lista rozwiązań technicznych o statusie „wymagane dla opryskiwacza polowego". Dla pierwszej pozycji otwarte okno objaśnień: co to jest?, do czego służy?; odniesienie do norm
Źródło: zrzut ekranu aplikacji STEP-Water – www.step-water.org.

ograniczenie istniejącego ryzyka i (lub) nie gwarantuje uzyskania zgodności z wymaganiami prawnymi), „niemodernizowalny" (modernizacja nie zalecana z powodu trudności technicznych i prawnych oraz dodatkowego ryzyka dla ludzi i (lub) środowiska).

Aplikacja STEP-Water ma bogatą bazę aktualnych rozwiązań technicznych decydujących o potencjalnym poziomie ryzyka dla środowiska związanego ze stosowaniem środków ochrony roślin z użyciem opryskiwaczy. Towarzyszą jej informacje dodatkowe dotyczące korzyści wynikających z zastosowania tych rozwiązań oraz liczne odniesienia do norm i dobrych praktyk mających na celu ograniczenie ryzyka zanieczyszczenia środowiska. Dzięki temu aplikacja poza funkcją wspomagania decyzji użytkowników opryskiwaczy stanowi cenne narzędzie edukacyjne do wykorzystania przez ośrodki szkoleniowe i edukacyjne.

## 15.4. DET – *Drift Evaluation Tool* – diagnoza i ograniczanie znoszenia

### 15.4.1. Definicje

Aplikacja DET jest narzędziem planowania zabiegów ochrony roślin w tym sensie, że pomaga jego wykonawcy w podejmowaniu decyzji o wyborze techniki opryskiwania i parametrów roboczych opryskiwacza w konkretnych, aktualnych warunkach pogodowych i polowych w celu ograniczenia znoszenia środków ochrony roślin i tym samym minimalizacji ryzyka zanieczyszczenia wody. Jest ona efektem prac międzynarodowej grupy ekspertów współpracujących w ramach europejskiego projektu TOPPS PROWADIS i została udostępniona na stronie internetowej www.topps-drift.org. Ma 13 wersji językowych, w tym także polską.

Narzędzie DET diagnozuje ryzyko zanieczyszczenia wód powierzchniowych i innych obiektów wrażliwych w wyniku znoszenia środków ochrony roślin na podstawie wprowadzonych przez użytkownika danych o warunkach pogodowych i polowych, a następnie umożliwia mu wybór sposobu przeprowadzenia zabiegu, który może ograniczyć to ryzyko do akceptowanego poziomu. Na kolejnych etapach pracy z narzędziem pojawiają się pojęcia wymagające zdefiniowania.

**Znoszenie** środków ochrony roślin, zgodnie z definicją ISO (2005), jest to ilość substancji, która jest przenoszona poza opryskiwany obszar pod wpływem działania wiatru i innych prądów powietrza podczas wykonywania zabiegu z użyciem opryskiwacza.

**Technika ograniczająca znoszenie** (TOZ) to konkretny produkt zaliczany do sprzętu ochrony roślin (np. opryskiwacz, rozpylacz) stosowany w określonych parametrach pracy (np. prędkość robocza, wysokość belki polowej, ciśnienie cieczy, prędkość strumienia powietrza) lub rozwiązanie infrastrukturalne (np. siatka przeciwgradowa w sadzie), które w sposób udokumentowany wyni-

kami badań wykazało zdolność ograniczania znoszenia. TOZ klasyfikowane są według wyrażonego procentowo stopnia (klasy) ograniczania znoszenia. W uznawanej w Polsce niemieckiej klasyfikacji TOZ przyjmuje się następujące klasy ograniczania znoszenia: 50%, 75%, 90% i 95%. Systematycznie uaktualniana polska wersja tej klasyfikacji jest dostępna na stronie internetowej Instytutu Ogrodnictwa w Skierniewicach (http://www.inhort.pl/serwis-ochrony-roslin/technika-ochrony-roslin/klasyfikacja-technik-ograniczajacych-znoszenie-toz).

**Strefa buforowa** to obszar o zdefiniowanej szerokości, przylegający bezpośrednio do takich obiektów wrażliwych, jak: zbiorniki i cieki wodne, pasieki, drogi publiczne z wyłączeniem dróg gminnych i powiatowych oraz inne obiekty nieużytkowane rolniczo, w których stosowanie środków ochrony roślin jest prawnie zabronione w celu ochrony tych obiektów przed zanieczyszczeniem. Wykonawca zabiegów jest zobowiązany do przestrzegania stref o szerokości określonej na etykietach środków ochrony roślin, a gdy brakuje stosownej informacji, musi zachować minimalne szerokości stref określone w rozporządzeniu MRiRW w sprawie warunków stosowania środków ochrony roślin (Dz.U. z 2014 r., poz. 516). Dla niektórych środków ochrony roślin podane na etykiecie szerokości stref buforowych mają różne wartości w zależności od stosowanego sprzętu (np. rozpylaczy klasyfikowanych jako TOZ), chronionego gatunku uprawy lub fazy wzrostu. Dzięki zastosowaniu sklasyfikowanych TOZ można ograniczyć szerokość stref buforowych i tym samym w sposób legalny zwiększyć powierzchnie upraw podlegających ochronie chemicznej. Zróżnicowane szerokości stref buforowych są zatem czynnikiem motywującym użytkowników środków ochrony roślin do stosowania TOZ.

**Strefa czujności** jest pojęciem stworzonym na potrzeby narzędzia DET i oznacza obszar, który bezpośrednio przylega do strefy buforowej i w którym stosowanie środków ochrony roślin jest zalecane z zachowaniem szczególnych środków ostrożności. Opryskiwacz w strefie czujności znajduje się bowiem na tyle blisko od obiektów wrażliwych, że mimo zachowania strefy buforowej, w szczególnie niesprzyjających okolicznościach i z powodu stosowania niewłaściwej techniki opryskiwania wciąż istnieje ryzyko znoszenia środków ochrony roślin na te obiekty w ilości przekraczającej poziom akceptowany w analizie oceny ryzyka środowiskowego. Przyjęto, że szerokość strefy czujności jest równa szerokości strefy buforowej powiększonej o szerokość roboczą opryskiwacza (np. szerokość belki polowej) w przypadku opryskiwaczy polowych lub o szerokości pięciu rzędów drzew w sadzie w przypadku opryskiwaczy sadowniczych, lecz w żadnym z tych przypadków nie mniej niż 20 m.

**Poziom ryzyka znoszenia – warunki pogodowe i polowe** (PRZ-P) jest wynikiem oceny ryzyka znoszenia w zależności od warunków pogodowych i aktualnej sytuacji polowej, czyli czynników niezależnych od wykonawcy zabiegu. Wartości tych czynników są wprowadzane przez użytkownika i stanowią dane wejściowe narzędzia DET, a wskaźnik PRZ-P jest obliczany z założeniem, że zabieg jest wykonywany z zastosowaniem standardowej techniki opryskiwania, tzn.:

– dla upraw polowych: standardowe rozpylacze płaskostrumieniowe 110-03 z ciśnieniem 3 bar lub porównywalnym co do wielkości wytwarzanych kropel, wysokość belki polowej 50 cm, prędkość robocza 6-8 km/h;
– dla upraw sadowniczych: opryskiwacz konwencjonalny z wentylatorem osiowym i radialną emisją strumienia powietrza, standardowe rozpylacze wirowe z ciśnieniem poniżej 10 bar, prędkość robocza 4,6-6 km/h, regulacja opryskiwacza: liczba rozpylaczy i wydatek strumienia powietrza na podstawie oceny wizualnej, scenariusz zabiegu: obustronne opryskiwanie każdego rzędu z udziałem pełnego wydatku strumienia powietrza.

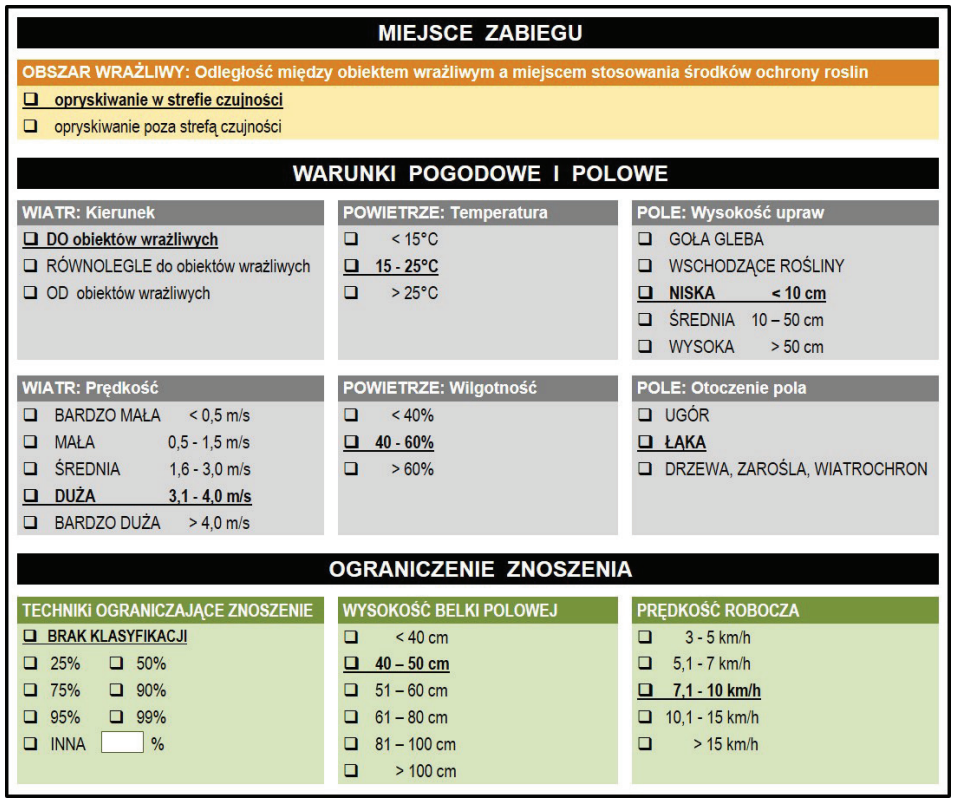
Przyjęto, że w normalnych warunkach pogodowych i polowych, tzn. w temperaturze nie większej niż 20°C, wilgotności powietrza nie mniejszej niż 50% i prędkości wiatru nie przekraczającej 4 m/s, oraz w średnio zaawansowanym stadium rozwoju upraw i braku roślinności w sąsiedztwie opryskiwanego pola PRZ-P = 100% (sytuacja referencyjna). Sytuacja taka odzwierciedla standardowy poziom znoszenia dopuszczalnego z punktu widzenia ochrony środowiska, z założeniem że są zachowane strefy buforowe.

**Poziom ryzyka znoszenia – technika ochrony** (PRZ-T) jest wynikiem modyfikacji wskaźnika PRZ-P przez czynniki kontrolowane przez wykonawcę zabiegu, tzn. zastosowanie TOZ i (lub) odpowiednią regulację parametrów pracy opryskiwacza. Czynniki te wybiera użytkownik narzędzia DET, zaznaczając predefiniowane opcje i powtarzając próby do momentu aż PRZ-T < 100%. Sytuacja taka wskazuje na opcje określające technikę opryskiwania i parametry pracy opryskiwacza, w których zabieg ochrony roślin w zadeklarowanych warunkach pogodowych i polowych można wykonać z dopuszczalnym ryzykiem zanieczyszczenia środowiska.

### 15.4.2. Krytyczne czynniki wpływające na znoszenie

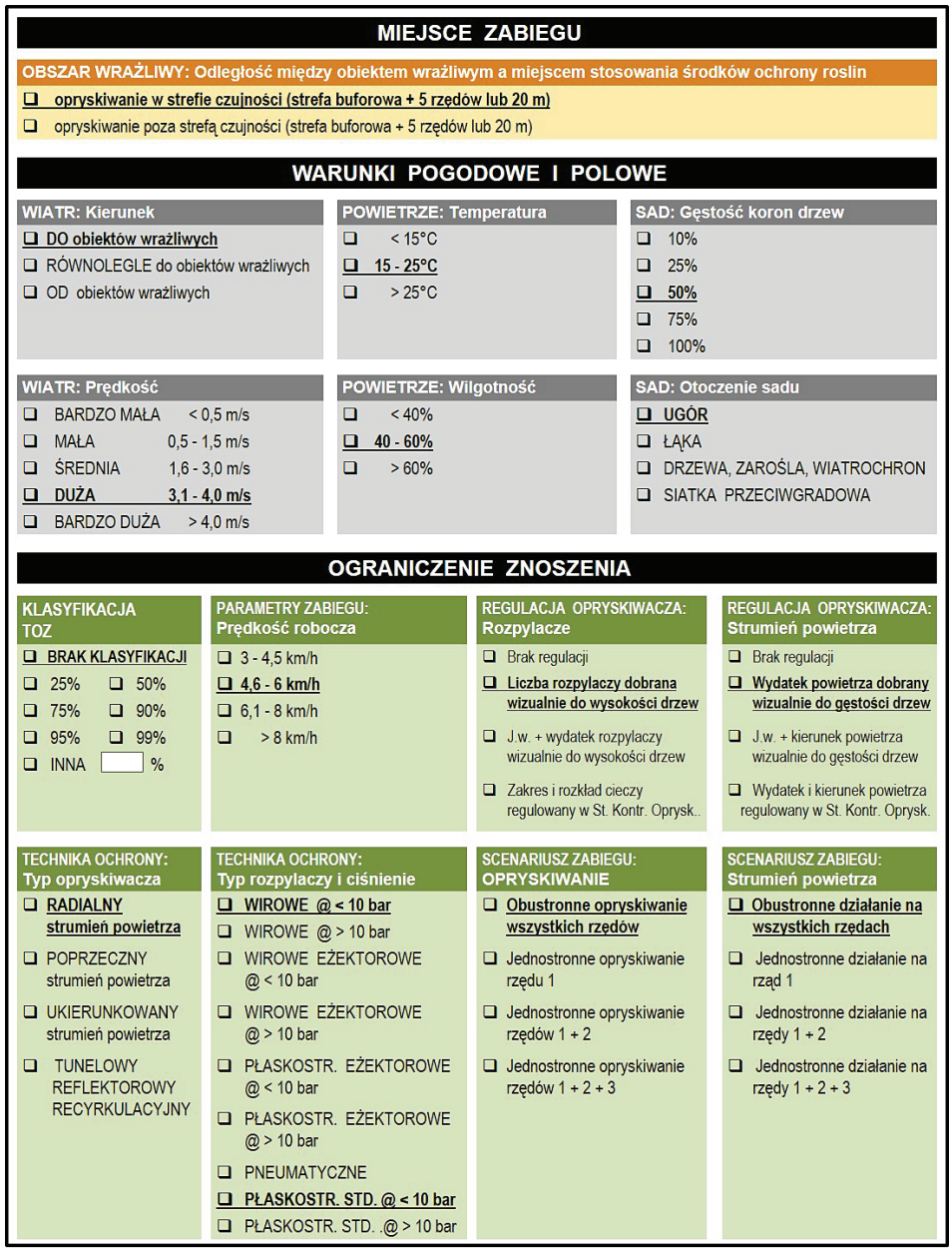
Interfejs użytkownika aplikacji DET obejmuje trzy strony:
– miejsce zabiegu;
– warunki pogodowe i polowe;
– ograniczenie znoszenia.

Na pierwszych dwóch użytkownik zaznacza predefiniowane opcje opisujące aktualne okoliczności zabiegu, pozwalające na zdiagnozowanie ryzyka zanieczyszczenia wód w wyniku znoszenia środków ochrony roślin. Na trzeciej stronie użytkownik deklaruje rodzaj środków technicznych i sposób ich eksploatacji, których użycie do przeprowadzenia zabiegu sprowadzi ryzyko zanieczyszczenia wody do bezpiecznego poziomu. Wszystkie opcje będące przedmiotem wyboru użytkownika dotyczą bezpośrednich lub pośrednich czynników warunkujących ryzyko znoszenia. Zawartość stron interfejsu aplikacji DET, tzn. czynniki i określające je opcje dla upraw polowych, przedstawiono na rysunku 15.11, a dla upraw sadowniczych na rysunku 15.12.




Rysunek 15.11. Zawartość interfejsu użytkownika aplikacji DET dla upraw polowych; podkreślone opcje wyboru nie wpływają na zmianę wartości wskaźników poziomu ryzyka zanieczyszczenia wody PRZ-P i PRZ-T
Źródło: opracowanie własne.

Do przeprowadzenia diagnozy ryzyka znoszenia wybrano najważniejsze, a zarazem zrozumiałe dla użytkownika i łatwe do zidentyfikowania czynniki, na które wykonawca nie ma wpływu, ale które musi uwzględniać w planowaniu i wyborze techniki opryskiwania. Czynniki te charakteryzują warunki pogodowe i polowe, które mają decydujący wpływ na zachowanie się kropel cieczy użytkowej w powietrzu i ich ostateczne przeznaczenie w środowisku, gdy nie osiągają zamierzonego celu. Spośród niekontrolowanych czynników pogodowych wybrano najistotniejsze, a jednocześnie łatwe do zmierzenia parametry meteorologiczne: prędkość i kierunek wiatru oraz temperaturę i wilgotność względną powietrza. Wpływają one na kierunek, czas i odległość przenoszenia środków ochrony roślin poza ich miejsce docelowe. W uprawach polowych warunki polowe charakteryzuje wysokość opryskiwanych upraw oraz rodzaj roślinności w sąsiedztwie pola, a w uprawach sadowniczych gęstość koron drzew oraz rodzaj naturalnych lub sztucznych struktur istniejących w sadzie i jego otoczeniu. Uprawy, przez




Rysunek 15.12. Zawartość interfejsu użytkownika aplikacji DET dla upraw sadowniczych; podkreślone opcje wyboru nie wpływają na zmianę wartości wskaźników poziomu ryzyka zanieczyszczenia wody PRZ-P i PRZ-T
Źródło: opracowanie własne.

stan ich ulistnienia oraz szaty roślinnej w otoczeniu pola, mają właściwości wychwytywania kropel, wykazują zatem potencjał ograniczania znoszenia. W sadach coraz powszechniej drzewa są przykrywane siatkami przeciwgradowymi, a na ich obrzeżach zakłada się wiatrochrony w formie siatek lub naturalnych szpalerów żywopłotowych gatunków drzew, które odgrywają rolę filtrów znoszenia. Wszystkie tego rodzaju struktury zatrzymujące znoszone krople cieczy użytkowej są zaliczane do pośrednich czynników ograniczania znoszenia.

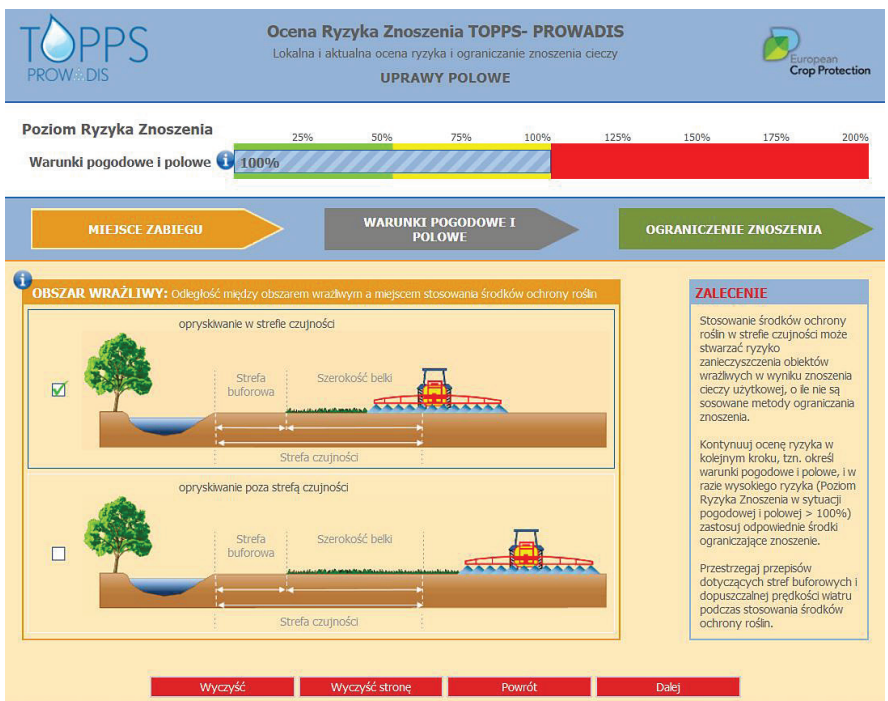
Bezpośrednie czynniki ograniczające zjawisko znoszenia u źródła, tzn. w miejscu emisji kropel cieczy do środowiska, stanowią główne pozycje trzeciej strony interfejsu DET. Obejmują one sprzęt ochrony roślin, w tym: rozpylacze, sposób i zakres ich regulacji oraz podstawowe parametry pracy. Czynniki te są w pełni kontrolowane przez wykonawcę zabiegów, po jego stronie zatem jest inicjatywa i odpowiedzialność za właściwe decyzje prowadzące do utrzymania ryzyka znoszenia na najniższym możliwym poziomie. W przypadku upraw polowych przedmiotem wyboru użytkownika na stronie „ograniczenie znoszenia" są: klasa TOZ, wysokość belki polowej i prędkość robocza opryskiwacza (rys. 15.11). Dla upraw sadowniczych, oprócz klasy TOZ i prędkości roboczej, użytkownik określa także sposób regulacji rozpylaczy i strumienia powietrza, typ opryskiwacza, typ rozpylaczy w kombinacji z ciśnieniem cieczy oraz scenariusz zabiegu, czyli sposób użycia rozpylaczy i strumienia powietrza na brzegowych rzędach sadu (rys. 15.12).

### 15.4.3. Proces oceny ryzyka znoszenia

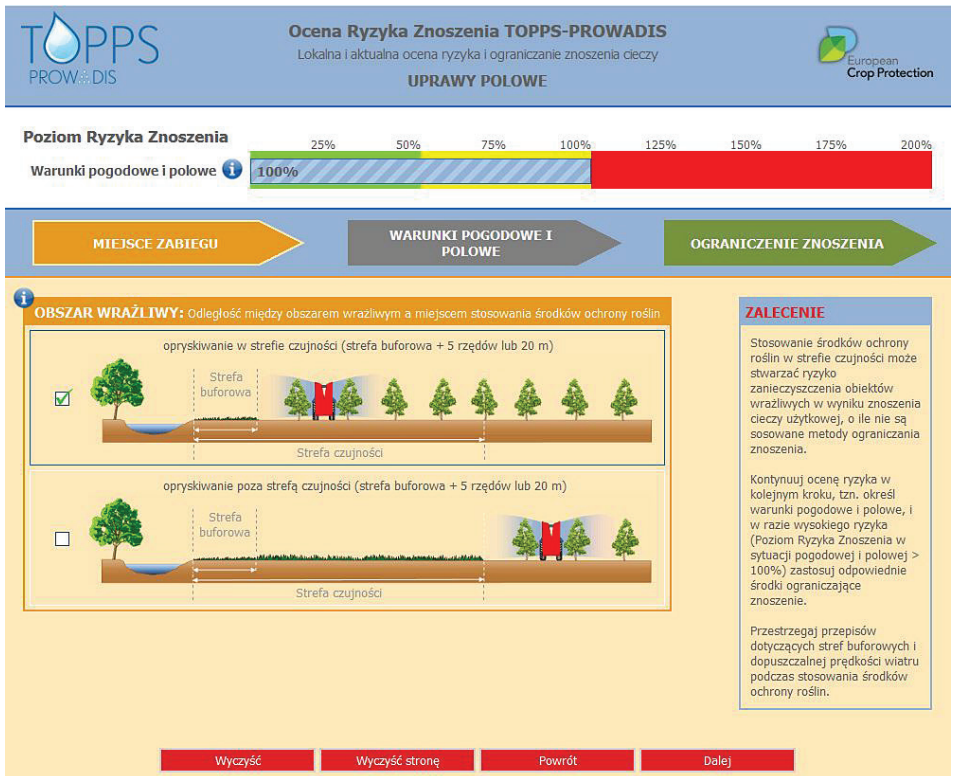
Na głównej stronie aplikacji użytkownik wybiera jedną z trzech opcji rodzaju upraw, w których zabiegi ochrony roślin są przedmiotem oceny ryzyka zanieczyszczenia wody (rys. 15.13):
– uprawy polowe;
– sady;
– winnice.

Następnie na pojawiającej się stronie „miejsce zabiegu" użytkownik deklaruje, czy podczas zabiegu opryskiwacz znajdzie się w strefie czujności (rys. 15.14 i 15.15). Zaznaczenie opcji gwarantującej, że opryskiwacz będzie pozostawał zawsze poza tą strefą powoduje, że podczas całego dalszego postępowania wskaźniki poziomu ryzyka znoszenia PRZ-P i PRZ-T, prezentowane liczbowo i graficznie na poziomej skali, pozostaną na poziomie zero. Odpowiedź twierdząca jest warunkiem rozpoczęcia na stronie „warunki pogodowe i polowe" diagnozy ryzyka zanieczyszczenia wody z wyjściową, standardową wartością poziomu ryzyka PRZ-P = 100%. Wybierając kolejne opcje na tej stronie, użytkownik może obserwować zmiany PRZ-P (rys. 15.16 i 15.17). Wskaźnik ten pozostaje na poziomie 100% dla opcji podkreślonych na rysunkach 15.11 i 15.12.

Rysunek 15.13. Strona główna aplikacji DET i opcje wyboru rodzaju uprawy, w których zabiegi ochrony roślin są przedmiotem oceny ryzyka zanieczyszczenia wody
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.



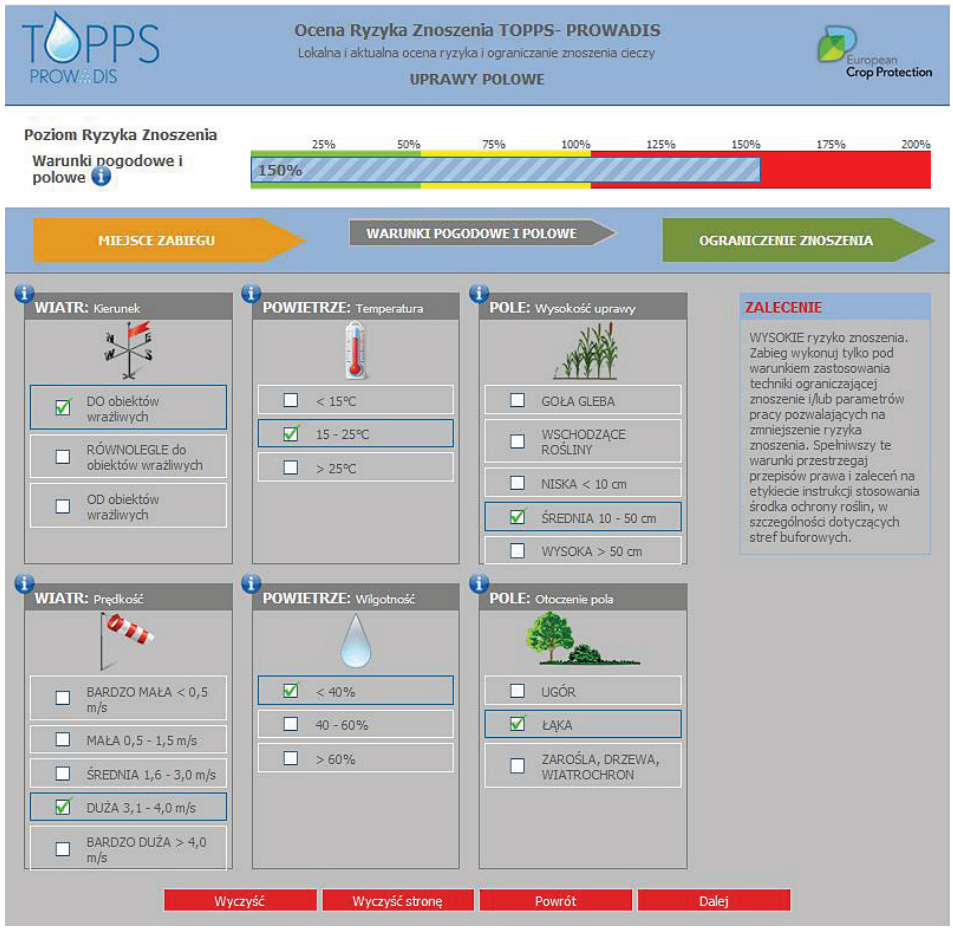

Rysunek 15.14. Interfejs aplikacji DET: strona „miejsce zabiegu" dla upraw polowych
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.




Rysunek 15.15. Interfejs aplikacji DET: strona „miejsce zabiegu" dla upraw sadowniczych
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.

Wyróżnione przez podkreślenie wartości parametrów wejściowych uznano bowiem za neutralne, tzn. ani nie zmniejszające, ani nie zwiększające standardowego poziomu znoszenia. Dla pozostałych wartości tych parametrów zmienność ryzyka znoszenia PRZ-P określono na podstawie dostępnych wyników badań dotyczących wpływu warunków atmosferycznych, cech upraw i sąsiadujących struktur na znoszenie (Kaul i in. 2001; Nuyttens i in. 2006a; Zande i in. 2006). W kwestiach, co do których nie znaleziono dostępnych danych lub dane różnych autorów były sprzeczne, posiłkowano się ekspercką opinią twórców aplikacji.

Po wybraniu wszystkich opcji na stronie „warunki pogodowe i polowe" i ustaleniu wartości ryzyka znoszenia PRZ-P użytkownik przechodzi do strony „ograniczenie znoszenia", na której zaznacza opcje symulujące użycie opryskiwacza i jego parametrów eksploatacyjnych. Na skali poziomu ryzyka znoszenia ukazuje się drugi wskaźnik PRZ-T (rys. 15.18 i 15.19). Wybór opcji neutralnych z punktu widzenia znoszenia, podkreślonych na rysunkach 15.11 i 15.12, nie zmienia ryzyka znoszenia obliczonego dla warunków pogodowych i polowych (PRZ-P = PRZ-T). Zaznaczenie innych opcji powoduje, że ostateczny poziom ryzyka

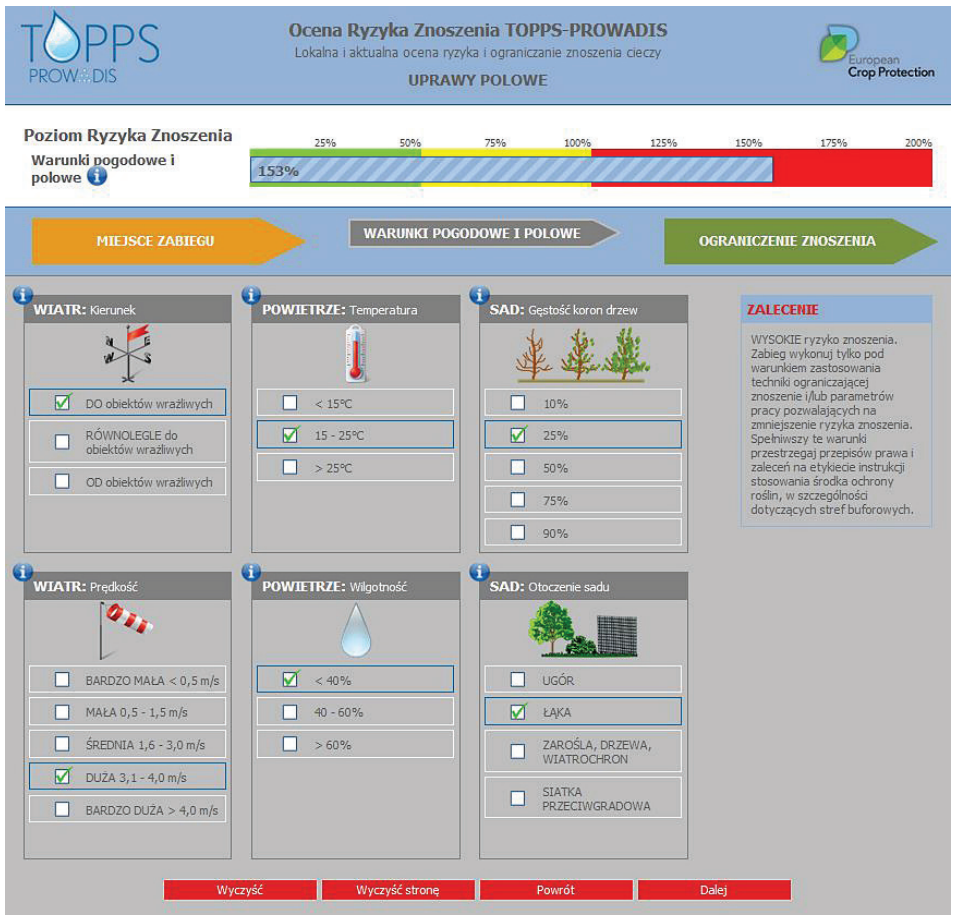



Rysunek 15.16. Interfejs aplikacji DET: strona „warunki pogodowe i polowe" dla upraw polowych
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.

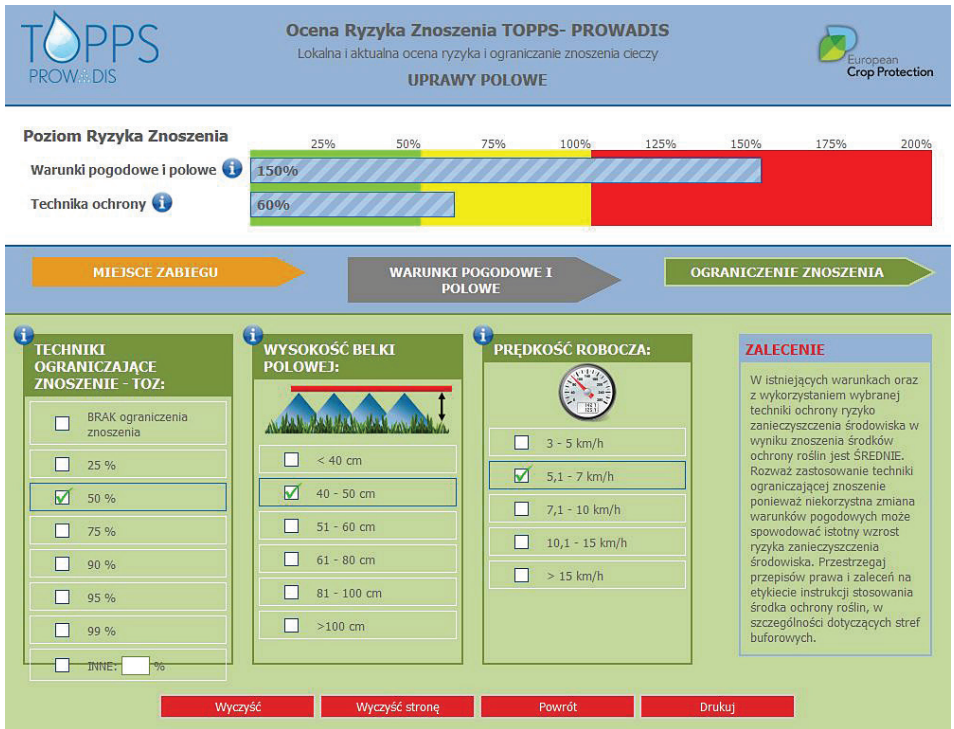
PRZ-T maleje lub wzrasta, dając użytkownikowi wskazówkę, czy jego wybór poprawia, czy pogarsza ryzyko zanieczyszczenia wody. Algorytm aplikacji DET modyfikuje wskaźnik PRZ-T na podstawie dostępnych wyników pomiarów znoszenia dla różnych technik opryskiwania i ich parametrów (Miller, Smith 1997; Kaul i in. 2001; Nuyttens i in. 2006b; Balsari i in. 2007; Arvidsson i in. 2011). Ta strona aplikacji służy zatem do testowania opryskiwaczy i ich parametrów roboczych pod kątem potencjału ograniczenia znoszenia środków ochrony roślin w konkretnej sytuacji pogodowej i polowej. Ostateczny poziom ryzyka znoszenia PRZ-T wskazuje na efektywność ograniczania znoszenia przez wybrane środki techniczne i tym samym wspomaga decyzję użytkownika o ich odpowiednim wyborze.

Każda z trzech stron interfejsu DET zawiera okno zalecenia, w którym zależnie od wyniku oceny ryzyka znoszenia ukazują się komunikaty informujące o skutkach wybranych opcji i w razie potrzeby rekomendujące postępowania naprawcze. Ponadto na stronach tych, w miejscach, które mogą wymagać wyjaśnień, znajdują się ikony pomocy (i), za którymi kryją się definicje pojęć, komentarze oraz informacje tekstowe i ilustracyjne, stanowiące cenny materiał dydaktyczny i szkoleniowy dla nauczycieli akademickich i doradców.

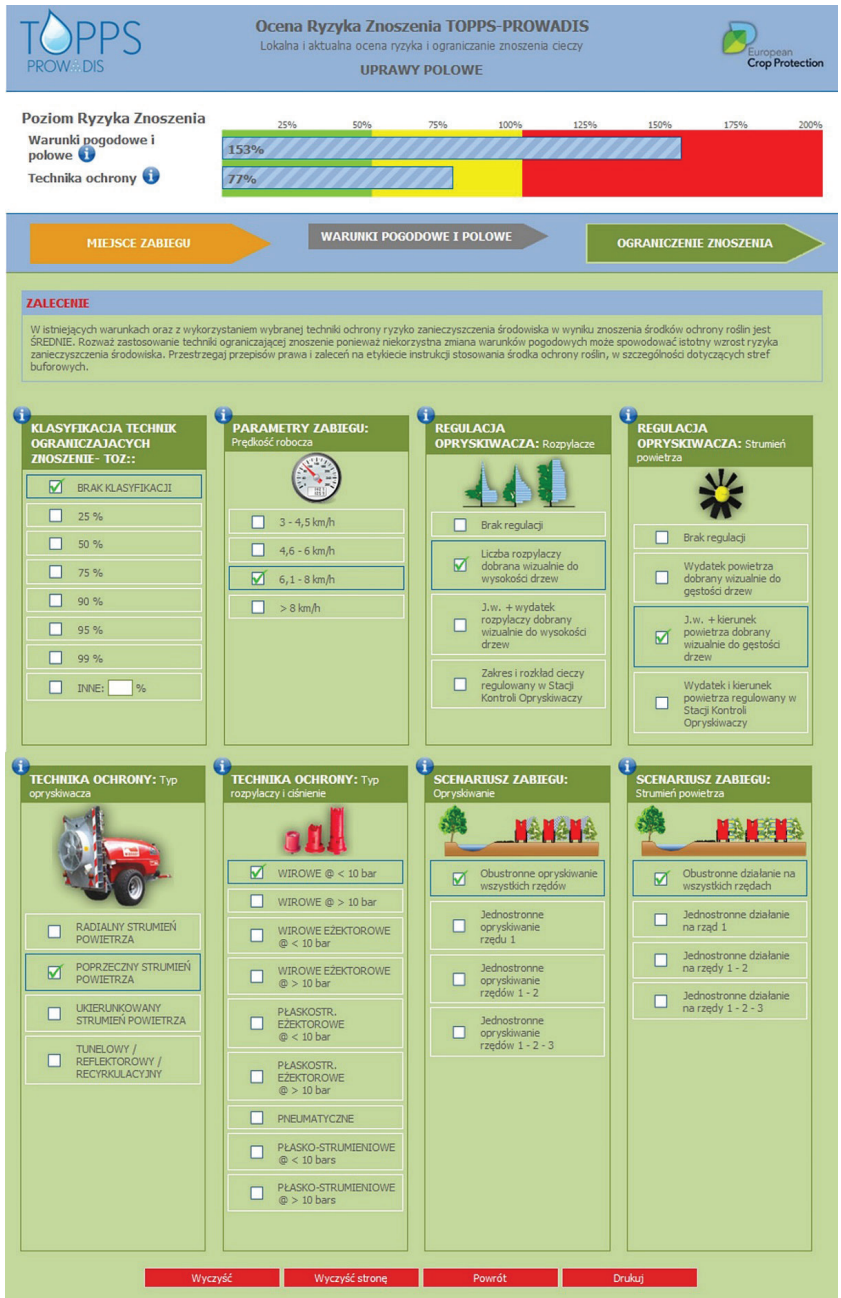
Wyniki pracy z aplikacją DET można wydrukować w formie raportu zawierającego listę wybranych przez użytkownika opcji, wynikające z nich komentarze i zalecenia oraz obliczone wartości wskaźników ryzyka zanieczyszczenia wody PRZ-P i PRZ-T (rys. 15.20 i 15.21).




Rysunek 15.17. Interfejs aplikacji DET: strona „warunki pogodowe i polowe" dla upraw sadowniczych
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.

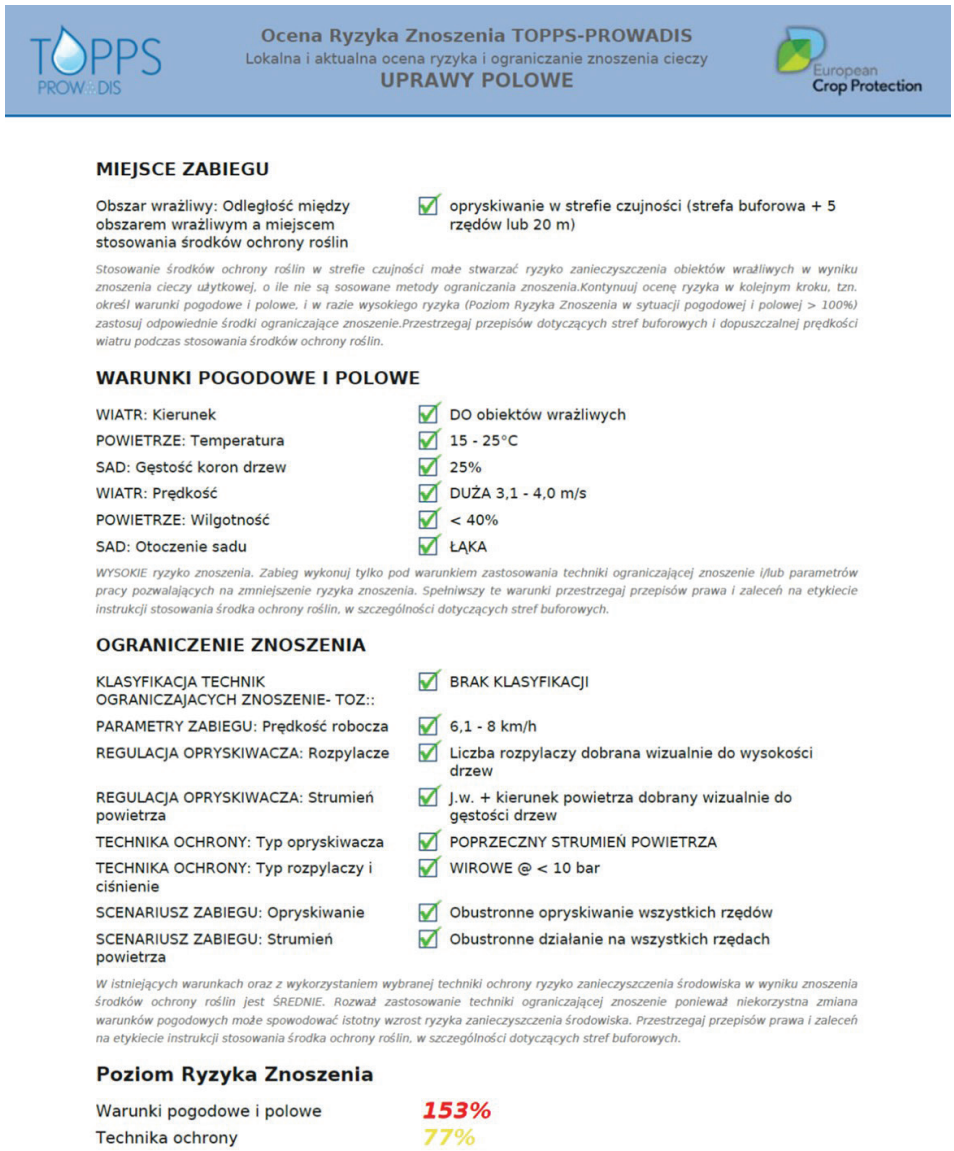



Rysunek 15.18. Interfejs aplikacji DET: strona „ograniczenie znoszenia” dla upraw polowych
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.




Rysunek 15.19. Interfejs aplikacji DET: strona „ograniczenie znoszenia” dla upraw sadowniczych
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.

Rysunek 15.20. Raport oceny ryzyka zanieczyszczenia wody podczas opryskiwania upraw polowych, będący wynikiem działania aplikacji DET
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.




Rysunek 15.21. Raport oceny ryzyka zanieczyszczenia wody podczas opryskiwania upraw sadowniczych, będący wynikiem działania aplikacji DET
Źródło: zrzut ekranu aplikacji DET – www.topps-drift.org.

## 15.5. Podsumowanie

Woda jest zasobem, którego wartości nie sposób przecenić. Jest ona składnikiem środowiska szczególnie wrażliwym na zanieczyszczenia powstające w wyniku stosowania agrochemikaliów w produkcji rolniczej. Działania podejmowane na rzecz ochrony wody przed zanieczyszczeniem wpływają na poprawę zdrowia i bezpieczeństwa ludzi i zwierząt oraz promują bioróżnorodność, budując tym samym pozytywny wizerunek współczesnego rolnictwa.

Jednym z zagrożeń dla wód są zanieczyszczenia miejscowe i obszarowe związane ze stosowaniem środków ochrony roślin. Termin „zagrożenie" opisuje stan potencjalnie istniejącego niebezpieczeństwa, które obiektywnie towarzyszy wszelkim działaniom z udziałem czynników niebezpiecznych, do których zalicza się większość środków ochrony roślin. Jeśli uznamy, że współczesne rolnictwo w skali globalnej nie może się bez nich obejść, to zagrożenie związane z ich stosowaniem jest zjawiskiem niezależnym od ich użytkowników. To, na co mają wpływ, to ryzyko związane z ich stosowaniem, prawdopodobieństwo więc, że obiektywnie istniejące zagrożenie obróci się w negatywne skutki. Poziom ryzyka można zatem regulować przez świadome działanie człowieka i zależy ono od środków technicznych jakimi dysponuje, wiedzy i umiejętności posługiwania się nimi oraz poziomu świadomości o zagrożeniach i ich skutkach.

Ograniczanie ryzyka związanego ze stosowaniem środków ochrony roślin od 2005 r. jest głównym tematem projektów europejskich prowadzonych w ramach inicjatywy TOPPS. Są one finansowane przez Europejskie Stowarzyszenie Ochrony Roślin (ECPA, ang. European Crop Protection Association) i realizowane przez wiodące ośrodki naukowe, doradcze i szkoleniowe krajów członkowskich UE, w tym także przez Zakład Agroinżynierii Instytutu Ogrodnictwa w Skierniewicach. Organizacja ECPA stoi na stanowisku, że zapobieganie zanieczyszczeniu wody środkami ochrony roślin jest warunkiem pomyślnej przyszłości nowoczesnego rolnictwa. Rozwiązania techniczne współczesnych opryskiwaczy umożliwiają ich użytkownikom ograniczenie ryzyka zanieczyszczenia wody, a postęp technologiczny, jaki dokonał się w ciągu ostatniej dekady, pozwala im spełnić aktualne wymagania prawne, a nawet wyprzedzać wymagania przewidywane w niedalekiej przyszłości. Wynikiem filozofii takiego podejścia było opracowanie w ramach projektu TOPPS aplikacji EOS służącej do kwantyfikowanej oceny jakości opryskiwaczy polowych i sadowniczych z punktu widzenia ich możliwości ograniczania ryzyka zanieczyszczenia wód. EOS jest zatem narzędziem wspomagającym podejmowanie decyzji na etapie projektowania i produkcji opryskiwaczy oraz planowania inwestycji w sprzęt przez ich użytkowników.

Aplikacja EOS w naturalny sposób wzbudziła zainteresowanie i do pewnego stopnia sceptycyzm branży maszynowej, reprezentowanej w Europie przez stowarzyszenie CEMA. Współpraca organizacji ECPA i CEMA zaowocowała opracowaniem aplikacji STEP-Water, która z kolei służy do oceny kwalifikującej

opryskiwacze pod względem ich walorów środowiskowych. Ułatwia ona wykonawcom zabiegów identyfikację głównych cech opryskiwacza, ważnych z punktu widzenia bezpieczeństwa dla środowiska, umożliwiając określenie korzystnej konfiguracji nowych opryskiwaczy lub niezbędnego zakresu modernizacji opryskiwaczy użytkowanych.

Zarówno EOS, jak i STEP-Water, koncentrują się na podejmowaniu decyzji w sprawie wyposażenia opryskiwaczy w rozwiązania techniczne zwiększające bezpieczeństwo środowiskowe podczas najbardziej newralgicznych z punktu widzenia zanieczyszczeń miejscowych operacji, jakimi są napełnianie opryskiwacza oraz jego czyszczenie wewnętrzne i zewnętrzne. Wspomaganiu decyzji użytkownika środków ochrony roślin na etapie planowania i przeprowadzania zabiegu służy aplikacja DET, będąca kolejnym wynikiem projektu TOPPS. Jest ona praktycznym narzędziem diagnozującym ryzyko zanieczyszczenia wód w wyniku znoszenia środków ochrony roślin w aktualnych warunkach pogodowych i polowych, a na kolejnym etapie ułatwiającym podejmowanie decyzji o zastosowaniu środków technicznych ograniczających to ryzyko.

Opisane narzędzia decyzyjne mają interaktywny tryb działania, zapewniający natychmiastową informację zwrotną, będącą wynikiem wprowadzanych przez użytkownika danych wejściowych. Każde z nich oferuje prosty, intuicyjnie obsługiwany, wizualny interfejs do komunikacji na podstawowym poziomie znajomości komputera przez użytkowników. Dzięki temu opisane aplikacje mogą spełnić ich oczekiwania w kwestii szybkich, jasnych i przydatnych informacji, ułatwiających podejmowanie właściwych decyzji, korzystnych dla środowiska i ich samych.

Nie do pominięcia jest edukacyjna funkcja narzędzi podnoszących świadomość użytkowników na temat roli sprzętu ochrony roślin i sposobu jego wykorzystania w poprawie bezpieczeństwa podczas stosowania środków ochrony roślin i ograniczaniu ryzyka zanieczyszczenia wód.

**Literatura**


Arvidsson T., Bergström L., Kreuger J. 2011. *Spray drift as influenced by meteorological and technical factors*. Pest Managagement Science, 67(5),: 586-598.

Bach M., Röpke B., Frede H-G. 2005. *Pesticides in rivers – Assessment of source apportionment in the Pesticides in rivers – Assessment of source apportionment in the context of WFD*. European Water Management Online, Official Publication of the European Water Association (EWA).

Baetens K., Ho Q.T., Nuyttens D., De Schampheleire M., Endalew A.M., Hertog M., Nicolai B., Ramon H., Verboven P. 2009. *A validated 2-D diffusion-advection model for prediction of drift from ground boom sprayers*. Atmospheric Environment, 43(9): 1674-1682.

Baetens K., Nuyttens D., Verboven P., De Schampheleire M., Nicolai B., Ramon H. 2007. *Predicting drift from field spraying by means of a 3D computational fluid dynamics model*. Computer. and Electronics in Agriculture, 56(2): 161-173.

Balsari P., Marucco P. Oggero G. 2006. *External contamination of sprayers in vineyard*. Aspects of Applied Biology, 77(1): 215-221.

Balsari P., Marucco P., Tamagnone M. 2007. *A test bench for the classification of boom sprayers according to drift risk*. Crop Protection, 26(10): 1482-1489.

Butler Ellis M.C., Miller P.C.H. 2010. *The Silsoe SprayDriftModel: A model of spray drift for the assessment of non-target exposures to pesticides*. Biosystems Engineering, 107(3): 169-177. http://www.ewa-online.eu/tl_files/_media/content/documents_pdf/Publications/E-WAter/documents/66_2005_02l.pdf.

Debaer C., Springael D., Ryckeboer J., Spanoghe P., Balsari P., Taylor W.T., Jaeken, P. 2008. *Volumes of residual of sprayers and their International Standards: impact on farm water treatment systems*. Proceedings of International Advances in Pesticide Application: 193-199.

Doruchowski G., Balsari P., Gil E., Marucco P., Roettele M., Wehmann H.J. 2014. *Environmentally Optimised Sprayer (EOS)- A software application for comprehensive assessment of environmental safety features of sprayers*. Science of the Total Environment, 482: 201-207. doi: 10.1016/j.scitotenv.2014.02.112.

Doruchowski G., Łabanowska B., Goszczyński W., Godyń A., Hołownicki R. 2002. *Spray deposit, spray loss and biological efficacy of chemicals applied with different spraying techniques in black currants*. Electronic Journal of Polish Agricultural Universities, Agricultural Engineering, 5(2).

Doruchowski G., Roettele M., Balsari P. 2010. *Technological approaches to mitigation risk of point and defuse sources pollution of water with pesticides*. 6th European Conference on Pesticide and Related Organic Micropolutants in the Environment, Matera: 144-150.

Doruchowski G., Roettele M., Herbst A., Balsari P. 2013. *Drift evaluation tool to raise awareness and support training on the sustainable use of pesticides by drift mitigation*. Computers and Electronics in Agriculture, 97: 27-34. doi: 10.1016/j.compag.2013.06.006.

Doruchowski G., Świechowski W., Hołownicki R., Godyń A. 2009. *Environmentally- Dependent Application System (EDAS) for safer spray application in fruit growing*. Journal of Horticultural Sciences and Biotechnology, ISAFRUIT Special Issue: 107-112.

EN 12761-2: 2002. *Agricultural and forestry machinery – Sprayers and liquid fertilizer distributors; Environmental protection*. Part 2: *Field crop sprayers*.

Golla B., Strassemeyer J., Koch H., Rautmann D. 2011. *Eine Methode zur stochastischen Simulation von Abdriftwerten als Grundlage für eine georeferenzierte probabilistische Expositionsabschätzung von Pflanzenschutzmitteln (A method for a stochastic simulation of spray drift values as basis for a georeferenced probabilistic exposure assessment of surface waters)*. Journal für Kulturpflanzen, 63(2): 33-44.

Herbst A., Ganzelmeier H. 2002. *International Standards and their Impact on Pesticide Application*. Aspects of Applied Biology, 66: 1-8.

Hołownicki R., Doruchowski G., Godyń A., Świechowski W. 2000. *Effects of air jet adjustment on spray loss in orchard*. Aspects of Applied Biology, 57: 293-300.

Holterman H.J., van de Zande J.C., Porskamp H.A.J., Huijsmans J.F.M. 1997. *Modelling spray drift from boom sprayers*. Computers and Electronics in Agriculture, 19: 1-22.

ISO 22369-1: 2006. *Crop protection equipment – Drift classification of spraying equipment*. Part 1: *Classes*.

ISO 22369-2: 2010. *Crop protection equipment – Drift classification of spraying equipment*. Part 2: *Classification of field crop sprayers by field measurements*.

ISO 22856: 2008. *Equipment for crop protection – Methods for the laboratory measurement of spray drift – Wind tunnels*.

ISO 22866: 2005. *Equipment for crop protection – Methods for field measurement of spray drift*.

Kaul P., Gebauer S., Moll E., Neukampf R. 2004. *German regulation – drift modelling*. Proceedings of International Conference on Pesticide Application for Drift Management, Waikoloa, Hawaii: 85–96.

Kaul P., Moll E., Gebauer S., Neukampf R. 2001. *Modellierung der direkten Abdrift von Pflanzenschutzmaßnahmen im Feldbau (Modelling direct drift of plant protection products in field crops)*. Nachrichtenblatt des Deutschen Pflanzenschutzdienstes, 53: 25-34.

Miller P.C.H., Smith R.W. 1997. *The effects of forward speed on the drift from boom sprayers*. Brighton Crop Protection Conference – Weeds, BCPC, Alton: 399-406.

Müller K., Bach M., Hartmann H., Spiteller M., Frede H.G. 2002. *Point and non-point source pesticide contamination in the Zwester Ohm Catchment (Germany)*. Journal of Environmental Quality, 31(1): 309-318.

Nuyttens D., De Schampheleire M., Steurbaut W., Baetens K., Verboven P., Nicolaï B., Ramon H., Sonck B. 2006a. *Experimental study of factors influencing the risk of drift from field sprayers*. Part 1. *Meteorological conditions*. Aspects of Applied Biology., 77(2): 321-329.

Nuyttens D., De Schampheleire M., Steurbaut W., Baetens K., Verboven P., Nicolaï B., Ramon H., Sonck B. 2006b. *Experimental study of factors influencing the risk of drift from field sprayers*. Part 2. *Spray application technique*. Aspects of Applied Biology, 77(2): 331-339.

Nuyttens D., Sonck B., de Schampheleire M., Steurbaut W., Baetens K., Verboven P., Nicolaï B., Ramon H. 2005. *Spray drift as affected by meteorological conditions*. Communications in Agricultural and Applied Biological Sciences, 70(4): 947-59.

PN-EN ISO 16119-1. 2013. *Maszyny rolnicze i leśne. Wymagania dla opryskiwaczy dotyczące ochrony środowiska*. Część 1. *Postanowienia ogólne*.

PN-EN ISO 16119-2. 2013. *Maszyny rolnicze i leśne. Wymagania dla opryskiwaczy dotyczące ochrony środowiska*. Część 2. *Opryskiwacze z belką poziomą*.

PN-EN ISO 16119-3. 2013. *Maszyny rolnicze i leśne. Wymagania dla opryskiwaczy dotyczące ochrony środowiska*. Część 3. *Opryskiwacze sadownicze*.

PN-EN ISO 4254-1. 2016. *Maszyny rolnicze. Bezpieczeństwo*. Część 1. *Wymagania ogólne*.

PN-EN ISO 4254-6. 2011. *Maszyny rolnicze. Bezpieczeństwo*. Część 6. *Opryskiwacze i maszyny do nawożenia płynnymi nawozami mineralnymi*.

Roettele M., Balsari P., Doruchowski G., Franssens V., Petersen P.H. 2008. *Technical deficits that restrict full adoption of Best Management Practices to prevent losses of plant protection products to water*. Conference Proceedings CD, OP-1390, AgEng 2008 Conference – Agricultural and Biosystems Engineering for a Sustainable World, Hersonissos, Crete-Greece, Book of Abstracts: 13.

Roettele M., Balsari P., Doruchowski G., Marucco P., Wehmann H.J. 2010a. *EOS Handbook – Environmentally Optimized Sprayer – Background and Documentation*. ECPA Brussels, s. 102. http://www.topps-eos.org/documents/EOS-Handbook_fin15_3-2011.pdf.

Roettele M., Balsari P., Doruchowski G., Petersen P.H 2009. *Technical improvements to reduce surface water pollution with Plant Protection Products (PPP) from point sources*. Book of Abstracts 2009, 10th International Workshop on Spray Application Techniques in Fruit Growing – SuProFruit 2009 – Wageningen, s. 102-103.

Roettele M., Balsari P., Doruchowski G., Petersen P.H. 2010b. *Sprayer development needs more focus on mitigation of environmental risks arising from point source water pollution*. International advances in pesticide application, Aspects of Applied Biology, 99: 357-368.

Roettele M., Balsari P., Doruchowski G., Petersen P.H., Gil Moya E., King, L. 2014. *Problems and their solutions exist in our minds – TOPPS- PROWADIS survey in EU countries to understand how to reduce losses of Plant Protection Product (PPP) to surface water*. Aspects of Applied Biology, 122: 141-151.

Roettele M., Balsari P., Doruchowski G., Wehmann H,J. 2010c. *Spray Technique a Significant Element in the Risk Mitigation of Pesticide Losses to Water*. International Conference on Agricultural Engineering – AgEng 2010, Clermont-Ferrand, s. 124.

Świechowski W., Hołownicki R., Godyń A., Doruchowski G. 2015. *Effect of spray application parameters on the airborne drift*. Agricultural Engineering, 2(154): 119-126.

Świechowski W., Hołownicki R., Godyń A., Doruchowski G. 2000. *Wpływ regulacji strumienia powietrza na straty cieczy opryskowej w sadzie*. Roczniki Akademii Rolniczej w Poznaniu, CCCXXIII, 31(2): 173-177.

Świechowski W., Hołownicki R., Godyń A., Doruchowski G. 2013. *Wpływ wysokości belki polowej i ciśnienia cieczy użytkowej na znoszenie sedymentacyjne*. Inżynieria Rolnicza, 3(146): 389-397.

Teske M.E., Miller P.C.H., Thistle H.W., Birchfield N.B. 2009. *Initial development and validation of a mechanistic spray drift model for ground boom sprayers*. Transactions of ASABE, 52(4): 1089-1097.

Wenneker M., Nieuwenhuizen A.T., Zande J.C. Van De, Balsari P., Doruchowski G., Marucco P. 2012. *Advanced drift reduction in orchard spraying*. Aspects of Applied Biology, 114: 421-428.

Zande J.C. van de, Holterman H.J., Michielsen J.M., Stallinga H. 2006. *Temporal and spatial variability of spray drift around a sprayed field*. Aspects of Applied Biology, 77(2): 295–302.

## INTERNETOWE NARZĘDZIA DECYZYJNE I DYDAKTYCZNE SŁUŻĄCE OCHRONIE WODY PRZED ZANIECZYSZCZENIEM ŚRODKAMI OCHRONY ROŚLIN


### Streszczenie

Wśród głównych decyzji jakie podejmuje wykonawca zabiegów z użyciem środków ochrony roślin jest wybór opryskiwacza oraz dobór jego parametrów pracy. Skutkiem tych decyzji powinno być ograniczenie ryzyka zanieczyszczenia środowiska, w szczególności wody ze źródeł miejscowych, związanych głównie ze sporządzaniem cieczy użytkowej i myciem opryskiwacza oraz źródeł obszarowych, wynikających ze znoszenia cieczy. Narzędziami wspierającymi tego rodzaju decyzje są aplikacje EOS (www.topps-eos.org), STEP-Water (www.step-water.org) i DET (www.topps-drift.org), opracowane w ramach projektów europejskiej inicjatywy TOPPS (ang. *Train Operators to Promote best management Practices and Sustainability*). Aplikacja EOS to narzędzie umożliwiające ocenę walorów technicznych opryskiwacza pod kątem ryzyka zanieczyszczenia środowiska. Aplikacja ta ocenia wartość wyposażenia opryskiwacza na podstawie rozwiązań technicznych poszczególnych jego elementów. Wynikiem oceny jest indeks EOS wyrażający procentową wartość stopnia optymalizacji wyposażenia opryskiwacza. Aplikacja STEP-Water kwalifikuje konfigurację opryskiwacza pod kątem skuteczności ograniczania ryzyka środowiskowego. Narzędzie to sprawdza, w jakim zakresie wyposażenie maszyny spełnia wymagania europejskiego prawa i odpowiednich norm zharmonizowanych. Aplikacja DET diagnozuje ryzyko zanieczyszczenia wód w wyniku znoszenia środków ochrony roślin w aktualnych warunkach pogodowych i polowych, ułatwia zatem podejmowanie decyzji o zastosowaniu środków technicznych ograniczających to ryzyko. Ze względu na interaktywny charakter opisanych aplikacji oraz duże zasoby informacji w ich tle, narzędzia te stanowią cenny materiał dydaktyczny dla nauczycieli akademickich oraz szkoleniowy dla doradców.


## WEB-BASED DECISION AND DIDACTIC TOOLS FOR PROTECTING WATER AGAINST POLLUTION WITH PLANT PROTECTION PRODUCTS


### Abstract

Among the key decisions made by the applicator of plant protection products is the choice of the sprayer and the selection of its operating parameters. The effect of these decisions should be to reduce the risk of environmental pollution, especially water, from point sources, mainly related to filling and cleaning of sprayers, as well as diffuse sources due to drift. The tools supporting such decisions are EOS (www.topps-eos.org), STEP-Water (www.step-water.org) and DET (www.topps-drift.org) applications, developed within the European initiative TOPPS ( Train Operators to Promote best management Practices and Sustainability). The EOS application is a tool enabling the assessment of the technical qualities of a sprayer in terms of the risk of environmental pollution. The application assesses the value of the sprayer equipment based on the technical solutions of its individual components. The result of the evaluation is the percentage value of EOS index reflecting the degree of optimization of the sprayer equipment. The STEP-Water application does not quantify the value of the sprayer but qualifies its configuration in terms of the effectiveness of reducing environmental risk. This tool checks the extent to which the components of the evaluated sprayer meets the requirements of European law and relevant harmonized standards. The DET application diagnoses the risk of water pollution due to a spray drift in actual weather and field conditions, and then facilitates making decisions about the use of technical measures to reduce this risk. Due to the interactive character of the applications described and the large information resources in their background, these tools are a valuable material for academic teachers and advisors.

Jan Woliński[1], Kinga Łosicka[2]

ROZDZIAŁ 16

# WPŁYW STYMULACJI ZMIENNYM POLEM MAGNETYCZNYM NA WARTOŚĆ I ZMIENNOŚĆ CECH GRYKI ODMIANY KORA

## 16.1. Wprowadzenie

Gryka jest gatunkiem uznanym przez Unię Europejską za roślinę alternatywną dla zbóż. Charakteryzuje się wysokimi walorami smakowymi i wartościami pokarmowymi. Jest źródłem wielu mikroelementów jej białko zawiera wiele aminokwasów egzogennych i nie zawiera glutenu. Jest odporna na patogeny, oddziałuje fitosanitarnie na glebę (jej wydzieliny korzeniowe mają zdolność niszczenia mątwika ziemniaczanego, patogennych grzybów, a także perzu), dlatego może mieć zastosowanie w uprawach ekologicznych, także dzięki zdolnościom do wykorzystywania składników pokarmowych niedostępnych dla innych gatunków roślin uprawnych (Wolińska i in. 2007).

Największym problemem w jej uprawie jest niewierne plonowanie. Chociaż jest gatunkiem o wysokim potencjale plonowania i teoretycznie obliczona wysokość plonu nasion wynosi 20 $t \cdot ha^{-1}$. (Alekseeva i in. 2005a; 2005b), to w praktyce uzyskuje się plony nasion w granicach 0,5-3,5 $t \cdot ha^{-1}$. Na wysokość uzyskiwanego plonu nasion składa się wiele czynników, m.in.: zdolność kiełkowania, podatność na wyleganie, duża ilość genów samoniepłodności. Ponadto wysokość plonu zależy od zmienności wewnątrzodmianowej, dlatego odmiana Kora charakteryzuje się dużą zmiennością cech plonotwórczych, z jednoczesnym wyrównaniem łanu (Wolińska i in. 2007). Gryka jest gatunkiem odpornym na działania wielu czynników mutagennych, jak promieniowanie czy działanie substancji chemicznych; jej system odpornościowy jest bardzo skuteczny, dlatego poszukuje się nowych źródeł zmienności i metod wpływających na zwiększenie zmienności wewnątrzodmianowej (Alekseeva i in. 2005b).

Długotrwałe przechowywanie nasion w zwykłych magazynach powoduje obniżenie tej cechy u wielu gatunków roślin uprawnych. Nasiona gryki przechowywane w Banku Genów IHAR w Radzikowie zachowały wysoką zdolność kiełkowania, nawet po upływie 21 lat (Gryziak 2016). Wysoka zdolność kiełkowania nasion, zwłaszcza w początkowym okresie od wysiewu, powoduje wczesne zamykanie łanu, co zapobiega zachwaszczaniu plantacji i równomierny rozwój

[1] Instytut Rolnictwa i Ogrodnictwa, Uniwersytet Przyrodniczo-Humanistyczny w Siedlcach.
[2] Instytut Rolnictwa i Ogrodnictwa, Uniwersytet Przyrodniczo-Humanistyczny w Siedlcach.

wszystkich roślin. Rośliny dojrzewają w tym samym okresie, co zmniejsza straty spowodowane samoosypywaniem nasion, które mogą sięgać 20% wysokości plonu nasion (Woliński 2012).

Wyniki badań wielu autorów (Gładyszewska 2006; Pietruszewski 1995; 2002; Konarzyński i in. 2004; Konarzyński, Pietruszewski 2008; Podleśny 2004; Wójcik 2006) wskazują na pewien wpływ działania pola magnetycznego na zdolność kiełkowania nasion, zwiększenie wartości tej cechy, zwłaszcza u nasion starych oraz poprawę jakości plonu głównego (większa zawartość cukru w korzeniach buraka cukrowego) czy plonu nasion. W dostępnej literaturze nie ma informacji o wpływie stymulacji polem magnetycznym na cechy plonotwórcze roślin. Działanie pola magnetycznego może zmniejszyć ilość pestycydów stosowanych w rolnictwie, gdyż poprawia zdrowotność roślin. Może mieć wpływ na jakość, a także wysokość uzyskiwanych plonów. Śląska-Grzywa i Gruszecka (2007) wykazały, że działanie polem magnetycznym nie wpływa na wartość cech fizycznych pszenżyta.

Owocem gryki jest trójścienny orzeszek o przekroju trójkątnym. Kształt i rozmiar nasion wpływa na ustawienie parametrów pracy kombajnu, późniejszego transportu, suszenia czy obróbki nasion (Woliński 2012). Szerokość nasion jest cechą zależną od warunków środowiska. Im bardziej sprzyjające warunki, tym nasiona są lepiej wypełnione, a nasiona stają się szersze. Długość nasion jest cechą niezależną od warunków zewnętrznych i jest bardziej stabilna (Alekseeva i in. 2005b; Woliński 2012).

Celem pracy jest określenie wpływu zmiennego pola magnetycznego na zdolność kiełkowania nasion oraz na wartość i zmienność cech plonotwórczych roślin gryki oraz współzależności między badanymi cechami.

## 16.2. Materiał i metody

Badania prowadzono w latach 2014-2016. Materiałem użytym do badań były nasiona materiału elitarnego odmiany Kora. Jest to odmiana o największym areale uprawy w Polsce, dostosowana do różnego rodzaju gleb. Rośliny tej odmiany charakteryzują się wysokością łodygi 100-120 cm, są niezbyt rozgałęzione, o średnim ulistnieniu, różowych pąkach i jasnoróżowym okwiecie. Owocem jest trójgraniasty orzeszek o brązowej łusce.

Otrzymane z SHR Palikije nasiona poddawano biostymulacji zmiennym polem magnetycznym. Stymulację przeprowadzono na Uniwersytecie Przyrodniczym w Lublinie na Wydziale Inżynierii Produkcji w Katedrze Fizyki. Do stymulacji zmiennym polem magnetycznym użyto elektromagnesu (wzór użytkowy 2000). Parametry zastosowane to indukcja magnetyczna 30 mT w czasie ekspozycji 5 minut.

Badano zdolność kiełkowania nasion. Nasiona kontroli i poddane biostymulacji wysiewano na szalkach Petriego i umieszczano w temperaturze 25°C. Ocenę zdolności kiełkowania przeprowadzano po 7 i 14 dniach od założenia kiełkowników (3×100 nasion).

Doświadczenie prowadzono w latach 2014-2016 na terenie wsi Rzeczyca w powiecie Biała Podlaska na glebie klasy IV. Założono je metodą bloków losowanych w trzech powtórzeniach. Rośliny wysiewano w rozstawie 15×15 cm na poletkach o powierzchni 10 $m^2$. Do badań biometrycznych każdego roku badań wybierano po 50 roślin z każdego poletka. Badano następujące cechy: wysokość roślin, grubość pierwszego międzywęźla, liczbę węzłów na pędzie głównym, liczbę kwiatostanów, liczbę i masę nasion z rośliny, MTN (masę tysiąca nasion). Szerokość i długość nasion oznaczano, wykonując pomiary suwmiarką elektroniczną na 100 nasionach. Średnią wartość dla poszczególnych cech obliczano dla 150 roślin z poletek kontrolnych i poddanych stymulacji. Wartości minimalne i maksymalne to wartości rzeczywiste pojedynczych roślin z poletek kontrolnych i poddanych stymulacji. Wyniki opracowano statystycznie za pomocą programu STATISTICA i testu Tukeya na poziomie istotności $< 0{,}05$.

## 16.3. Omówienie wyników i dyskusja

Stymulację nasion początkowo stosowano w celu zwiększenia zdolności kiełkowania starych nasion, przechowywanych np. w bankach genów. Zwiększenie czy też przywrócenie zdolności kiełkowania umożliwia uzyskanie roślin z nasion, które praktycznie utraciły tę zdolność. Im większa jest zdolność kiełkowania nasion w warunkach polowych, tym szybciej rośliny zamykają łan, co zmniejsza stopień zachwaszczenia plantacji, rośliny są mniej podatne na patogeny. Podjęto też badania nad wpływem biostymulacji na wysokość i jakość plonu (Kornarzyński, Pietruszewski 1998; 2005; Pietruszewski 2002; Pietruszewski, Wójcik 2000; Podleśny 2004).

Gryka we wszystkich latach badań po 7 dniach od założenia kiełkowników (tab. 16.1) wykazywała się stosunkowo niską energią kiełkowania (51,3-58,3%,

Tabela 16.1. Zdolność kiełkowania nasion gryki odmiany Kora

| Rok | Kontrola | | Stymulacja polem magnetycznym | |
|---|---|---|---|---|
| | po 7 dniach [%] | po 14 dniach [%] | po 7 dniach [%] | po 14 dniach [%] |
| 2014 | 51,2 | 92,9 | 53,6 | 93,1 |
| 2015 | 53,4 | 91,4 | 52,2 | 92,2 |
| 2016 | 58,3 | 96,2 | 54,4 | 97,1 |
| Średnia | 54,3 | 93,5 | 53,4 | 94,1 |

Źródło: opracowanie własne.

średnio 54,3%). Zastosowanie stymulacji zmiennym polem magnetycznym nie zwiększyło istotnie zdolności kiełkowania nasion w tym okresie, średnia była niższa – 53,4%. Po 14 dniach od założenia kiełkowników zaobserwowano pewien wpływ stymulacji nasion polem magnetycznym. Zdolność kiełkowania wzrosła nieistotnie, do 93,5% dla kontroli i 94,1% dla nasion poddanych stymulacji.

W dostępnej literaturze znajduje się niewiele pozycji dotyczących wpływu stymulacji zmiennym polem magnetycznym nasion na wartość cech fizycznych roślin, w tym wysokość łodyg. Wysokość rośliny gryki jest uznawana za ważną cechę plonotwórczą, o dość dużej zmienności (Śląska-Grzywa, Gruszecka 2007; Wolińska i in. 2007; Woliński 2012). Stymulacja przedsiewna nasion nie wpłynęła istotnie na średni wzrost wartości tej cechy (kontrola 123,5 cm, po stymulacji 127,9 cm). Zwiększyła się zmienność tej cechy we wszystkich latach badań, lecz otrzymane różnice nie były istotne. Najwyższą wartość współczynnika zmienności ($V$ = 14,4% dla wysokości łodygi u roślin z poletek kontrolnych i $V$ = 17,2% po stymulacji) zaobserwowano w 2014 r., ale i te różnice nie były istotne (tab. 16.2).

Tabela 15.2. Wysokość roślin gryki odmiany Kora [cm]

| Rok | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | $V$ [%] | średnia | min. | max | $V$ [%] | średnia |
| 2014 | 84,0 | 198,0 | 14,4 | 132,8 | 85,0 | 161,0 | 17,2 | 136,2 |
| 2015 | 35,0 | 159,0 | 13,7 | 111,7 | 42,0 | 145,0 | 15,4 | 115,3 |
| 2016 | 64,0 | 175,0 | 12,0 | 124,6 | 81,0 | 180,0 | 14,1 | 129,1 |
| Średnia z lat | 123,6 | | | | 127,9 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Pomimo wzrostu zmienności tej cechy działanie pola magnetycznego spowodowało większe wyrównanie roślin. Na poletkach kontrolnych wysokość roślin wahała się od 35,0 cm do 198,0 cm, po zastosowaniu stymulacji wartości skrajne tej cechy to 42,0 cm i 180,0 cm.

Grubość I międzywęźla jest cechą warunkującą sztywność łodygi i odporność roślin na wyleganie. Łodyga gryki często pęka w pierwszym międzywęźlu, co powoduje wyleganie kolankowe rośliny. Pomimo że następne międzywęźla będą rosły pionowo, to powstaje efekt przegęszczenia łanu i wyleganie roślin w późniejszym okresie. Cecha ta odznacza się stosunkowo małą zmiennością (Wolińska i in. 2007; Woliński 2012). Badane rośliny odznaczały się stosunkowo grubym I międzywęźlem – 9,1 mm (tab. 16.3).

Działanie pola magnetycznego spowodowało nieistotny wzrost wartości tej cechy. Stymulacja spowodowała zwiększenie zmienności tej cechy z $V$ = 12,6-23,2% do $V$ = 18,6-26,8%, przy czym najwyższą zmienność tej cechy zaobserwowano w 2014 r.

Tabela 16.3. Grubość I międzywęźla łodygi gryki odmiany Kora [mm]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 3,0 | 16,3 | 23,2 | 9,9 | 3,1 | 17,1 | 26,8 | 9,9 |
| 2015 | 5,1 | 14,3 | 19,6 | 8,6 | 3,4 | 13,9 | 22,8 | 9,0 |
| 2016 | 3,1 | 12,6 | 12,6 | 8,7 | 3,2 | 13,4 | 18,6 | 9,3 |
| Średnia z lat | 9,1 | | | | 9,4 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Wyleganie roślin jest jedną z przyczyn obniżenia plonu. Gryka jest dość podatna na wyleganie, łodyga ma kształt pustej rury porozdzielanej węzłami. Im więcej jest węzłów na pędzie głównym, tym międzywęźla są krótsze, a łodyga sztywniejsza (Woliński 2012). Jest to cecha o stosunkowo małej zmienności (Wolińska i in. 2007). Badane rośliny wytwarzały średnio 12-13 węzłów na pędzie głównym (tab. 16.4).

Tabela 16.4. Liczba węzłów na pędzie głównym rośliny gryki odmiany Kora [szt.]

| Rok | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 5,0 | 21,0 | 22,7 | 13,0 | 5,0 | 25,0 | 12,8 | 13,1 |
| 2015 | 7,0 | 15,0 | 15,3 | 12,7 | 6,0 | 20,0 | 10,7 | 15,2 |
| 2016 | 9,0 | 22,0 | 14,7 | 13,4 | 8,0 | 19,0 | 10,5 | 12,2 |
| Średnia z lat | 13,1 | | | | 13,5 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Po zastosowaniu biostymulacji otrzymano rośliny o większej liczbie węzłów na pędzie głównym (maksymalne wartości to 19-25 sztuk), jednocześnie wzrosła stabilność tej cechy, wartość współczynnika zmienności to $V = 10{,}5$-$12{,}8\%$, w porównaniu z kontrolą, gdzie wartość $V$ wynosiła 14,3-22,7%, przy czym różnice te nie były istotne, w 2016 r. zmienność tej cechy była najniższa ze wszystkich lat badań.

Liczba kwiatostanów na roślinie jest cechą o dużej zmienności uwarunkowaną genetycznie, na którą duży wpływ mają warunki agrotechniczne i klimatyczne. Cecha ta ma znaczący wpływ na wysokość plonu nasion (Wolińska i in. 2007; Woliński 2012). Liczba kwiatostanów na roślinie u gryki odmiany Kora wynosiła od 4 do 70 szt. (tab. 16.5).

W wyniku działania pola magnetycznego rozrzut wartości tej cechy się zmniejszył i wynosił od 8 szt. do 63 szt. Średnia wartość tej cechy po zastosowaniu stymulacji zmniejszyła się z 35,8 do 25,3 szt. W wyniku działania pola magnetycznego nie stwierdzono istotnej różnicy w wartości tej cechy, pomimo że wzrosła jej zmienność do $V = 48{,}3\%$ w 2016 r., podczas gdy u roślin na poletkach kontrolnych najwyższa zmienność tej cechy wystąpiła w 2014 r. i wynosiła $V = 42{,}7\%$.

Tabela 16.5. Liczba kwiatostanów na roślinie gryki odmiany Kora [szt.]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 7,0 | 70,0 | 42,7 | 35,1 | 10,0 | 65,0 | 46,2 | 28,5 |
| 2015 | 4,0 | 44,0 | 34,3 | 32,3 | 8,0 | 48,0 | 44,0 | 24,3 |
| 2016 | 6,0 | 46,0 | 40,9 | 38,8 | 11,0 | 56,0 | 48,3 | 26,2 |
| Średnia z lat | 35,8 | | | | 25,3 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Masa nasion z rośliny jest cechą decydującą o wysokości plonu. Błędy agrotechniczne, jak zbyt późny siew, opóźniony zbiór, mogą spowodować straty 20-30% plonu (Wolińska i in. 2007, Woliński 2012). Podleśny (2004) opisał dodatni wpływ pola magnetycznego na wysokość plonu nasion u zbóż. U gryki odmiany Kora nie stwierdzono wpływu tego rodzaju stymulacji na masę nasion z pojedynczej rośliny (tab. 16.6).

Tabela 16.6. Masa nasion z pojedynczej rośliny gryki odmiany Kora [g]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 2,1 | 38,5 | 56,2 | 14,0 | 1,0 | 35,2 | 57,1 | 13,8 |
| 2015 | 1,0 | 20,1 | 79,3 | 10,6 | 1,5 | 30,4 | 52,4 | 10,4 |
| 2016 | 2,2 | 24,0 | 62,2 | 12,0 | 2,2 | 28,4 | 68,3 | 12,8 |
| Średnia z lat | 12,2 | | | | 12,3 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Średnia masa nasion wynosiła dla form kontrolnych 12,2 g, po stymulacji 12,3 g. Skrajne wartości tej cechy były podobne: kontrola 1,0-38,5 g, po biostymulacji 1,0-35,2 g. Cecha ta charakteryzuje się dużą zmiennością, której wartość po zastosowaniu stymulacji nieistotnie się zmniejszyła, przy czym w 2015 r. na poletkach kontrolnych uzyskano najwyższą wartość współczynnika zmienności z całego okresu badań $V = 7$ 9,3%, a u roślin po stymulacji najniższą $V = 52{,}4\%$, w pozostałych latach zastosowanie biostymulacji zwiększyło zmienność tej cechy.

Liczba nasion z rośliny jest jedną z najważniejszych cech plonotwórczych. Liczba zawiązanych i wypełnionych nasion zależy od warunków pogodowych i od owadów zapylających. Zbyt obfite opady w okresie kwitnienia uniemożliwiają oblot pszczół i kwiaty pozostają niezapylone. Z kolei susza powoduje niewypełnianie nasion, gdyż z powodu braku substancji pokarmowych rośliny wytwarzają tylko łuskę (Wolińska i in. 2007, Woliński 2012). Nie stwierdzono wpływu stymulacji na wartość tej cechy (tab. 16.7).

Rośliny wytworzyły podobną średnią liczbę nasion, która dla roślin z poletek kontrolnych wynosiła 287,3 szt., a dla roślin po stymulacji 283,1 szt. Cecha

Tabela 16.7. Liczba nasion z pojedynczej rośliny gryki odmiany Kora [szt.]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 92,0 | 1340,0 | 73,7 | 453,7 | 90,0 | 1250,0 | 75,1 | 426,3 |
| 2015 | 32,0 | 669,0 | 77,3 | 173,2 | 40,0 | 482,0 | 89,4 | 160,4 |
| 2016 | 68.0 | 865,0 | 65,4 | 234,9 | 62,0 | 950,0 | 80,3 | 269,8 |
| Średnia z lat | 287,3 | | | | 283,1 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

ta odznacza się bardzo dużą zmiennością *V* od 65,4% do 77,3%, zastosowanie stymulacji nieistotnie zwiększyło wartość tej cechy do 89,4%. Maksymalną zmienność zaobserwowano u obu form w 2015 r., najniższą zmienność na poletkach kontrolnych zaobserwowano w 2016 r., a u roślin po stymulacji w 2014 r.

Masa tysiąca nasion (MTN) jest cechą odmianową, pozwalająca na identyfikację odmiany. Jednocześnie określa stopień wypełnienia nasion i ich wartość siewną (Wolińska i in. 2007; Woliński 2012). Jest to jedna z najstabilniejszych cech u gryki, co prawdopodobnie jest uwarunkowane dziedziczeniem w linii matecznej (Alekseeva i in. 2005a). Nie stwierdzono istotnego wpływu stymulacji na wartość MTN (tab. 16.8).

Tabela 16.8. MTN (masa tysiąca nasion) gryki odmiany Kora [g]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 20,1 | 32,5 | 9,0 | 26,7 | 22,4 | 33,1 | 10,4 | 27,4 |
| 2015 | 26,3 | 31,3 | 4,3 | 28,9 | 22,6 | 32,8 | 8,2 | 28,5 |
| 2016 | 21,4 | 35,3 | 14,7 | 26,0 | 24,4 | 34,4 | 12,2 | 27,3 |
| Średnia z lat | 27,2 | | | | 27,7 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Zarówno u roślin kontrolnych, jak i poddanych stymulacji, wartość tej cechy była typowa dla odmiany Kora i wynosiła ok. 27 g. Zastosowanie stymulacji nieistotnie zwiększyło zmienność tej cechy, pomimo że u roślin na poletkach kontrolnych skrajne wartości wynosiły 20,1-35,5 g, a po biostymulacji skrajne wartości MTN wynosiły 22,4-34,4 g. Najniższą zmienność tej cechy zaobserwowano w 2015 r., najwyższą w 2015 r.

Owocem gryki jest trójścienny orzeszek. Jego cechy geometryczne, jak długość czy szerokość nasion, świadczą o dorodności i wypełnieniu nasion, mają też znaczenie w czasie zbioru mechanicznego (Woliński 2012). W literaturze brak opracowań dotyczących wpływu stymulacji zmiennym polem magnetycznym na cechy geometryczne nasion. U odmiany Kora średnia szerokość nasion z roślin kontrolnych wynosiła 4,6 mm, po zastosowaniu biostymulacji wzrosła do 4,9 mm (tab. 15.9).

Tabela 16.9. Szerokość nasion gryki odmiany Kora [mm]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 2,3 | 6,8 | 11,5 | 4,1 | 2,3 | 7,9 | 22,3 | 4,7 |
| 2015 | 4,2 | 7,0 | 12,3 | 5,6 | 4,3 | 7,8 | 22,4 | 5,6 |
| 2016 | 2,3 | 5,2 | 9,3 | 4,0 | 2,5 | 5,8 | 20,1 | 4,2 |
| Średnia z lat | 4,6 | | | | 4,8 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Największą średnią szerokość nasion uzyskano w 2014 r. (5,6 mm i po stymulacji 5,8 mm). Zastosowanie stymulacji spowodowało wzrost zmienności tej cechy. U nasion otrzymanych z roślin z poletek kontrolnych cecha ta charakteryzowała się dużą stabilnością – wartość współczynnika zmienności wynosiła od $V = 9{,}3\%$ do $V = 12{,}3\%$. Po zastosowaniu stymulacji wartość współczynnika zmienności wzrosła powyżej 20%. Nie stwierdzono istotnego wpływu stymulacji na wartość i zmienność tej cechy.

Długość nasion gryki jest cechą dość stabilną, niezależną od warunków środowiska. Jeżeli nie ma asymilatów, to rośliny nie wypełniają nasion, zawiązują tylko łuskę, której długość jest typowa dla danej odmiany (Alekseeva i in. 2005). Średnia długość nasion z poletek kontrolnych i po stymulacji wynosiła 5,9 mm (tab. 16.10).

Tabela 16.10. Długość nasion gryki odmiany Kora [mm]

| Lata | Kontrola | | | | Stymulacja polem magnetycznym | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | min. | max | *V* [%] | średnia | min. | max | *V* [%] | średnia |
| 2014 | 3,7 | 7,2 | 10,4 | 6,0 | 3,2 | 6,9 | 18,3 | 5,8 |
| 2015 | 4,0 | 7,9 | 8,8 | 6,1 | 3,5 | 6,8 | 14,2 | 6,1 |
| 2016 | 3,6 | 7,2 | 10,3 | 5,8 | 4,0 | 7,3 | 19,0 | 5,9 |
| Średnia z lat | 5,9 | | | | 5,9 | | | |

Źródło: opracowanie własne.

Stymulacja spowodowała nieistotne zwiększenie zmienności tej cechy, wartość współczynnika zmienności wzrosła z ok. 10% do ok. 18%. Największą zmienność tej cechy zaobserwowano w 2016 r., gdy wartość współczynnika zmienności dla nasion z poletek kontrolnych wynosiła $V = 10{,}3\%$, a u roślin poddanych biostymulacji $V = 18{,}0\%$.

Wysokość plonu nasion gryki jest uwarunkowana wieloma czynnikami. Określenie zależności między poszczególnymi cechami plonotwórczymi pozwala na prognozowanie wysokości plonu nasion już w początkowym okresie wegetacji. Najsilniej skorelowanymi cechami jest liczba i masa nasion z rośliny, cechą praktycznie niezależną od pozostałych jest MTN (masa tysiąca nasion) (Alekseeva

i in. 2005a; Wolińska i in. 2007; Woliński 2012). Stwierdzono istotne zależności między grubością międzywęźli a energią cięcia łodygi (Woliński 2012). W literaturze brak danych dotyczących wpływu zastosowania stymulacji na współzależność między cechami roślin.

Tabela 16.11. Współczynniki korelacji między cechami gryki odmiany Kora (wyniki z poletek kontrolnych – nad przekątną, po stymulacji – pod przekątną)

| Cecha | Wysokość rośliny | Grubość I między-węźla | Liczba węzłów | Liczba kwiato-stanów | Masa nasion z rośliny | Liczba nasion z rośliny | MTN |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Wysokość rośliny | – | 0,25 | 0.09 | 0,34 | 0,48 | 0,44 | -0,04 |
| Grubość I międzywęźla | 0,55 | – | -0,03 | 0,11 | -0,08 | -0,08 | 0,09 |
| Liczba węzłów | 0,58 | 0,25 | – | 0,57 | 0,13 | 0,13 | -0,08 |
| Liczba kwiatostanów | 0,73 | 0,64 | 0,51 | – | 0,42 | 0,42 | -0,19 |
| Masa nasion z rośliny | 0,68 | 0,66 | 0,45 | 0,81 | – | 0,98 | 0,18 |
| Liczba nasion z rośliny | 0,71 | 0,66 | 0,44 | 0,82 | 0,98 | – | -0,25 |
| MTN | -0,11 | 0,02 | -0,06 | -0,07 | 0,12 | 0,02 | – |

Źródło: opracowanie własne.

W tabeli 15.11 przedstawiono współczynniki korelacji między badanymi cechami. Stwierdzono, że wysokość roślin istotnie wpływa na liczbę kwiatostanów na roślinie oraz liczbę i masę nasion z rośliny. Liczba kwiatostanów na roślinie również jest dodatnio skorelowana z liczbą i masą nasion z rośliny. Najwyższą wartość współczynnika korelacji $r = 0,98$ uzyskano dla liczby i masy nasion z rośliny. Grubość I międzywęźla, liczba węzłów na pędzie głównym i MTN w zasadzie nie miały wpływu na poszczególne cechy, chociaż stwierdzono dość istotną zależność między liczbą węzłów na pędzie głównym a liczbą kwiatostanów z rośliny, a MTN było ujemnie skorelowane z liczbą nasion z rośliny.

Po zastosowaniu przedsiewnej stymulacji nasion stwierdzono wzrost współzależności między badanymi cechami. Symulacja nie wpłynęła na związek MTN z pozostałymi cechami, ale wartość współczynnika korelacji między tą cechą a liczbą nasion z rośliny z ujemnej ($r = -0,25$) zmieniła się na dodatnią ($r = 0,02$). Wysokość rośliny była, podobnie jak u roślin z poletek kontrolnych, skorelowana dodatnio z pozostałymi cechami, ale wartości współczynników korelacji istotnie wzrosły. Wartości współczynników korelacji dla grubości I międzywęźla i liczby węzłów na pędzie głównym istotnie wzrosły w porównaniu z kontrolą. Jedynie wartość współczynnika korelacji między liczbą i masą nasion z rośliny się nie zmieniła.

Nie stwierdzono wpływu przedsiewnej stymulacji na zależności między cechami geometrycznymi nasion (tab. 15.12).

Tabela 16.12. Współczynniki korelacji między MTN, szerokością i długością nasion gryki odmiany Kora (wyniki z poletek kontrolnych – nad przekątną, po stymulacji – pod przekątną)

| Cecha | MTN | Szerokość nasion | Długość nasion |
|---|---|---|---|
| MTN | – | 0,22 | -0,21 |
| Szerokość nasion | 0,26 | – | -0,64 |
| Długość nasion | -0,22 | -0,67 | – |

Źródło: opracowanie własne.

U obu form stwierdzono dodatnią korelację między MTN a szerokością nasion ($r$ = -0,22 i $r$ = 0,26) i ujemną między MTN a długością nasion ($r$ = -0,21 i $r$ = -0,22). Stymulacja nie wpłynęła istotnie na wartość współczynnika korelacji między długością a szerokością nasion. Był ujemny i wynosił $r$ = -0,64 i $r$ = -0,67.

## 16.4. Podsumowanie i wnioski

Jednym z warunków uzyskania wysokiego plonu nasion u gryki jest zachowanie dużej zmienności genetycznej wewnątrzodmianowej. Odmiana Kora charakteryzuje się dużą zmiennością z dość dużym wyrównaniem fenotypowym. Poszukuje się różnych źródeł zmienności, dlatego podjęto badania wpływu zmiennego pola magnetycznego na cechy plonotwórcze gryki. Stymulację przedsiewną nasion przeprowadzono w Katedrze Fizyki Uniwersytetu Przyrodniczego w Lublinie.

Ocenę wpływu biostymulacji na cechy plonotwórcze przeprowadzano po zbiorze roślin, wykonano szczegółową biometrię badanych cech. Zaobserwowano, że średnie wartości cech u roślin kontrolnych i po biostymulacji w poszczególnych latach badań i z wielolecia nie różniły się istotnie między sobą, stwierdzono wzrost wartości współczynników zmienności u roślin otrzymanych z nasion poddanych stymulacji:

– nie stwierdzono wpływu przedsiewnej biostymulacji nasion zmiennym polem magnetycznym na zdolność kiełkowania roślin ani na średnie wartości cech plonotwórczych gryki, z wyjątkiem liczby kwiatostanów na roślinie – zastosowanie biostymulacji zmniejszyło wartość tej cechy;
– rośliny poddane przedsiewnej stymulacji charakteryzowały się większą zmiennością badanych cech oraz mniejszym rozrzutem ich wartości;
– przedsiewna stymulacja nasion zmiennym polem magnetycznym wpłynęła na wartość współczynników korelacji między badanymi cechami, zwłaszcza zależności między liczbą nasion z rośliny a MTN – dla roślin kontrolnych wartość współczynnika korelacji była ujemna, a po stymulacji dodatnia. Jedynie korelacja między liczbą i masą nasion z rośliny nie zmieniła się i wartość współczynnika korelacji wynosiła w obu przypadkach $r$ = 0,98;

– przedsiewna stymulacja nasion zmiennym polem magnetycznym nie wpłynęła na wartość cech geometrycznych nasion ani na korelację między nimi;
– pomimo braku wpływu przedsiewnej stymulacji zmiennym polem magnetycznym na wartość cech plonotwórczych, metoda ta może mieć zastosowanie w zwiększaniu zmienności cech u gryki.

**Literatura**


Alekseeva E.S., Elagin N.J., Taranienko L.K., Bockareva L.L., Manina M.M., Rarok W.A., Jecysyn O.L. 2005a. *Istoria kultury, botaniceskie i biologiceskie osobbennosti grecichi*. Akademia Nauk Wyzsej Skoly Ukrainy, Kamieniec Podolski.

Alekseeva E.S., Elagin N.J., Taranienko L.K., Bockareva L.L., Manina M.M., Rarok W.A., Jecysyn O.L. 2005b. *Technologia wozdieływania grecichi*. Akademia Nauk Wyzsej Skoly Ukrainy, Kamieniec Podolski.

Gryziak G. 2016. *Żywotność nasion gryki (Fagopyrum esculentum Moench) przechowywanych długoterminowo w Banku Genów*. Zeszyty Problemowe Postępów Nauk Rolniczych, 584: 33-38.

Kornarzyński K., Pietruszewski S. 1998. *Effect of Stationary Magnetic Field on Germination of Wheat Grain*. International Agrophysics, 13: 241-244.

Kornarzyński K., Pietruszewski S. 2005. *Wpływ dużych dawek zmiennego pola magnetycznego na kiełkowanie nasion pszenicy twardej*. Acta Scientarum Polonorum Technica Agraria, 4(2): 11-20.

Kornarzyński K., Pietruszewski S., Segit Z., Szwed-Urbaś K., Łacek R. 2004. *Wstępne badania wpływu stałego i zmiennego pola magnetycznego na szybkość wzrostu kiełków pszenicy*. Acta Agrophisica, 3(3): 241-244.

Pietruszewski S. 1995. *Wzrost plonów uzyskanych dzięki przedsiewnej biostymulacji nasion polem magnetycznym*. Zeszyty Problemowe Postępów Nauk Rolniczych, 424: 71-77.

Pietruszewski S. 2002. *Wpływ pól magnetycznych i elektrycznych na kiełkowanie nasion wybranych roślin uprawnych*. Acta Scientarum Polonorum Technica Agraria, 1: 75-81.

Pietruszewski S., Wójcik S. 2000. *Effect o magnetic field on yield and chemical composition of sugar beet roots*. International Agrophysics, 14: 89-92.

Podleśny J. 2004. *Wpływ stymulacji magnetycznej na wzrost, rozwój i plonowanie roślin uprawnych*. Acta Agrophysica, 4(2): 459-473.

Skowron M. 2009. *Biostynulacja nasion lnianki silnym, stałym polem magnetycznym*. Prace Instytutu Elektrotechniki, 243: 149-170.

Skowron M., Cieśla A. 2008. *Biostymulacja ziarniaków stałym polem magnetycznym*. Prace Instytutu Elektrotechniki, 256: 143-167.

Śląska-Grzywa B., Gruszecka D. 2007. *Wpływ przedsiewnej biostymulacji magnetycznej na siłę cięcia i energię ściskania ziarniaków nowych form pszenżyta*. Inżynieria Rolnicza, 5(93): 403-408.

Wolińska J., Woliński J., Wyrzykowska M. 2007. *Zmienność cech plonotwórczych u gryki (Fagopyrum sagittatum Gilib)*. Zeszyty Problemowe Postępów Nauk Rolniczych, 517(2): 783-793.

Woliński J. 2012. *Morfologiczne i agrofizyczne uwarunkowania zbioru kombajnowego gryki*. Inżynieria Rolnicza, 1: 35.

Wójcik S. 2006. *Plonowanie i wartość technologiczna korzeni buraka cukrowego w zależności od stymulacji nasion*. Inżynieria Rolnicza, 6(81): 383-388.

Wójcik S., Dziamba M., Pietruszewski S. 2004. *Wpływ promieniowania mikrofalowego na plonowanie i jakość technologiczną korzeni buraka cukrowego*. Acta Agrophysica, 3(3): 623-630.

## WPŁYW STYMULACJI ZMIENNYM POLEM MAGNETYCZNYM NA WARTOŚĆ I ZMIENNOŚĆ CECH GRYKI ODMIANY KORA


### Streszczenie

Badano wpływ przedsiewnej stymulacji nasion gryki odmiany Kora zmiennym polem magnetycznym na zdolność kiełkowania i cechy fizyczne roślin. Biostymulację wykonano w Katedrze Fizyki UP Lublin elektromagnesem o indukcji 30 mT i w czasie ekspozycji 5 minut. Nie stwierdzono wpływu stymulacji na zdolność kiełkowania gryki ani na średnie wartości takich badanych cech plonotwórczych, jak: wysokość rośliny, grubość I międzywęźla, liczba węzłów na pędzie głównym, liczba kwiatostanów na roślinie, liczba i masa nasion, masa tysiąca nasion (MTN) oraz długość i szerokość nasion. Rośliny poddane stymulacji charakteryzowała większa zmienność cech. Stymulacja spowodowała wzrost wartości współczynników korelacji między badanymi cechami, szczególnie między liczbą nasion a masą tysiąca nasion (MTN).


## THE INFLUENCE OF STIMULATION WITH A VARIABLE MACNETIC FIELD ON VALUE AND VARIABILITY FACTORS OF THE BUCKWHEAT KORA VARIETY


### **Abstract**

The effect of pre-sowing stimulation with magnetic field of Kora buckwheat seeds on germination and physical properties of plants was studied. Biostimulation was performed at the Faculty of Physics, UP Lublin using electromagnet with 30 mT induction and 5 minutes exposure time. There was no effect of stimulation on buckwheat germination or the average values of the examined yield-forming traits such as plant height, thickness and internode, number of nodes on the main shoot, number of inflorescences per plant, number and weight of seeds and the mass of a thousand seeds (MTS) and seed length and width. Plants subjected to stimulation were characterized by greater variability of characteristics. Stimulation caused an increase in the value of correlation coefficients between the examined features, particularly between the number of seeds and the mass of a thousand seeds (MTN).

Mariusz Żółtowski[1], Bogdan Żółtowski[2]

ROZDZIAŁ 17

# ELEMENTY GŁÓWNE METODYKI BADANIA MIAR ROZPŁYWU ENERGII DRGAŃ W MASZYNACH I KONSTRUKCJACH STALOWYCH

## 17.1. Wprowadzenie

Klasycznie wyróżnia się metodologie nauk: ścisłych, przyrodniczych (tu: technicznych) i społecznych. W naukach technicznych (udowadnianie tezy albo weryfikacja hipotez) często wykonuje się pomiar za pomocą mierników z zachowaniem właściwych warunków otoczenia, a uzyskane wyniki mogą być zbierane i porównywane z wynikami uzyskanymi przez innych badaczy, z zachowaniem tych samych zmiennych lub nieznacznej ich modyfikacji. Do opracowania stosuje się tu często opis matematyczny. Wiele nauk ma własne metodologie lub korzysta z dorobku innych, zapożyczając ich metodologie w formie zmodyfikowanej i dostosowanej do szczególnych zagadnień.

W pracy przedstawiono uogólnione procedury badania właściwości dynamicznych różnych elementów maszyn i konstrukcji budowlanych, uwzględniające wyniki badań symulacyjnych oraz ich weryfikację w badaniach stanowiskowych i eksploatacyjnych.

Zagadnienie opisu i badania zmian stanu destrukcji elementów, materiałów i konstrukcji oraz maszyn budowlanych prowadzi się z wykorzystaniem miar diagnostyki drganiowej oraz opartych na drganiach metodach analizy modalnej. Ważny jest tu problem opisu i badania rozpływu energii drganiowej przydatny w szeroko już wykorzystywanej diagnostyce drganiowej i nieco rzadziej metodach analizy modalnej.

Ocena stanu dynamicznego maszyn i konstrukcji budowlanych za pomocą miar propagacji energii drganiowej wymaga skojarzenia cech struktury ocenianego obiektu ze zbiorem miar i ocen procesów wyjściowych. Wprowadzane do obiektu drgania mają charakter dynamiczny i zachowują warunki równowagi między stanem bezwładności, sprężystości, tłumienia i wymuszenia. Zaburzenia rozchodzą się od źródeł w postaci fal, zależnie od właściwości fizycznych oraz granic konfiguracji, wymiarów i kształtów budowli. Powoduje to rozpraszanie energii fal, ich ugięcia, odbicia i wzajemne nakładanie się. W rezultacie istnienia

[1] Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie.
[2] UTH Warszawa, e-mail: bogdan.zoltowski@uth.edu.pl.

wejścia i realizacji transformacji stanów reprezentujących cechy i właściwości konstrukcji, powstaje wiele dających się mierzyć objawów charakterystycznych, zawartych w procesach wyjściowych.

Drgania mogą mieć wpływ na stan użytkowania budowli przez zmniejszenie komfortu pracujących tam ludzi, jak też mogą osiągać poziom zagrażający bezpieczeństwu konstrukcji. Wpływ drgań na konstrukcję głównie przejawia się jako dodatkowe naprężenia w rozpatrywanym przekroju, które sumują się z naprężeniami statycznymi, co może prowadzać do ich zniszczenia.

Metody analizy modalnej zastosowane w rozważaniach tego postępowania zaadaptowano z obszaru dynamiki konstrukcji mechanicznych. Ich przydatność jest większa dla jednorodnych struktur konstrukcji stalowych niż dla takich materiałów budowlanych, jak elementy murowe, gdzie każdy wynik badania jest związany ze strukturą, kształtem i stanem fizycznym próbki. Jest obawa, że niejednorodność i gruboziarnista struktura betonu i ceramiki mogą być przeszkodą w skuteczności proponowanej bardzo precyzyjnej techniki pomiarowej.

Analiza modalna jest oparta na wykorzystaniu miar rozpływu energii drganiowej. W ocenie stanu degradacji konstrukcji jest stosowana już na etapie badania i doskonalenia prototypu, także w czasie eksploatacji oraz w modyfikacji istniejących konstrukcji i maszyn budowlanych. W opisanych badaniach przeanalizowano przydatność i oceniono efektywność metod modalnych (eksperymentalnej i eksploatacyjnej), a także wybranych miar procesu drganiowego do oszacowania stanu destrukcji wybranych elementów i budowli murowych oraz badanych w eksploatacji maszyn i konstrukcji budowlanych.

Celem badań opisanych w pracy było wypracowanie metodologii oceny stanu degradacji (uszkodzeń) w materiałach oraz elementach konstrukcji stalowych i maszyn budowlanych za pomocą estymatorów drganiowych i metod analizy modalnej.

## 17.2. Identyfikacja stanu maszyn i konstrukcji stalowych

### 17.2.1. Elementy identyfikacji stanu

Obciążenia eksploatacyjne maszyn i konstrukcji budowlanych mają najczęściej charakter losowy, co utrudnia pośrednią ocenę zmian ich stanu dynamicznego warunkującego bezpieczne użytkowanie. Obecnie obserwuje się tendencję do skracania czasu wyznaczania stanu destrukcji badanej konstrukcji przez rezygnację z części utrudnionych badań eksperymentalnych na rzecz symulacji komputerowych. Badania eksperymentalne są stosowane do weryfikacji modeli symulacyjnych przez porównanie wyników ze symulacji komputerowych i eksperymentu fizycznego. Do określenia zmienności obciążeń służą modele

dynamiczne w postaci układu brył sztywnych, gdzie symuluje się warunki eksploatacyjne pracy tych konstrukcji (Żółtowski M. 2015).

Celem studium dynamiki złożonego układu konstrukcji dźwigowej jest ocena stanu obciążeń dynamicznych, odzwierciedlających stan degradacji i przewidywanie czasu poprawnego zachowania się układu. Wraz ze wzrostem wartości obciążeń, zwiększeniem wymagań dotyczących trwałości i niezawodności, a także konieczności stosowania w wielu przypadkach bezdemontażowej oceny degradacji rośnie znaczenie analizy dynamiki konstrukcji.

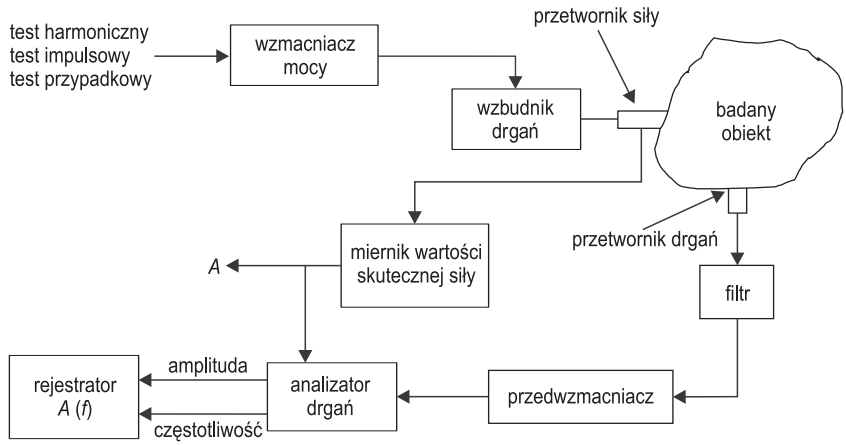
Badania nad jakością stanu degradacji prowadzi się metodami identyfikacji (prostej, złożonej), wykorzystującymi do oceny zmian stanu miary rozpływu energii drganiowej, a głównie częstości drgań własnych, wartości amplitudy oraz współczynniki tłumienia w tych częstościach.

Właściwości dynamiczne konstrukcji mają bezpośredni wpływ na poziom drgań układu, emitowany hałas, wytrzymałość zmęczeniową i stabilność konstrukcji. Właściwości dynamiczne w większości przypadków spotykanych w praktyce analizuje się na podstawie charakterystyki zachowania się modelu konstrukcji, gdyż badanie obiektów rzeczywistych nie zawsze jest możliwe. Model konstrukcji może być tworzony w procesie analitycznych przekształceń formalizmów stosowanych do opisu dynamiki układu bądź na podstawie wyników eksperymentów wykonywanych na rzeczywistym obiekcie. Taki model powinien wiarygodnie odwzorowywać odpowiedzi konstrukcji (naprężenia, przemieszczenia) poddanej działaniu dowolnego obciążenia dynamicznego (Żółtowski M. 2016).

W większości zastosowań korzysta się z **identyfikacji prostej**, gdzie wyznacza się zmiany wartości $m$, $k$, $c$ albo zmiany parametrów charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych (widma). Do zadań identyfikacji prostej należy:
– wyznaczanie struktury modelu, czyli wartości i wzajemnych połączeń między elementami masowymi ($m$), sprężystymi ($k$) i dyssypacyjnymi ($c$);
– wyznaczanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych badanych układów.

W zakresie częstotliwości niskich maszyny można modelować układami dyskretnymi o kilku stopniach swobody, a często o jednym stopniu swobody. Układ dyskretny, w odróżnieniu od ciągłego, cechuje się punktowym rozkładem mas, sztywności tłumienia i wymiary tych elementów nie odgrywają roli. Dla układów mechanicznych, zwłaszcza mających więzy sprężyste ustalające ich położenie w przestrzeni, przyjmuje się zwykle liczbę stopni swobody równą liczbie mas w układzie.

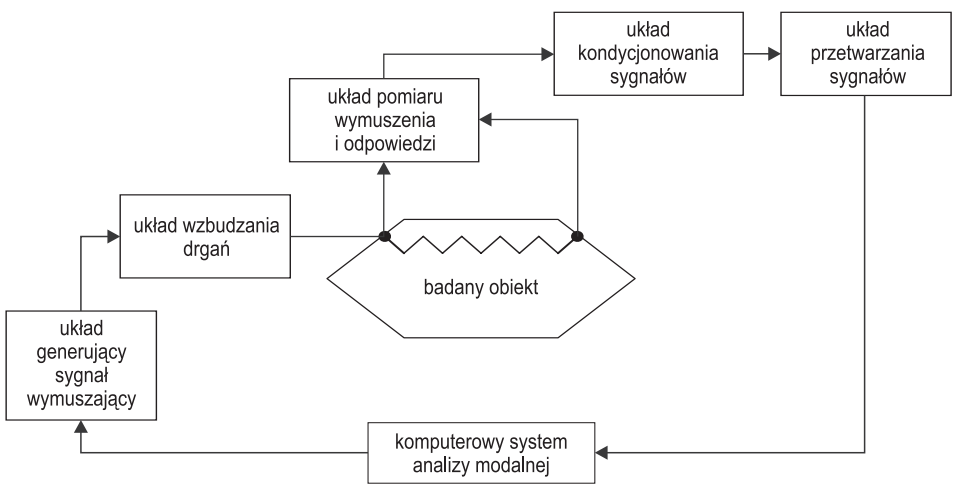
Badania zmian transmitancji (rys. 17.1) odzwierciedlającej właściwości dynamiczne obiektu w identyfikacji prostej można przeprowadzić trzema metodami (testami):
– impulsowym (uderzenie młotkiem);
– harmonicznym (sygnał z generatora);
– przypadkowym (pobudzanie wielu rezonansów jednocześnie).




Rysunek 17.1. Identyfikacja stanu dynamicznego testem impulsowym, harmonicznym, losowym
Źródło: na podstawie B. Żółtowskiego (2012).

Przedstawione podejścia i uzyskane zależności obrazują ruch drgający obiektu (modelu) i wynikające z niego parametry procesu drganiowego, co pozwala na zaniechanie trudnego opisu analitycznego (szczególnie dla wielu stopni swobody) i zastąpienie go bezpośrednimi pomiarami drgań. Stan obiektu można więc opisywać zamiennie, zamiast modelowania w kategoriach $m$, $k$, $c$, można stosować opis drganiowy w kategoriach $a$, $v$, $x$.

Dla układów złożonych, często nieliniowych, do identyfikacji stosuje się złożoną **analizę modalną** (teoretyczną, eksperymentalną lub eksploatacyjną). Model modalny, który stanowi uporządkowany **zbiór częstości własnych**,




Rysunek 17.2. System pomiarowy do realizacji eksperymentu w analizie modalnej
Źródło: na podstawie Uhla (1997).

odpowiadających im **współczynników tłumienia** oraz **postaci drgań własnych** (rys. 17.2) pozwala przewidzieć reakcje obiektu na dowolne zaburzenie, zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości, w następujących obszarach:
– wyznaczania wymuszeń działających na układ i ich widm częstotliwościowych na podstawie parametrów modelu modalnego i zmierzonej odpowiedzi układu;
– badania podobieństwa charakterystyk częstotliwościowych: drganiowych i modalnych;
– wyznaczenia parametrów modelu modalnego eksploatowanego obiektu i śledzenie ich zmian;
– dostrojenia na bazie modelu modalnego modelu elementów skończonych konstrukcji w stanie zdatności oraz śledzenia zmian tego modelu w czasie eksploatacji; dostrojony model elementów skończonych jest podstawą do modyfikacji konstrukcji.

### 17.2.2. Drgania w identyfikacji maszyn i konstrukcji

W tym opracowaniu sygnał drganiowy jest podstawą badań nad destrukcją maszyn i konstrukcji budowlanych, a wiele proponowanych procedur pomocniczych do rozwiązania postawionego zadania można wykorzystać w doskonaleniu dziedziny inżynierii drgań w budownictwie. Wielokrotnie w tej pracy przywoływane będą tylko wiadomości z obszaru drgań, szczególnie w zakresie opisu i pozyskiwania sygnałów, wyznaczania estymatorów drganiowych i przetwarzania statystycznego wyników do badań destrukcji wybranych konstrukcji mechanicznych lub fragmentów (elementów) konstrukcji budowlanych, omówione w pracach: Williamsa (1985), M. Żółtowskiego (2012), M. Żółtowskiego i in. (2016).

Podstawowym zadaniem podczas analizy dynamiki obiektu jest wyznaczenie częstości drgań własnych badanych elementów konstrukcji (tzw. widmo drgań). Zwykle się obserwuje, że drgania swobodne tych częstości w konstrukcji podlegają szybkiemu wytłumieniu. Najbardziej niebezpieczne stany obciążeń dynamicznych i związane z tym ekstremalne wartości naprężenia powstają w obszarze drgań rezonansowych, z najniższymi częstościami własnymi konstrukcji. Takie stany mogą powstawać np. podczas szybkiej (skokowej) zmiany warunków otoczenia konstrukcji, oddziaływań klimatycznych, wiatru, temperatury lub przejeżdżających pojazdów. Zwykle zachodzące przy tym zmiany stanu obciążenia węzłów konstrukcji mają charakter procesów przejściowych o gasnącej amplitudzie (Żółtowski M. 2014b).

Wykorzystanie informacji zawartych w energii drganiowej (opisanej przez różne estymatory drganiowe) interesującego nas fragmentu lub całej konstrukcji budowlanej jest obszarem zainteresowań drganiowej diagnostyki konstrukcyjnej. Zmiany stanu degradacji konstrukcji obiektów budowlanych opisywane sygnałem drganiowym w wielu przypadkach wymagają szczegółowego opisu energii procesu w dziedzinie amplitud, czasu i częstotliwości. Metody selekcji

informacji (PCA, BEDIND, OPTIMUM, SVD) umożliwiają wybór uszkodzeniowo zorientowanych symptomów stanu degradacji, wykorzystywanych dalej w badaniu modeli związania (relacji przyczynowo-skutkowych), przedstawionych w wielu pracach. W tym obszarze ulokowano też zagadnienia główne wielu badań i opracowań (Żółtowski M. 2011).

Cechy modelu przejścia sygnałów drganiowych w maszynach i konstrukcjach w warunkach losowych zakłóceń są oparte na założeniach:

– stan konstrukcji jest określony jednoznacznie przez sygnał charakterystyczny $\varphi_i(t, \theta)$, generowany oddzielnie przy każdym wymuszeniu. Sygnał ten zmienia się w czasie dynamicznym (krótkim) $t$ oraz ewolucji w czasie wolnym (długim) $\theta$;
– sygnał uszkodzenia jest złożony z procesu zdeterminowanego $\varphi_o$ i przypadkowego $n$, a jego intensywność zmian charakteryzuje stan destrukcji konstrukcji;
– przekształcony sygnał charakterystyczny będący odwzorowaniem oddziaływań wewnętrznych – degradacji konstrukcji – jest odbierany jako $y(t,\theta)$ i w najprostszym przypadku jest odpowiedzią badanego elementu konstrukcji o charakterystyce $h(t,\theta)$ na wymuszenie $x(t,\theta)$. Uwzględniając rozległość przestrzenną (wymiary) $r$ konstrukcji, można taki sygnał zapisać w postaci:

$$y(\Theta, r) = \sum_{i=1}^{\infty} \varphi_i(t, \Theta, r) \cdot h(t, \Theta, r) \cdot \delta(t - iT) \tag{17.1}$$

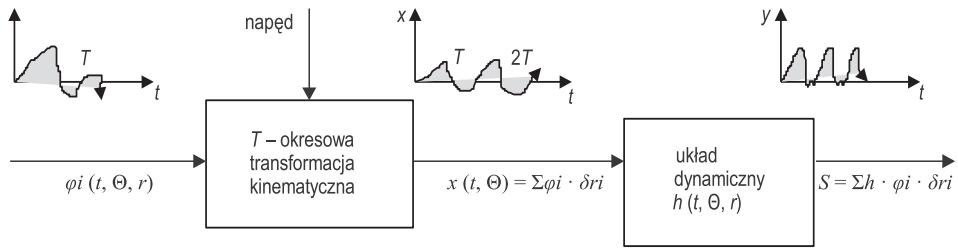
– procesy wyjściowe z konstrukcji (selektywnie) wpływają zwrotnie na procesy destrukcji i w dalszym ciągu na stan budowli (elementu) przez dodatnie, destrukcyjne sprzężenie zwrotne, zniekształcając pierwotny sygnał $\varphi_i(t, \theta)$;
– dla ustalonej wartości czasu eksploatacji $\theta_i = \text{const}$. wszystkie obiekty budowlane są traktowane jako liniowe i stacjonarne układy, których właściwości opisuje odpowiedź impulsowa $h(t, \theta, r)$ albo jej transformaty: operatorowa Laplace'a $H(p, \theta, r)$ lub widmowa Fouriera $H(j\omega, \theta, r)$.

W modelowaniu przyjęto, że sygnał drganiowy wyjściowy z dowolnego punktu odbioru można wyrazić wzorem:

$$y_k(\Theta, r) = \sum_{i=1}^{k} a(k) h_i(t, \Theta, r) \cdot [u_i(t, \Theta, r) + n_i(t, \Theta, r)] \tag{17.2}$$

– impulsowa funkcja przejścia $h(*)$ ujmuje właściwości destrukcji materiału,
– $a(k)$ daje różne wagi sumowania związane z miejscem odbioru $r$.

Przedstawiony w formie zależności (17.2) sposób interpretacji drganiowego sygnału wyjściowego $y(t, \theta, r)$ jest w ogólnym przypadku wymuszeń obiektów o działaniu okresowym prawdziwy, lecz nie zawsze tak prosty jak na rysunku 17.3, gdzie pokazano powstawanie wymuszeń ze strony losowych oddziaływań wiatru na wysokie budowle, kominy, wieże i rejestrację odpowiedzi w postaci złożonego sygnału drganiowego.




Rysunek 17.3. Schemat blokowy generacji sygnału drganiowego w obiekcie
Źródło: na podstawie Cempela (1991).

W modelowaniu uwzględniono również to, że odbierany sygnał wyjściowy w dowolnym miejscu konstrukcji (rys. 17.3) jest ważoną sumą odpowiedzi na wszystkie zdarzenia elementarne $\varphi_i(t, \theta, r)$, występujące zawsze w tej samej sekwencji w poszczególnych punktach układu dynamicznego o impulsowej funkcji przejścia $h(t, \theta, r)$. Oddziaływania te się sumują i ulegają dodatkowemu przekształceniu wzdłuż różnych osi odniesienia, przy czym zmiana miejsca odbioru sygnału $r$ jest związana również ze zmianą transmitancji $H(f)$.

Zmiany stanu degradacji odzwierciedlają się także w zmiennych wartościach poziomu drgań, w zmianie transmitancji $H(f)$ albo FRF określanych od punktu wymuszenia do punktu odbioru (rys. 17.4).

Rysunek 17.4. Określenie transmitancji oraz FRF (ang. *Frequency Response Function*)
Źródło: opracowanie własne

$$H(f) = \frac{\ddot{x}}{F(t)F(t)} \qquad \text{FRF} = \frac{F(t)}{\ddot{x}} \tag{17.3}$$

Opracowany model przejścia sygnału drganiowego przez badane fragmenty konstrukcji opisano funkcją FRF – wyznaczaną w eksperymentalnej analizie modalnej jako stosunek siły wymuszającej drgania na wejściu do amplitudy przyspieszenia drgań na wyjściu. Inwersją funkcji FRF jest transmitancja $H(f)$ zdefiniowana jako stosunek odpowiedzi do wymuszenia.

Wskazane właściwości przedstawionego opisu modelu przejścia energii procesów drganiowych przez badane struktury konstrukcji wykorzystano w różnych badaniach autorów do oceny zmian stopnia degradacji konstrukcji w różnych strukturach (modelowanych i rzeczywistych) elementów maszyn i konstrukcji budowlanych.

### 17.2.3. Analiza modalna w identyfikacji stanu

Analiza modalna jest szeroko stosowana w badaniu uszkodzeń, modyfikacji struktury, aktualizacji modelu analitycznego i kontroli stanu, a także jest wykorzystywana do monitorowania poziomu dopuszczalnego drgań wielu różnych struktur w inżynierii lądowej. Stosowana już często w różnych obszarach analiza modalna jest techniką badania właściwości dynamicznych fragmentów konstrukcji, z wykorzystaniem parametrów modelu modalnego, składających się z częstości modalnych, tłumienia i postaci drgań (Uhl 1997).

Dla układów złożonych, często nieliniowych, do identyfikacji degradacji konstrukcji używa się analizy modalnej. W wyniku jej realizacji na bazie diagramów stabilizacji otrzymuje się model modalny pozwalający przewidzieć reakcje obiektu na dowolne zaburzenie, zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości.

Parametry modelu modalnego umożliwiają rozprzężenie równań opisujących drgania układu, a ich wartości wyznacza się z zależności:

$$m_r = \frac{1}{2j\varpi_r R_{ir}};\ k_r = \varpi_{nr}^2 m_r;\ c_r = 2m_r\varpi_{rn}\delta_m \tag{17.4}$$

Wielkości te opisują właściwości układu związane z *r*-tą częstością własną, a zmiany częstości własnej zależą od wielkości zmian sztywności lub masy oraz miejsca rozwoju uszkodzenia w konstrukcji. Model modalny może być dalej zidentyfikowany na rzeczywistym obiekcie na podstawie wyników eksperymentu identyfikacyjnego.

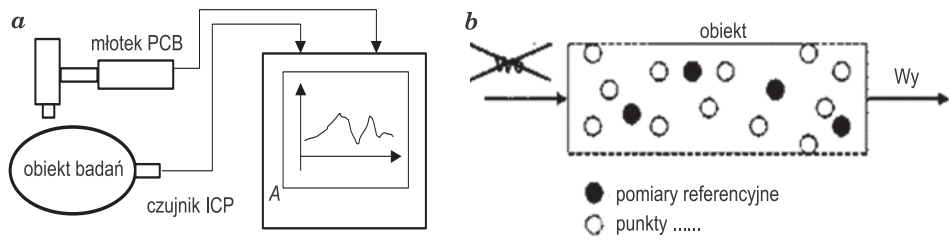
W praktyce wyróżnia się następujące rodzaje analizy modalnej (Żółtowski M. 2012):

– teoretyczną, która wymaga rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanego obiektu;
– eksperymentalną, wymagającą sterowanego eksperymentu identyfikacyjnego, podczas którego wymusza się drgania obiektu oraz mierzy się wymuszenie i odpowiedzi w jednym lub w wielu punktach rozmieszczonych na badanym obiekcie;
– eksploatacyjną, opierającą się na eksperymencie eksploatacyjnym, w którym się mierzy tylko odpowiedzi układu w wielu punktach pomiarowych, podczas gdy ruch obiektu jest spowodowany rzeczywistymi wymuszeniami eksploatacyjnymi.

**Teoretyczna analiza modalna** jest definiowana jako problem własny, zależny od macierzy mas, sztywności i tłumienia. Teoretyczna analiza modalna wymaga rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanej konstrukcji. Wyznaczone zbiory częstości własnych, współczynników tłumienia dla częstości własnych oraz postacie drgań własnych pozwalają na symulacje zachowania się konstrukcji w dowolnych wymuszeniach, doborze

sterowań, modyfikacji konstrukcji i innych. Teoretyczna analiza modalna ma zastosowanie głównie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji badań obiektu.

Eksperyment identyfikacyjny w **eksperymentalnej analizie modalnej** (rys. 17.5*a*) polega na wymuszeniu drgań obiektu z pomocą młotka modalnego z jednoczesnym pomiarem siły wymuszającej i odpowiedzi układu, najczęściej w postaci widma przyspieszeń drgań.




Rysunek 17.5. Istota badań w eksperymentalnej (*a*) oraz eksploatacyjnej analizie modalnej (*b*)
Źródło: na podstawie M. Żółtowskiego (2014b).

Model modalny (częstości drgań własnych, postacie drgań oraz tłumienie) jest uzyskiwany z diagramu stabilizacyjnego i prezentowanej programowo animacji postaci drgań. Dane te pozwalają na wyznaczenie charakterystycznych częstości drgań, które podlegają fluktuacjom podczas degradacji stanu w czasie trwania użytkowania, co wskazuje na zaawansowanie procesów destrukcji konstrukcji.

**Eksploatacyjna analiza modalna** jest wykorzystywana do identyfikacji obiektów o dużych rozmiarach przestrzennych i dużych masach, a oparta jest na pomiarze odpowiedzi na wymuszenia eksploatacyjne, będące wynikiem działania sił zewnętrznych (rys. 17.5*b*) bądź wymuszeń kinematycznych oraz procesu destrukcji elementów budowli. Eksploatacyjna analiza modalna umożliwia analizę modalną obiektów o dużych rozmiarach, dla których testy laboratoryjne byłyby utrudnione do realizacji. Modeluje też poprawnie obiekty, gdyż wymuszenia odpowiadają obciążeniom rzeczywistym ze względu na ich przebieg czasowy, rozkład przestrzenny oraz amplitudy i warunki brzegowe (Żółtowski M. 2015).

W praktycznym zastosowaniu w badaniach sygnalizowanych w tej pracy w większości zastosowań się zakłada, że na skutek uszkodzenia zmienia się lokalnie sztywność konstrukcji, co powoduje zmiany parametrów modelu modalnego. Za pomocą śledzenia zmian postaci drgań własnych można określić obszar, w którym występuje znaczna destrukcja.

## 17.3. Metodologia badań

**Metodologia** jest to nauka o metodach badań naukowych, ich skuteczności i wartości poznawczej. Uogólnia w danej dziedzinie zasady i metodyki postępowania badawczego mającego na celu poznanie rzeczywistości w ujęciu poznawczym i utylitarnym.

**Badania naukowe** są w większości przedsięwzięciami złożonymi, nastawionymi na efektywną realizację i uzyskiwanie wartościowych wyników. Metodę badań naukowych można rozumieć jako sposób sprawdzony, świadomie stosowany, powtarzalny i wzorcowy, a działanie metodyczne jako działanie zgodne z regułami działań racjonalnych.

**Metoda** jest to sposób wykonywania czynu złożonego, polegający na określonym doborze i układzie jego działań składowych, a przy tym zaplanowany i nadający się do wielokrotnego stosowania.

**Proces badawczy** to całościowy schemat działań podejmowany w celu wytworzenia wiedzy, to paradygmat naukowych dociekań. Etapy procesu badawczego to: problem badawczy, hipotezy, plan badawczy, pomiar, zbieranie danych, analiza danych, uogólnianie (generalizowanie).

Wynikiem postępowania badawczego prezentowanych przypadków badania w tej pracy, w ujęciu wskazanych zapisów metodologicznych, jest dążenie do:

– wypracowania metodyk szczegółowych badania nad rozwijającymi się uszkodzeniami w materiałach i elementach maszyn oraz konstrukcji budowlanych za pomocą estymatorów rozpływu energii drganiowej (w diagnostyce drganiowej i analizie modalnej)**;**
– opracowania algorytmów identyfikacji parametrów, akwizycji sygnałów, selekcji i redukcji informacji oraz optymalizacji modeli dynamicznych;
– opracowania procedur monitoringu rozwijających się uszkodzeń systemem diagnostycznym przeznaczonym do badania rozpływu energii drganiowej obiektów w inżynierii lądowej.

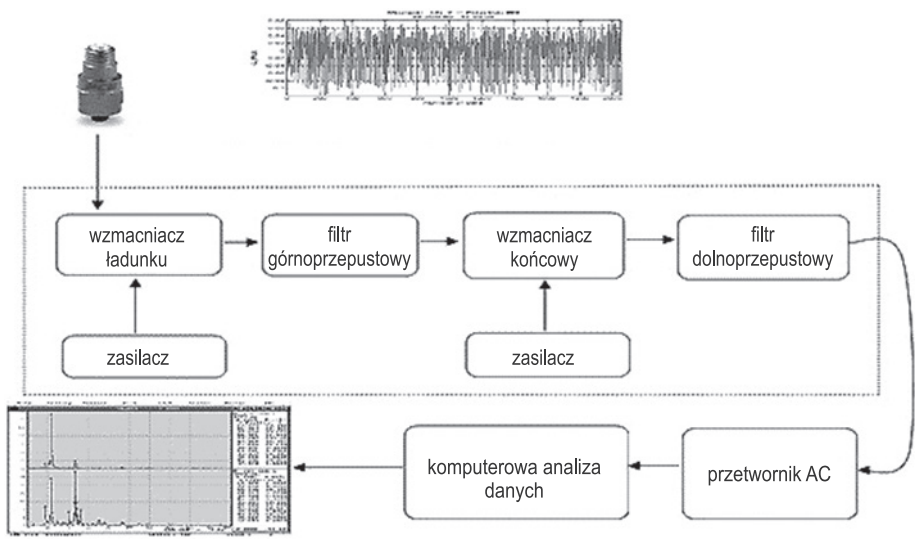
W metodzie pomiarowej (rys. 17.6) określania zmiennych obciążeń rejestruje się przebiegi czasowe przyspieszeń bądź odkształceń w wybranych punktach konstrukcji, które stanowią odpowiedź układu na zadane obciążenia. Bezpośredni pomiar obciążeń jest bardzo trudny i kosztowny, a często prawie niemożliwy. Wyznaczanie obciążeń przeprowadza się często za pomocą symulacji komputerowej modelu konstrukcji, w której przyjmuje się parametry zmierzonych przebiegów odpowiedzi modelu w punktach odpowiadających rozmieszczonym na konstrukcji czujnikom pomiarowym.

Pod względem istotnych składników plany badań naukowych są podobne, ale każdy plan realizacji tematu badawczego powinien obejmować następujące zadania:

– wybór problemu i ustalenie zakresu badania;
– ustalenie i uzasadnienie hipotez roboczych;

– wybór albo opracowanie metod badawczych;
– opracowanie metodyki badań (wybór obiektów, aparatura, warunki badań);
– analizę literatury związanej z tematem badania.

Realizacja tematu badawczego obejmuje wiele różnych czynności, które dzieli się na grupy stanowiące główne etapy realizacji zadania badawczego:
– zebranie i opracowanie wiedzy na temat;
– sformułowanie uogólnień i prognoz;
– przygotowanie badań właściwych;
– sprawdzenie dokonanych uogólnień;
– zredagowanie tekstu naukowego.




Rysunek 17.6. Schemat układu pomiarowego
do badania rozpływu energii drganiowej w obiekcie
Źródło: na podstawie Żółtowskiego (2004).

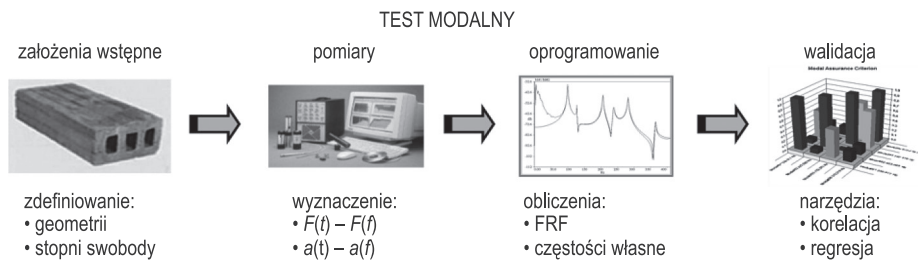
Do identyfikacji i opisu procesów drganiowej degradacji (uszkodzenia) obiektów (technicznych, budowlanych) opisanej metodologii postępowania w tym opracowaniu zaproponowano (rys. 17.6) i zweryfikowano procedury: akwizycji procesów drganiowych, przetwarzania procesów drganiowych, badania współzależności procesów drganiowych, badania wrażliwości symptomów drganiowych, wnioskowania statystycznego oraz wizualizacji wyników analizy.

Możliwość szybkiej oceny stanu i degradacji (technicznych, budowlanych) z wykorzystaniem proponowanych szczegółowych zastosowań miar rozpływu energii drganiowej opisano w wielu opracowaniach w związku z:
– nowymi procedurami metodyki badań w zakresie opracowywania danych pomiarowych;

– opracowaniami modeli przejścia energii drganiowej przez badane obiekty do oceny zmiany ich degradacji pod zmiennym obciążeniem;
– opracowaniem szczegółowych metodyk badania destrukcji elementów murowych za pomocą estymatorów drganiowych;
– opracowaniem systemu akwizycji, przetwarzania i wnioskowania statystycznego dla sygnałów drganiowych w badaniu nad destrukcją elementów i budowli murowych;
– weryfikacją przydatności zaproponowanych procedur w ocenie statystycznej badanych estymatorów drganiowych.

Duże możliwości zastosowania metod modalnych w identyfikacji degradacji maszyn i obiektów budowlanych zweryfikowano w badaniach nad:
– akwizycją procesów drganiowych w badaniach modalnych;
– przetwarzaniem procesów drganiowych według algorytmów metod modalnych;
– oceną współzależności procesów drganiowych w modelach modalnych;
– wrażliwością parametrów modalnych;
– wnioskowaniem statystycznym;
– wizualizacją wyników analizy.

Przydatność metod analizy modalnej do oceny destrukcji elementów i budowli murowych prowadzono w szerokim zakresie zastosowań na podstawie zaproponowanej (rys. 17.7) metodyki badań, ujmującej wszelkie zadania postępowania badawczego (Żółtowski M. 2015b).




Rysunek 17.7. Metodyka realizacji badań modalnych
Źródło: opracowanie własne.

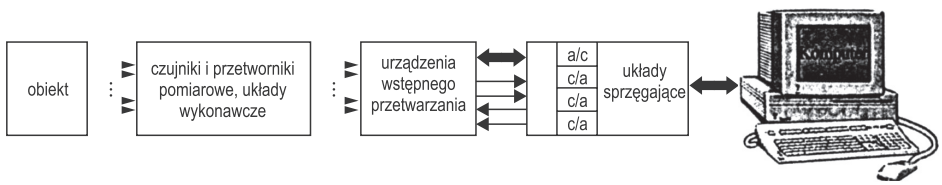
Proponowane metody i środki badawcze do badania nad rozpływem energii drganiowej do oceny destrukcji stanu w ewolucji systemów budowlanych i technicznych stanowią o istocie aspektów poznawczych zrealizowanych badań.

## 17.4. Przykłady zastosowań miar rozpływu energii drganiowej

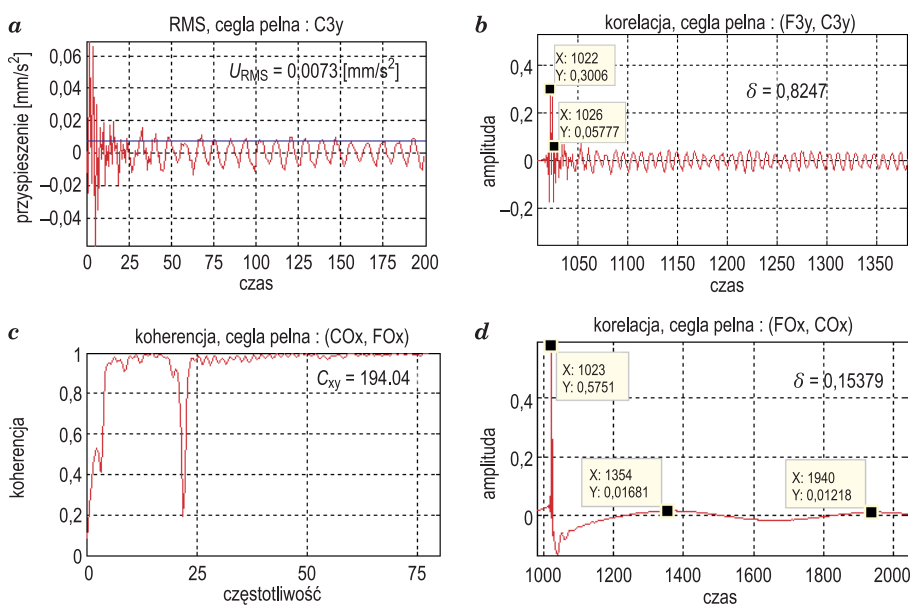
### 17.4.1. Miary drganiowe w zastosowaniach oceny degradacji elementów maszyn i konstrukcji budowlanych

Wskazania w zakresie wykorzystywania miar rozpływu energii drganiowej w ocenie jakości i degradacji systemów budowlanych przedstawiono sygnalnie w wybranych fragmentach różnych badań (Wiliams 1985). W badaniach nad rozpływem energii drganiowej wykorzystuje się różne konfiguracje dostępnej aparatury i oprogramowania (rys. 17.8).

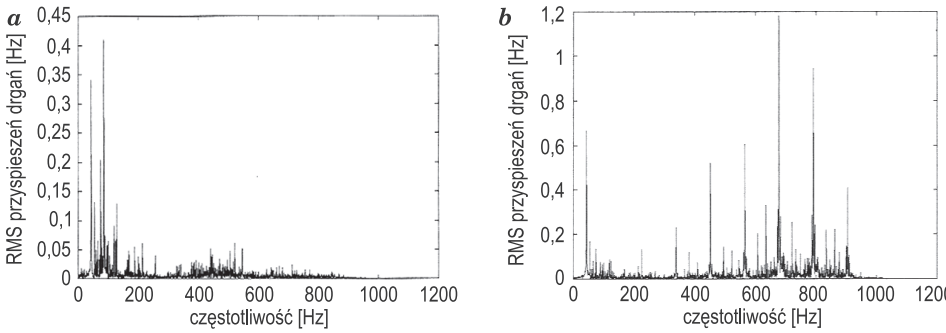
**Miary proste i złożone** są wykorzystywane w diagnostyce drganiowej maszyn i konstrukcji budowlanych; definiowane w kategoriach amplitudy, czasu i częstotliwości ($A$, $t$, $f$) na sygnale podstawowym z mierzenia drgań $A(t)$ w różny sposób prezentują badane zjawiska (rys. 17.9-17.11).




Rysunek 17.8. Układ pomiarowy ze wstępnym przetwarzaniem danych
Źródło: na podstawie Cempela (1991).




Rysunek 17.9. Przebieg wartości miar prostych $A(t)$ (*a*), $Rxy(t)$ (*b*) oraz wybranych miar złożonych funkcji koherencji (*c*) i funkcji korelacji wzajemnej (*d*)
Źródło: na podstawie B. Żółtowskiego (2012).




Rysunek 17.10. Widmo drgań łożyska zdatnego (*a*) i uszkodzonego (*b*)
Źródło: opracowanie własne.

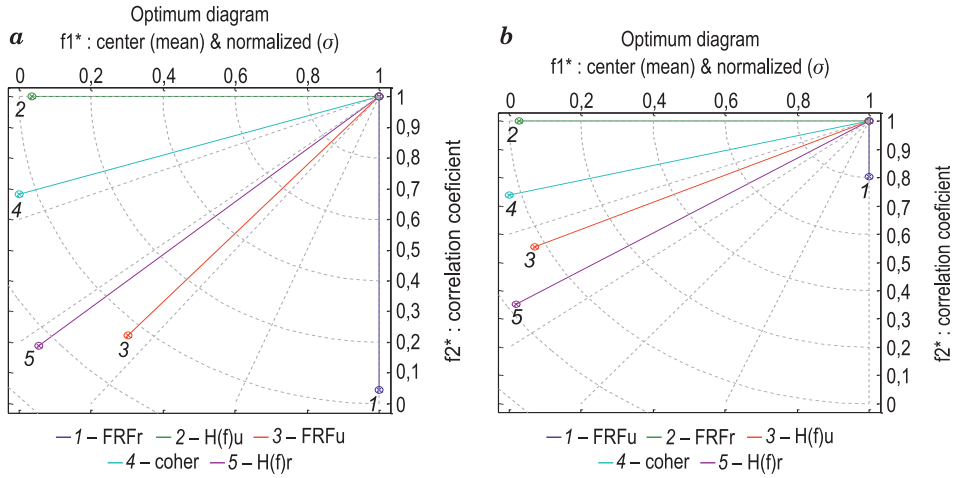
Rysunek 17.11. Gęstość rozkładu amplitud: *a* – wysmukły kształt – zdatny, *b* – rozmyty – uszkodzony
Źródło: opracowanie własne.

### 17.4.2. Selekcja informacji

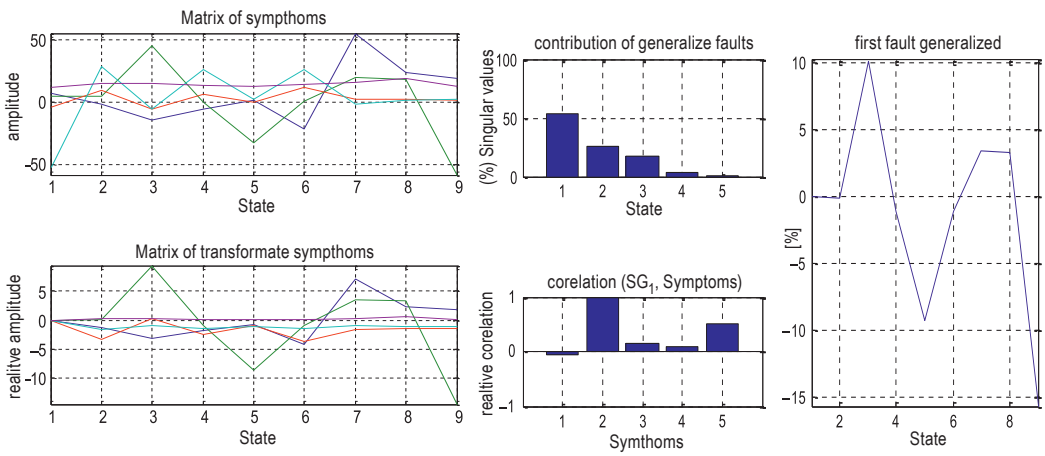
Przedstawione przykładowe miary stanu degradacji lepiej lub gorzej odzwierciedlają badane zmiany stanu, co wymusza potrzebę selekcji pozyskiwanych informacji.

**OPTIMUM** to zaproponowana wstępna metodyka selekcji informacji porządkująca mierzone symptomy w kolejności rankingowej zależnej od odległości od punktu idealnego (1,1). Wykorzystuje się tu miary statystyczne (np. zmienność symptomów, współczynnik zmienności, korelacji) opisujące wrażliwość i przydatność mierzonych symptomów, a do dalszego wnioskowania arbitralnie wybiera się najlepsze (rys. 17.12), położone najbliżej punktu idealnego.

**SVD** (*Singular Value Decomposition*) to numeryczna metodyka przetwarzania informacji podczas wielowymiarowej obserwacji zachodzących procesów destrukcji w budownictwie. Zaleca się w niej wykorzystywanie we wnioskowaniu wszystkich możliwych do mierzenia miar procesów drganiowych, co pozwoli na uzyskanie po unormowaniu miar informacji o liczbie rozwijających się uszkodzeń, oceny przydatności miar we wnioskowaniu i predykcji wrażliwych symptomów (rys. 17.13).

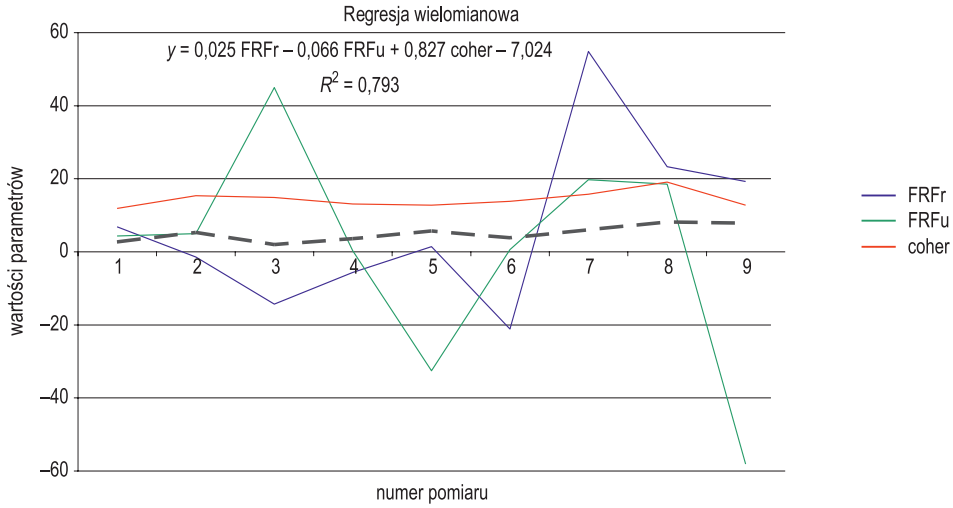



Rysunek 17.12. Ranking wrażliwości miar drganiowych
dla dwóch różnych segmentów ceramicznych
Źródło: opracowanie własne.




Rysunek 17.13. Wyniki z procedury SVD dla badanych segmentów silikatowych wzdłuż osi *X*
Źródło: opracowanie własne.

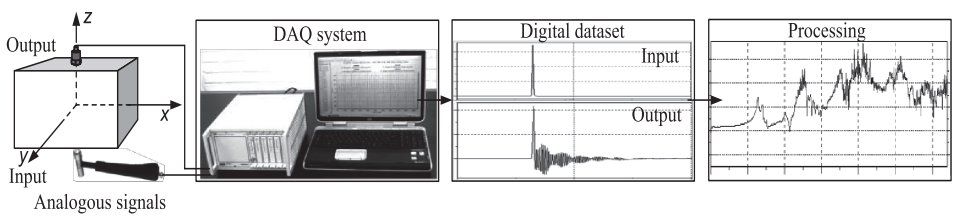
**Modele związania** opisujące zależności przyczynowo-skutkowe (co od czego i jak zależy) wykorzystują miary proponowane do wnioskowania w procedurach OPTIMUM oraz SVD. Dobroć modelu w odniesieniu do wyników pomiarów jest oceniana współczynnikiem determinacji $R^2$. Dostępne oprogramowania EXCEL i MATLAB są bardzo przydatne na etapie tworzenia modeli wnioskowania i w przyjazny sposób prezentują wyniki (rys. 17.14).




Rysunek 17.14. Matematyczny model destrukcji segmentów silikatowych – *Xi*
Źródło: opracowanie własne.

### 17.4.3. Analiza modalna w opisie degradacji stanu

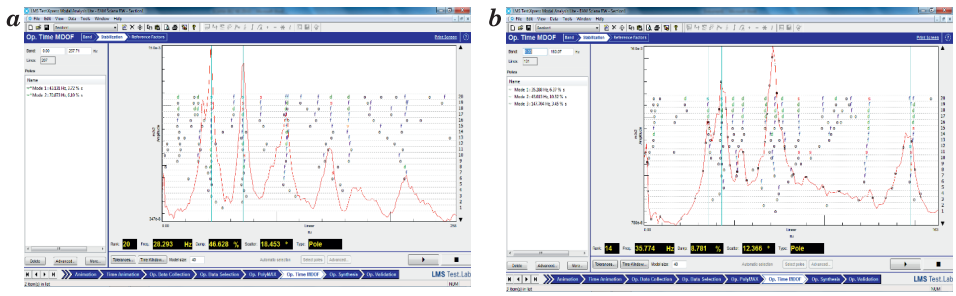
Właściwości dynamiczne układów liniowych o stałych parametrach można scharakteryzować za pomocą **impulsowej funkcji przejścia** $h(t)$ definiowanej w dziedzinie czasu albo za pomocą **transmitancji** $H(f)$ definiowanej w dziedzinie częstotliwości. Sposób postępowania badawczego w celu określenia transmitancji w eksperymentalnej analizie modalnej (EAM) przedstawiono na rysunku 17.15.




Rysunek 17.15. Idea wyznaczania $H(f)$ dowolnej konstrukcji w EAM
Źródło: opracowanie własne.

Do pomiarów przebiegów czasowych wymuszenia i odpowiedzi badanego układu i określenia funkcji $H(f)$ wykorzystano aparaturę pomiarową firmy LMS TEST.XPRESS. Oprogramowanie to umożliwia łatwe przeprowadzenie zarówno analizy modalnej elementów konstrukcyjnych, jak i innych dowolnych konstrukcji budowlanych.

Podstawowe dane do modelu modalnego (częstości drgań, tłumienie) wyznacza się z uzyskiwanych w badaniach diagramów stabilizacji. Dla charakterystycznych i ważnych częstotliwości drgań można wygenerować postacie drgań, bardzo przydatne podczas wnioskowania. Diagramy stabilizacji przedstawione na rys. 17.16 (z dodatkowo wyznaczonym widmem drgań częstotliwości) określają częstości drgań własnych dla różnych stanów degradacji ściany ceglanej.




Rysunek 17.16. Diagramy stabilizacji ściany ceglanej z jedną rysą (*a*) i z dwiema rysami pęknięcia (*b*) z wymuszeniem
Źródło: opracowanie własne.

W tabeli 17.1 przedstawiono zestawienie częstotliwości drgań własnych wygenerowanych dla pomiarów różnych stanów degradacji badanej konstrukcji ceglanej.

Tabela 17.1. Zestawienie częstotliwości drgań własnych dla różnych stanów degradacji konstrukcji

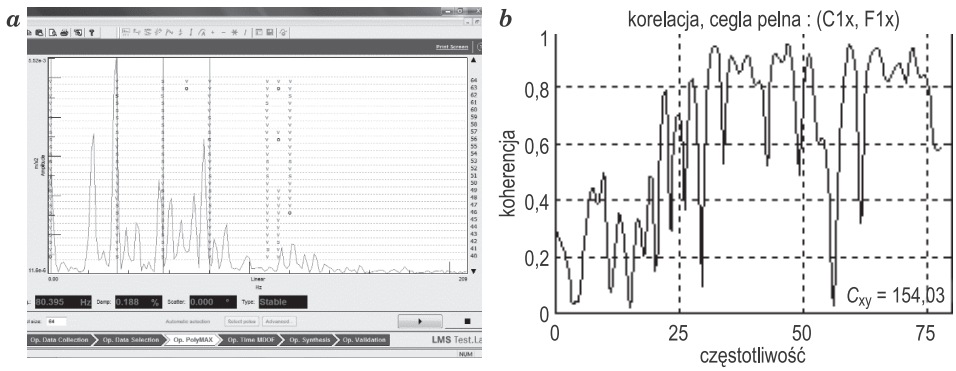
| Wymuszenia | Ściana zdatna [Hz] | 1 pęknięcie [Hz] | 2 pęknięcia [Hz] |
|---|---|---|---|
| Bez wymuszenia | 71,388 | 39,999 | 29,831 |
| Bez wymuszenia | 81,699 | 40,806 | 39,207 |
| Z wymuszeniem | 43,526 | 41,271 | 70,844 |
| Z wymuszeniem | 81,699 | 147,588 | 110,296 |

Źródło: opracowanie własne.

Z przytoczonych wyników badań można wstępnie wnioskować, że dla konstrukcji murowych ceglanych zdatnych wygenerowano częstotliwość drgań własnych na poziomie 70-80 Hz, a dla konstrukcji uszkodzonych wygenerowano częstotliwości drgań własnych na poziomie o wiele niższym – 30-40 Hz.

### 17.4.4. Badania nad miarami energii drganiowej w technologii produkcji materiałów

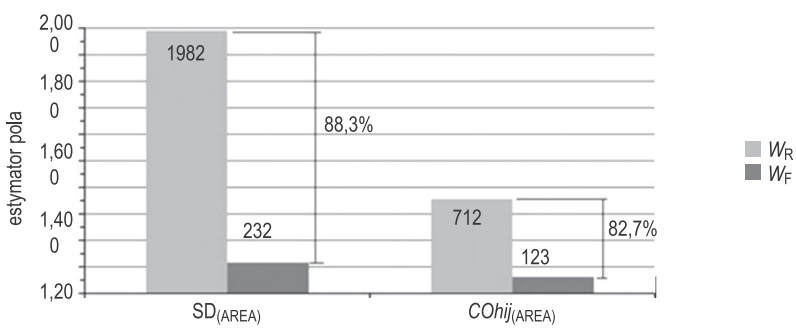
Zastosowania przemysłowe miar drganiowych dotyczą głównie wykorzystania miar złożonych energii drganiowej dobrze różnicujących badane stany degradacji. Badane elementy murowe w procesie technologicznym wytwarzania oceniano za pomocą diagramów stabilizacji i funkcji koherencji, a przykładowe wyniki tych badań przedstawiono na rysunku 17.17.




Rysunek 17.17. Przykładowe przebiegi diagramu stabilizacji (*a*) i funkcji koherencji (*b*) dla cegieł
Źródło: opracowanie własne.

Wnioskowanie o stanie z przebiegów funkcyjnych w warunkach przemysłowych jest utrudnione, zaproponowano więc miary dyskretyzujące w postaci pola pod badaną funkcją (wyrażanego liczbowo) dla diagramu stabilizacji i funkcji koherencji – rysunek 17.18.

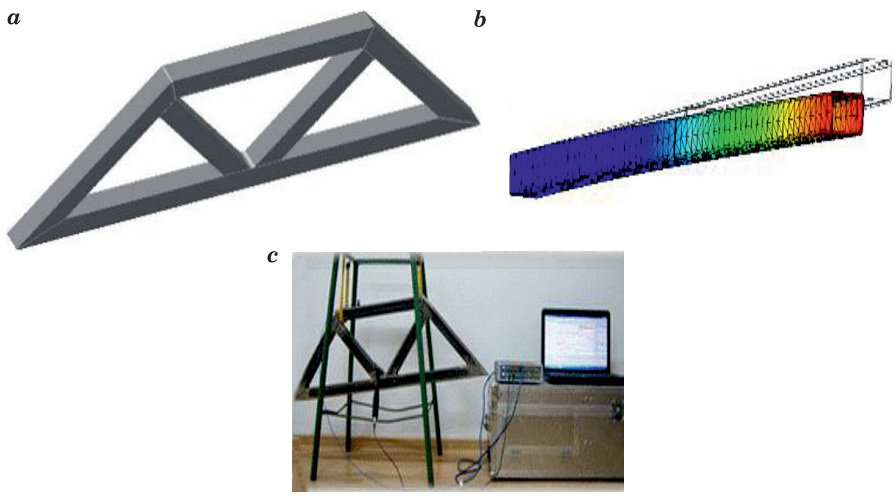
Zaproponowane miary użytkowe oceny jakości produkcji cegieł mają prostą interpretację fizyczną i dużą efektywność rozpoznawania elementów wadliwych.




Rysunek 17.18. Wartości pola do oceny liczbowej w zadanym przedziale
Źródło: opracowanie własne.

### 17.4.5. Doskonalenie MES metodami analizy modalnej

Metody analizy modalnej są wykorzystywane do doskonalenia praktycznej weryfikacji jakości modeli destrukcji w metodach elementów skończonych (MES). Zamodelowano wybrany fragment konstrukcji kratownicowej w oprogramowaniu INVENTOR. Modele powiązano za pomocą relacji geometrycznych, zgodnie z charakterem współpracy tych elementów. Na rysunku 17.19 przedstawiono rzeczywisty i zamodelowany fragment konstrukcji badany teoretyczną analizą modalną.




Rysunek 17.19. Model rzeczywisty (*a*), teoretyczny (*b*) i stanowisko badawcze (*c*) elementu kratownicy
Źródło: opracowanie własne.

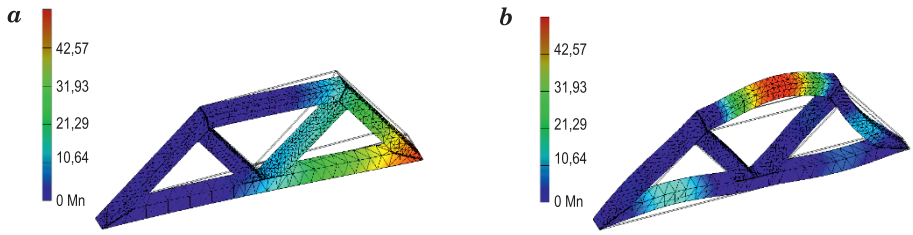
Do opisu dynamiki konstrukcji zastosowano modele strukturalne, które zbudowano zgodnie z zasadami metody elementów skończonych (MES). W ramach wykonania obliczeń teoretycznych z wykorzystaniem metody analizy modalnej wygenerowano charakterystyczne częstotliwości drgań własnych dla badanego fragmentu konstrukcji dźwigowej, które zestawiono w tabeli 17.2. Podczas symulacji ograniczono liczbę wyznaczanych częstotliwości drgań własnych do 20.

Tabela 17.2. Częstotliwości drgań własnych wygenerowane podczas teoretycznej analizy modalnej

| F1 [Hz] | F2 [Hz] | F3 [Hz] | F4 [Hz] | F5 [Hz] | F6 [Hz] | F7 [Hz] | F8 [Hz] | F9 [Hz] | F10 [Hz] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 71,29 | 289,40 | 345,10 | 350,83 | 792,55 | 904,46 | 995,99 | 1063,37 | 1063,84 | 1168,01 |
| F11 [Hz] | F12 [Hz] | F13 [Hz] | F14 [Hz] | F15 [Hz] | F16 [Hz] | F17 [Hz] | F18 [Hz] | F19 [Hz] | F20 [Hz] |
| 1273,96 | 1373,37 | 1577,62 | 1702,82 | 1814,78 | 1847,73 | 1930,23 | 2076,51 | 2290,80 | 2357,98 |

Źródło: opracowanie własne

Otrzymane w wyniku symulacji częstotliwości i postacie drgań własnych pozwalają wskazać najbardziej podatne dynamicznie obszary badanego fragmentu konstrukcji (rys. 17.20).




Rysunek 17.20. Drgania giętne kratownicy spawanej w częstotliwości 71,29 [Hz] (*a*) oraz pierwsza postać drgań o charakterze giętno-skrętnym w częstotliwości 995,99 [Hz] (*b*)
Źródło: opracowanie własne

Dokładna analiza postaci drgań własnych uzyskana z badań diagramów stabilizacji (rys. 17.9) umożliwia porównanie z wynikami z MES i bardzo wnikliwe poznanie struktury i stanu degradacji, wymaga to jednak połączenia wiedzy z kilku innych dziedzin nauk technicznych.

Wyniki rozważań teoretycznych w modelowaniu symulacyjnym oraz ich weryfikacja stanowiskowa na modelu fragmentu kratownicy dają przesłanki do metodologii rozpoznawczych badań drganiowych fragmentów obiektów złożonych metodami analizy modalnej i stanowią początek oraz przygotowanie do szerszych badań nad obiektami rzeczywistymi.

### 17.4.6. Miary rozplywu energii drganiowej w maszynach

Rola drgań oraz opisujących je miar rozpływu energii w inżynierii mechanicznej jest istotna i stanowi motywację do studiów i zastosowań przedmiotu podstawy dynamiki maszyn. Obserwując więc stan maszyny za pomocą pomiarów drgań (zależnie od typu maszyny i elementu mierzy się przyspieszenie $a$, prędkość $v$, przemieszczenie $x$), można przewidzieć czas wystąpienia ewentualnej awarii i zapobiec jej przez wykonanie właściwej naprawy. Co więcej, obserwując skład energetyczny miar wyróżnionych jako symptomy drganiowe stanu zdatności, można określić element, który należy odnowić.

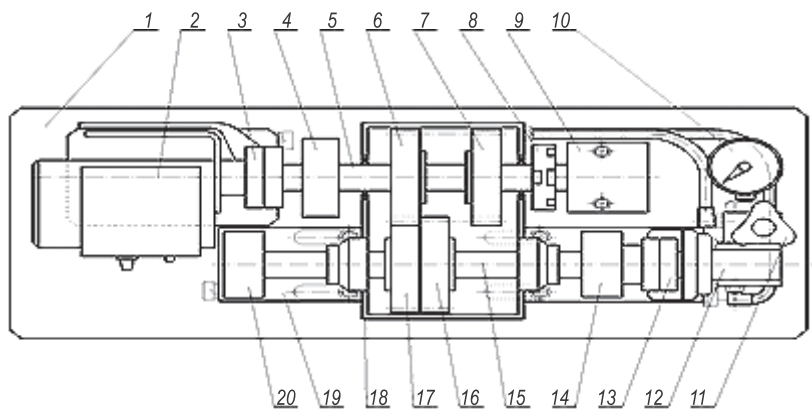
Czynnikiem determinującym oddziaływania energetyczne i ich efektywność w systemie mechanicznym jest charakterystyka drganiowa złożonego układu mechanicznego, na ogół wielorezonansowego, często nieliniowego i o zmiennych parametrach w skali czasu życia systemu lub czasu własnego procesu technologicznego. Minimalizacja oddziaływań energetycznych źródeł musi zatem prowadzić przez identyfikację charakterystyk dynamicznych i utworzenie dostatecznie dokładnego, ale jednocześnie możliwie prostego, modelu energetycznego

do wiarygodnej symulacji i minimalizacji obciążeń dynamicznych przez np. zmianę parametrów mechanicznych lub parametrów procesu technologicznego.

Głównymi metodami analizy dynamicznej obiektu są metody analizy modalnej, w tym metoda eksperymentalnej analizy modalnej i metoda eksploatacyjnej analizy modalnej.

Model modalny otrzymany w wyniku analizy modalnej jest opisany zbiorem częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Odwzorowuje on zatem zmiany stanu dynamicznego reprezentowane przez zmiany masy, sztywności oraz tłumienia występujące w równaniach opisujących funkcjonowanie maszyn. Znajomość zachowania się modelu w określonych sytuacjach pozwala na określenie możliwych miejsc uszkodzeń oraz przeciwdziałanie im przez wprowadzanie modyfikacji: masy (w jednym lub wszystkich kierunkach drgań układu), tłumienia oraz sztywności (między poszczególnymi punktami modelu lub między punktem a ziemią).

Obiektem badań w eksperymentalnej analizie modalnej była przekładnia zębata DMG-1 o kołach zębatych przesuwnych i zębach prostych, składająca się z czterech kół osadzonych na dwóch wałach (rys. 17.21). W badaniach rozpoznawczych modelowano zmiany stanu w warunkach eksperymentu czynnego.

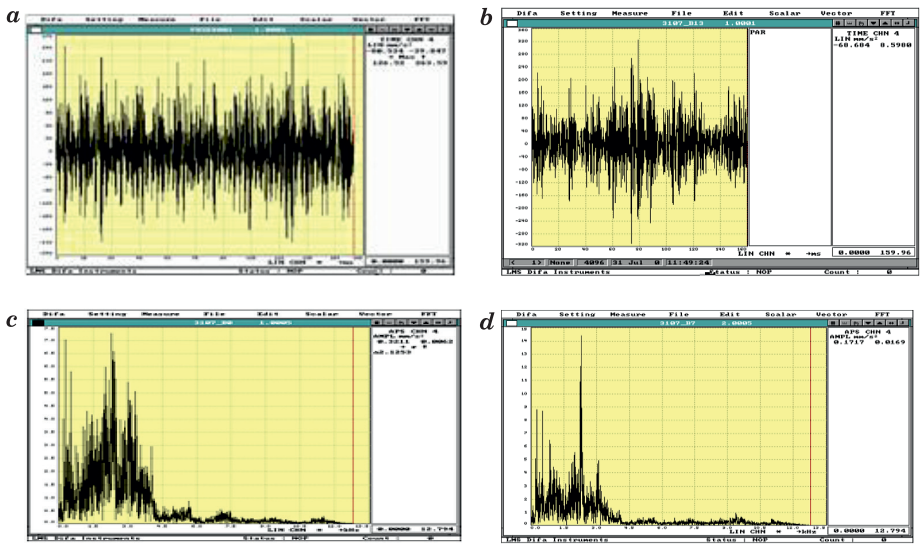



*1* – płyta podstawowa
*2* – silnik elektryczny o regulowanej prędkości obrotowej
*3* – sprzęgło podatne palcowe
*4* – łożysko toczne
*5* – wał napędzający
*6* – koło zębate nowe
*7* – koło zębate zużyte
*8* – tarcza z wycięciami
*9* – łożysko toczne w obudowie dzielonej
*10* – manometr
*11* – zawór przepływowy
*12* – pompa hydrauliczna zębata
*13* – sprzęgło
*14* – łożysko toczne
*15* – wał odbiorczy
*16* – koło zębate zużyte
*17* – kolo zębate nowe
*18* – obudowa przekładni
*19* – płyta przesuwna
*20* – łożysko toczne

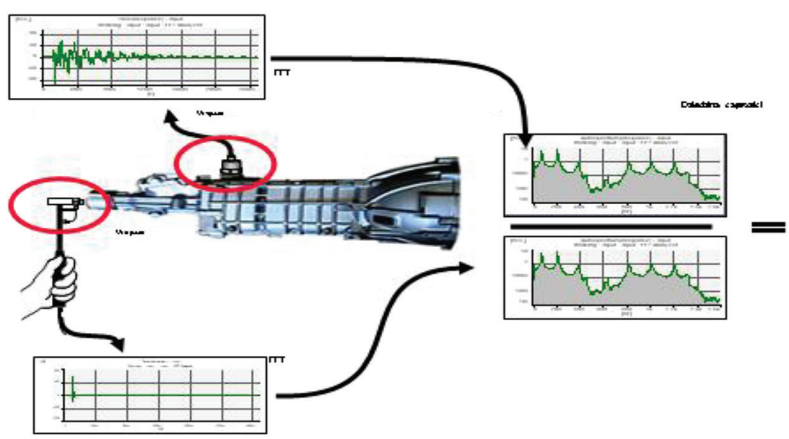
Rysunek 17.21. Ogólny widok budowy badanej przekładni
Źródło: opracowanie własne.

W badaniach modalnych wyróżnionych stanów przekładni zębatej uzyskano przebiegi przykładowych miar rozpływu energii przedstawione na rysunku 17.22.

Wyniki drganiowych symptomów w badaniach stanowiskowych po przetworzeniu według zasad diagnostyki drganiowej stanowią podstawę do wnioskowania o zmieniającym się stanie technicznym przekładni. W badaniach modalnych skrzyni biegów otrzymuje się modele modalne, których parametry są opisywane przez uzyskiwane programowo (rys. 17.23) diagramy stabilizacji.




Rysunek 17.22. Wybrane miary stanu (przebiegi czasowe, widma drgan) sygnału drganiowego przekładni zdatnej (*a*) oraz uznanej za uszkodzoną (*b*)
Źródło: opracowanie własne.



Rysunek 17.23. Badania skrzyni biegów w eksperymentalnej analizie modalnej
Źródło: opracowanie własne.

Ideą tej metody jest śledzenie zmian parametrów modelu modalnego, powstających na skutek rozregulowań, zużycia, uszkodzeń lub awarii, na podstawie bieżących obserwacji obiektu. Z diagramu stabilizacji do analizy należy wybrać bieguny dla określonych częstotliwości drgań własnych, pokrywające się z charakterystyką widmową na diagramie. Jest również możliwość zwiększenia obliczeniowych rzędów modelu modalnego, lecz nie jest to wskazane działanie, gdyż kolejne wyższe rzędy w modelu tworzą tzw. obliczeniowe drgania własne, które nie występują w obiekcie rzeczywistym. Miary drganiowe oraz ich porównanie z wynikami analizy modalnej doskonalą metodykę badań wibroakustycznych obiektów technicznych.

## 17.5. Wnioski

Przedstawiona problematyka wieloletnich dociekań teoretyczno-eksperymentalnych mieści się w obszarze badań i oceny stanu destrukcji konstrukcji i maszyn budowlanych w zakresie optymalizacji ich stanu dynamicznego, odzwierciedlającego przepływ energii w nowoczesnych konstrukcjach, z różnymi wymuszeniami. Tematyka ta w praktycznych zastosowaniach pozwala na lepsze zrozumienie zachowania się złożonych konstrukcji, ich optymalizację w procesie projektowania i oceny stanów niebezpiecznych.

Treści tego opracowania wpisują się w rozwój nowych technologii diagnostyki i identyfikacji uszkodzeń konstrukcji i maszyn w budownictwie, z wykorzystaniem metod badania rozpływu energii drganiowej, a w tym przypadku głównie diagnostyki drganiowej i analizy modalnej.

Przedstawione wyniki badań wskazują, że istnieje możliwość rozróżniania właściwości materiałowych konstrukcji różnymi sposobami, z wieloma problemami pozyskiwania, przetwarzania i opracowania statystycznego, co ma wpływ na dużą możliwość rozróżniania stanu degradacji oraz właściwości wytrzymałościowych.

Badania wykazały jednoznaczne zmiany wartości mierzonych symptomów rozpływu energii drganiowej w różnych zastosowaniach i w określonym przedziale zmienności opisanych szczegółowo jako wyniki badań w wielu publikacjach. W badaniach potwierdzono również przydatność oprogramowania INVENTOR do modelowania stanu i rozpoznawania degradacji obiektów określanych w metodzie elementów skończonych. Wyniki badań symulacyjnych weryfikowane wynikami z badań modalnych potwierdzają możliwość doskonalenia MES metodami modalnymi.

Zweryfikowana praktycznie ocena wrażliwości estymatorów drganiowych i składowych modelu modalnego na stopień degradacji maszyn i konstrukcji budowlanych ukazuje w stopniu zadowalającym dla praktyki różnice między konstrukcją zdatną i uszkodzoną. Możliwe staje się zatem nieinwazyjne określanie zagrożeń budowlanych na podstawie badania wybranych miar rozpływu energii drganiowej.

**Literatura**


Brown D., Allemang R.1983. *Multiple Input Experimental Modal Analysis*. Fall Technical Meeting, Society of Experimental Stress Analysis, Salt Lake City.

Cempel C. 1991. *Vibroacoustical Condition Monitoring*. Ellis Ltd., Chichester, New York.

Peeters B., Ventura C. 2003. *Comparative study of modal analysis techniques for bridge dynamic characteristics*. Mechanical Systems and Signal Processing, 17(5): 965-988.

Uhl T. 1997. *Computer-aided identification of mechanical structure models*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa.

Williams R., Crowley J., Vold H. 1985. *The multivariate mode indicators function in modal analysis*. Proceedings of International Modal Analysis Conference III.

Żółtowski B., Cempel C. 2004. *Engineering of diagnostics machines*. Polskie Towarzystwo Diagnistyki Technicznej, Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom.

Żółtowski B., Łukasiewicz M. 2012. *Diagnostyka drganiowa maszyn*. Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom.

Żółtowski B., Łukasiewicz M., Kałaczyński T. 2012. *Techniki informatyczne w badaniach stanu maszyn*. Wydawnictwo Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego, Bydgoszcz.

Żółtowski B., Żółtowski M. 2015. *Vibration signals in mechanical engineering and construction*. Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom.

Żółtowski M. 2011. *Informatyczne systemy zarządzania w inżynierii produkcji*. Instytut Technologii Eksploatacji – Państwowy Instytut Badawczy, Radom.

Żółtowski M. 2012. *Operacyjna analiza modalna w badaniach konstrukcji budowlanych*. Wydawnictwo Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego, Bydgoszcz.

Żółtowski M. 2014a. *Investigations of harbour brick structures by using operational modal analysis*. Polish Maritime Research, 1(81), 21: 42-54.

Żółtowski M. 2014b. *Opis drganiowy konstrukcji budowlanych*. Logistyka, 6: 412-423.

Żółtowski M., Liss M. 2016a. *The use of modal analysis in the evaluation of welded steel structures*. Studies and Proceedings of Polish Association for Knowledge Management, 79: 233-248.

Żółtowski M., Liss M. 2016b. *Zastosowanie eksperymentalnej analizy modalnej w ocenie zmian sztywności prostego elementu konstrukcyjnego*. Studies and Proceedings for Knowledge Management, 80: 103-126.

Żółtowski M., Martinod R.M. 2015. *Quality identification methodology applied to wall-elements based on modal analysis*. Civil Engineering the Athens Institute for Education and Research, Emerald, Athens.

Żółtowski M., Martinod R.M. 2016. *Technical Condition Assessment of Masonry Structural Components using Frequency Response Function (FRF)*. Masonry International Journal of the Masonry Society, 29(1): 23-26.


## ELEMENTY GŁÓWNE METODYKI BADANIA MIAR ROZPŁYWU ENERGII DRGAŃ W MASZYNACH I KONSTRUKCJACH STALOWYCH


S t r e s z c z e n i e

W opracowaniu wskazano na zakres możliwych zastosowań badania miar rozpływu energii drganiowej wykorzystywanych w badaniu procesów drganiowych i metodach analizy modalnej w obszarze budownictwa, w ramach metodologii badań. Analizy teoretyczne i weryfikacja praktyczna badania wielu różnych materiałów i budowli oraz różnych maszyn związanych z budownictwem i technologią realizacji różnych procesów fizycznych w ujęciu interdyscyplinarnym wskazują na szerokie możliwości zastosowań opisanych dokonań. Uznając potrzebę doskonalenia metod badania maszyn i konstrukcji budowlanych do oceny ich stanu degradacji, w pracy przedstawiono uogólnione oraz istotne wyniki postępowania badawczego w zakresie weryfikacji skuteczności opracowanych różnych metodyk szczegółowych realizowanych w badaniach symulacyjnych, stanowiskowych i eksploatacyjnych.

# MAIN ELEMENTS OF METHODOLOGY FOR TESTING THE MEASURES OF VIBRATION ENERGY DISTRIBUTION IN STEEL MACHINES AND CONSTRUCTION


## Abstract

The paper indicates the range of possible applications of measuring vibrational energy flow measurements used in the study of vibration processes and modal analysis methods in the field of test methodology and detailed methodologies of technical sciences. Theoretical analysis and practical verification of the study of many different materials and structures and various machines in an interdisciplinary approach indicate the wide range of applications for the described achievements.

Recognizing the need to improve the methods of testing machines and building structures for the purpose of assessing their degradation status – this paper presents generalized and significant results of the research procedure in the verification of the effectiveness of different detailed methodologies for the application of vibration measurement in simulation, bench and exploitation tests.

Tomasz Olkowski[1], Seweryn Lipiński[2], Rafał Wojtkiewicz[3]

ROZDZIAŁ 18

# ANALIZA MOŻLIWOŚCI OSIĄGNIĘCIA SAMOWYSTARCZALNOŚCI ENERGETYCZNEJ NA PRZYKŁADZIE GMINY ŻUROMIN

## 18.1. Wprowadzenie

Dążenie gmin do samowystarczalności energetycznej jest zjawiskiem, które obserwuje się od co najmniej kilku lat. Analizując literaturę podejmującą tę problematykę, można dopatrzeć się istnienia wielu, często niezależnych, przyczyn tego zjawiska. Jak zauważa Engelken i in. (2016) najważniejsze czynniki to świadomość ekologiczna, przychody pochodzące z podatków i większa niezależność od prywatnych przedsiębiorstw użyteczności publicznej. Z tej samej publikacji wynika jednak także, że obywatele, środowisko polityczne, lokalna władza polityczna (np.: burmistrz, wójt) i środki budżetowe również są istotnymi czynnikami dla gminy dążącej do samowystarczalności energetycznej. Podobne wnioski można wyciągnąć z prac Haubera i Ruppert-Winkela (2012), Rae'a i Bradleya (2012), Balcombe'a i in. (2015), Wocha i in. (2017), czy Balesta i in. (2019).

Drugim czynnikiem, często odgrywającym główną rolę, jest niekorzystna lokalizacja gminy – z dala od infrastruktury zaopatrującej odbiorców w energię elektryczną bądź paliwa. Trudności w zaopatrzeniu w energię mogą stanowić potężną motywację do podejmowania działań na rzecz uzyskania niezależności energetycznej (Abegg 2011; Iglesias, Carballo 2011; Rae, Bradley 2012; Rezaei, Dowlatabadi 2016). Istnieją jednak również takie lokalizacje, w których warunki lokalne (położenie sprzyjające pozyskiwaniu energii ze źródeł odnawialnych, obecność zakładów wytwarzających odpady, które można wykorzystać do celów energetycznych itp.) sprawiają, że względnie łatwo jest osiągnąć samowystarczalność energetyczną (Rae, Bradley 2012; Ramos i in. 2014; Bieranowski, Olkowski 2016; Bertsch i in. 2017; Gu i in. 2017; Lipiński i in. 2018).

Niezależnie od przyczyn napędzających dążenie do samowystarczalności energetycznej jedno jest pewne – samowystarczalność energetyczną

[1] Katedra Elektrotechniki Energetyki Elektroniki i Automatyki, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: tomasz.olkowski@uwm.edu.pl.

[2] Katedra Elektrotechniki Energetyki Elektroniki i Automatyki, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: seweryn.lipinski@uwm.edu.pl.

[3] Katedra Elektrotechniki Energetyki Elektroniki i Automatyki, Wydział Nauk Technicznych, Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie, e-mail: rafal.wojtkiewicz@student.uwm.edu.pl.

danego obszaru uzyskuje się przez substytucję energii pochodzącej ze źródeł konwencjonalnych energią ze źródeł lokalnych. Tymi źródłami w większości polskich gmin są przede wszystkim produkty uboczne pochodzenia rolnego. Ponadto niektóre gminy mogą też być bogate w źródła energii, których występowanie zależy od specyficznych uwarunkowań, jak położenie geograficzne czy panujący klimat. W zakresie wykorzystania tych uwarunkowań mieści się wykorzystanie energii wiatru, płynących wód czy promieniowania słonecznego.

Ogólnie rzecz biorąc, wykorzystanie lokalnych odnawialnych źródeł energii pozwala na ograniczenie zużycia energii konwencjonalnej, konsekwentnie zmierza do nadania jej funkcji rezerwowego źródła energii. Takie podejście pozwoli na bardziej efektywne wykorzystanie energii ze źródeł konwencjonalnych, co w kontekście wciąż niezażegnanego kryzysu energetycznego może być korzystne dla lokalnej ludności, środowiska naturalnego i gospodarki.

Rozważania nad tymi problemami doprowadziły do zbadania problemu. Głównym celem pracy jest odpowiedź na pytanie, czy możliwe jest osiągnięcie samowystarczalności energetycznej na obszarze pojedynczej gminy. Do przeprowadzenia badania wybrano gminę Żuromin położoną w województwie mazowieckim.

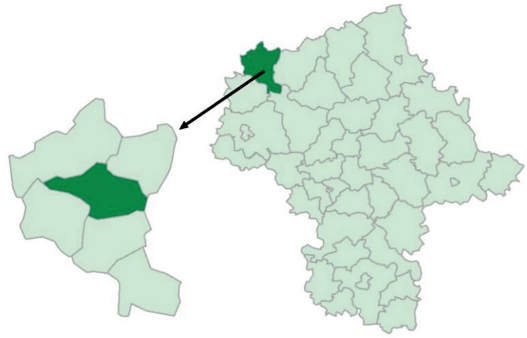
## 18.2. Materiał i metody

### 18.2.1. Charakterystyka badanej gminy

Podstawą opracowania jest analiza potencjału energetycznego lokalnych źródeł energii pod kątem produkcji energii elektrycznej oraz produkcji ciepła. Dane niezbędne do realizacji celu pracy pozyskiwano przede wszystkim z dokumentacji jednostek samorządu terytorialnego oraz z materiałów publikowanych przez Główny Urząd Statystyczny.

Przedmiotem badań był obszar gminy Żuromin. Jest to gmina miejsko-wiejska, która znajduje się w północno-zachodniej części województwa mazowieckiego. Całkowita powierzchnia gminy wynosi 133 $km^2$. W 2017 r. zaludnienie w gminie wynosiło 14 511 osób (SVS, 2019), a gęstość zaludnienia 109 os./$km^2$. W granicach gminy znajduje się 29 miejscowości, w tym 23 sołectwa. Dokładną lokalizację gminy Żuromin w granicach województwa mazowieckiego przedstawiono graficznie na rysunku 18.1.

Ze względu na cel pracy charakterystykę badanej gminy dopełniono analizą struktury użytkowania gruntów. Wiedza na ten temat często bywa pomocna w identyfikacji potencjalnych nośników energii na terenach wiejskich. Jak już wspomniano, na terenach wiejskich zwykle znaczącym potencjałem energetycznym wyróżniają się produkty uboczne pochodzenia rolnego, np. słoma zbóż, której ilość zależy również m.in. od wielkości powierzchni gruntów przeznaczonych pod uprawy. Wyniki tej analizy przedstawiono w tabeli 18.1.



Rysunek 18.1. Lokalizacja gminy Żuromin na tle powiatu żuromińskiego oraz położenie powiatu w woj. mazowieckim
Źródło: opracowanie własne na podstawie SVS (2019).

Tabela 18.1. Struktura użytkowania gruntów w gminie Żuromin

| Rodzaje gruntów | Powierzchnia [ha] | Udział [%] |
|---|---|---|
| Użytki rolne ogółem, w tym:<br>– grunty orne<br>– sady<br>– użytki zielone | 11 493<br>7 459<br>8<br>4 026 | 86,35<br>64,90<br>0,07<br>35,03 |
| Lasy i grunty leśne | 714 | 5,37 |
| Pozostałe grunty | 1 102 | 8,28 |
| Razem | 13 309 | 100 |

Źródło: opracowanie własne na podstawie danych z Banku Danych Lokalnych (2019).

Z danych dotyczących struktury użytkowania gruntów zestawionych w tabeli 18.1 wynika, że w tej gminie największy udział stanowią grunty rolne, tj. grunty orne, sady i użytki zielone. Na tej podstawie można założyć, że potencjał energetyczny ubocznych produktów pochodzenia rolniczego może być znaczący. Ponadto w identyfikacji dostępnych źródeł energii na terenie danej gminy dobrze jest znać rozmiar powierzchni nieużytków. Nieużytki mogą być częściowo adaptowane na plantacje upraw energetycznych.

## 18.2.2. Metodyka badań nad samowystarczalnością energetyczną gminy

Badania nad możliwością uzyskania przez gminę Żuromin samowystarczalności energetycznej przeprowadzono w czterech etapach:
1 – wyznaczono zapotrzebowanie na energię elektryczną i ciepło;
2 – zidentyfikowano lokalnie występujące nośniki energii;

3 – wyznaczono potencjał energetyczny lokalnych nośników z podziałem na typ produkowanej energii;
4 – zestawiono bilans energetyczny, w wyniku którego otrzymano odpowiedź na pytanie, jakie są możliwości pokrycia zapotrzebowania gminy na dany rodzaj energii z maksymalnym wykorzystaniem źródeł lokalnych.

Jak wspomniano, na pierwszym etapie badań wyznaczano zapotrzebowanie energetyczne gminy. Rozpatrywano osobno zapotrzebowanie na energię elektryczną oraz zapotrzebowanie na ciepło. W tym celu gromadzono dane na temat zużycia nośników energii (paliw), zużycia energii elektrycznej pobieranej z sieci elektroenergetycznej i zużycia ciepła pobieranego z systemu ciepłowniczego. Gromadzone dane obejmowały okres jednego roku kalendarzowego – 2014.

Następnie (etap 2) identyfikowano źródła energii dostępne na terenie gminy. Osobno zestawiano źródła energii elektrycznej oraz źródła ciepła. Wśród zidentyfikowanych źródeł można było wyróżnić źródła zarówno już eksploatowane, jak i potencjalnie dostępne.

Na trzecim etapie badań wyznaczano techniczny potencjał energetyczny wcześniej zidentyfikowanych lokalnych źródeł energii. Przez techniczny potencjał energetyczny się rozumie, że podana wartość potencjału energetycznego uwzględnia sprawność konwersji energii danego źródła na energię elektryczną lub ciepło za pośrednictwem typowej aparatury.

Na ostatnim (czwartym) etapie zestawiono bilans energetyczny, w wyniku którego otrzymano odpowiedź na pytanie, jakie są możliwości pokrycia zapotrzebowania energetycznego gminy z maksymalnym wykorzystaniem lokalnych źródeł energii. Ponadto ustalono ilość energii ze źródeł konwencjonalnych potrzebną do uzupełnienia bilansu, jeżeli potencjał lokalnych źródeł energii był niewystarczający do pokrycia zapotrzebowania na dany rodzaj energii.

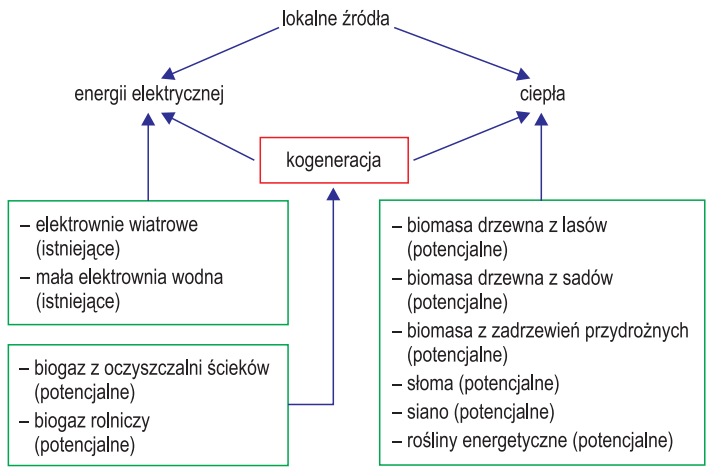
## 18.3. Wyniki

### 18.3.1. Zapotrzebowanie energetyczne badanej gminy

Zgodnie z podaną metodyką postępowania podczas realizacji pracy rozpoczęto od wyznaczenia zapotrzebowania na energię elektryczną oraz na ciepło w gminie Żuromin. Z przeprowadzonych badań nad zapotrzebowaniem energetycznym rozpatrywanego obszaru otrzymano następujące wyniki:
– zapotrzebowanie na energię elektryczną wynosi 20 088 MWh/rok;
– zapotrzebowanie na ciepło jest równe 438 414 GJ/rok.

### 18.3.2. Identyfikacja źródeł energii na obszarze badanej gminy

Zidentyfikowane źródła energii na terenie gminy Żuromin pokazano na rysunku 18.2. Po stronie źródeł energii elektrycznej zidentyfikowano już istniejące na tym terenie elektrownie wiatrowe i wodne. Po stronie źródeł ciepła scharakteryzowano dostępne rodzaje biomasy. Zidentyfikowano również dwa źródła umożliwiające skojarzone wytwarzania energii elektrycznej i ciepła (kogeneracja), tj. biogaz powstały z odpadowej biomasy pochodzenia rolnego oraz biogaz z oczyszczalni ścieków.




Rysunek 18.2. Źródła energii zidentyfikowane na terenie gminy Żuromin
Źródło: opracowanie własne.

### 18.3.3. Potencjał energetyczny źródeł energii na obszarze badanej gminy

Do zidentyfikowanych źródeł energii wyznaczono wartości technicznego potencjału energetycznego, czyli uwzględniające sprawność konwersji energii danego źródła na energię elektryczną lub ciepło za pośrednictwem odpowiedniej aparatury technicznej. Przyjęto następujące współczynniki sprawności konwersji energii chemicznej biomasy na inne rodzaje energii:
– sprawność spalania biomasy w celu generacji ciepła – 0,8;
– sprawność spalania biogazu w celu kogeneracji ciepła i energii elektrycznej – 0,5 i 0,35;

Obliczenia potencjału energetycznego biomasy przeprowadzono na podstawie uznanej metodyki opracowanej przez Rusak (2011), na którą powołują się również m.in. Kowalczyk-Juśko i Kościk (2017) oraz Herbuś (2017). Potencjał istniejących źródeł energii elektrycznej przyjęto na podstawie uzyskanych deklaracji. Wyniki pokazano w tabeli 18.2.

Tabela 18.2. Techniczny potencjał energetyczny źródeł energii w gminie Żuromin

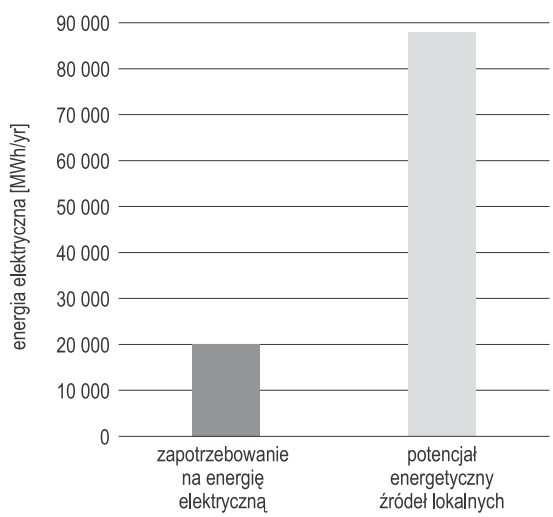
| Źródła energii elektrycznej [MWh/rok] | | Źródła ciepła [GJ/rok] | |
|---|---|---|---|
| Wiatr | 46 104 | biomasa drzewna z lasów | 1 406 |
| | | biomasa drzewna z sadów | 8 |
| | | biomasa z zadrzewień przydrożnych | 381 |
| Rzeka (Wkra) | 510 | słoma | 54 182 |
| | | siano | 11 015 |
| | | rośliny energetyczne | 1 030 |
| Kogeneracja | | | |
| Biogaz rolniczy | 41 112 | biogaz rolniczy | 83 902 |
| Biogaz z oczyszczalni ścieków | 137 | biogaz z oczyszczalni ścieków | 279 |

Źródło: opracowanie własne.

Na podstawie danych przedstawionych w tabeli 18.2 wyznaczono całkowity potencjał energetyczny lokalnych źródeł energii, który wynosi:
– w odniesieniu do produkcji energii elektrycznej – 87 863 MWh/rok,
– w odniesieniu do produkcji ciepła – 152 203 GJ/rok.

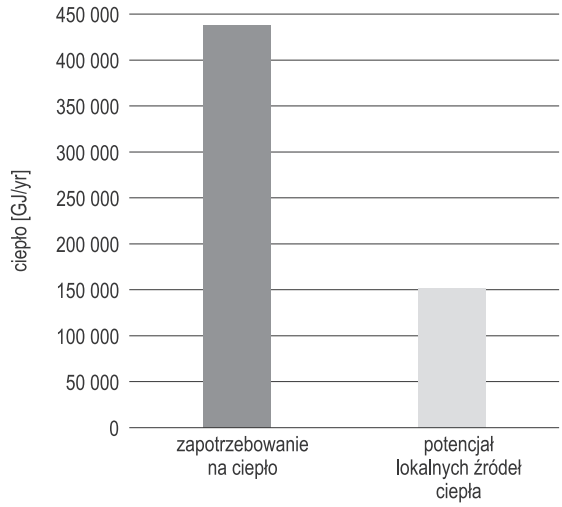
## 18.3.4. Bilans energetyczny gminy Żuromin

Bilans energetyczny gminy Żuromin zestawiono na podstawie analizy możliwości pokrycia zapotrzebowania energetycznego gminy przez maksymalne wykorzystanie lokalnych (odnawialnych) źródeł energii. Całkowite zapotrzebo-




Rysunek 18.3. Bilans energii elektrycznej w gminie Żuromin
Źródło: opracowanie własne.

wanie energetyczne gminy uwzględnia dwa rodzaje energii (energię elektryczną i ciepło), dlatego także w bilansie energetycznym gminy uwzględniono te same dwa rodzaje energii. Bilans energii elektrycznej przedstawiono na rysunku 18.3, natomiast bilans ciepła – na rysunku 18.4.




Rysunek 18.4. Bilans ciepła w gminie Żuromin
Źródło: opracowanie własne.

## 18.4. Dyskusja

Uzyskane wyniki technicznego potencjału energetycznego poszczególnych lokalnych źródeł energii w badanej gminie są silnie zróżnicowane. W zakresie energii elektrycznej największym potencjałem energetycznym wyróżniają się wiatr oraz biogaz rolniczy. Wiatr jest wykorzystywany do napędu już eksploatowanych na terenie gminy Żuromin turbin energetycznych. Biogaz rolniczy miałby być natomiast wykorzystywany do napędu gazowych silników kogeneracyjnych. Pozostałe źródła energii elektrycznej, których wykorzystanie na terenie gminy jest możliwe, to rzeka Wkra z eksploatowaną na niej małą elektrownią wodną oraz biogaz pochodzący z oczyszczalni ścieków. Te dwa źródła energii elektrycznej w zestawieniu z wiatrem i biogazem rolniczym mają jednak znikome znaczenie. Łączny potencjał energetyczny lokalnych źródeł energii jest ponad czterokrotnie większy od zapotrzebowania na tego rodzaju energię. Należy także nadmienić, że już potencjał energetyczny samego wiatru wystarczy do całkowitego pokrycia zapotrzebowania na energię elektryczną w badanej gminie.

Nieco inaczej natomiast rzecz się ma w aspekcie pokrycia zapotrzebowania na ciepło. Tu największe wartości technicznego potencjału energetycznego

mają biogaz rolniczy oraz słoma zbóż wraz z sianem. Pozostałe zidentyfikowane na badanym obszarze źródła ciepła mają marginalne znaczenie. Do tych źródeł należą biomasa drzewna z pielęgnacji lasów, sadów i przydrożnych zadrzewień oraz biomasa z możliwych do założenia na tym terenie plantacji roślin energetycznych. Ich łączny potencjał energetyczny stanowi tylko ok. 2% łącznego potencjału energetycznego biogazu rolniczego, słomy zbóż i siana. Nawet jednak z wykorzystaniem potencjału wszystkich lokalnych źródeł ciepła nie jest możliwe osiągnięcie samowystarczalności energetycznej w tym zakresie. Uzyskany potencjał pokrywa jedynie 35% zapotrzebowania na ciepło na analizowanym obszarze.

## 18.5. Podsumowanie

Jak wynika z rozważań, osiągnięcie pełnej samowystarczalności energetycznej na wybranym obszarze jest niemożliwe. Tylko konwencjonalne źródła energii elektrycznej mogą być całkowicie substytuowane źródłami lokalnymi. Specyficzne warunki klimatyczne gminy Żuromin pozwalają czerpać znaczne ilości energii z wiatru, co powoduje znaczące nadwyżki produkowanej energii elektrycznej w stosunku do zapotrzebowania na nią. Jak natomiast pokazują wyniki badań dotyczące produkcji ciepła, nie jest możliwe osiągnięcie samowystarczalności energetycznej w tym zakresie. Udział ciepła pochodzącego z lokalnych surowców energetycznych w odniesieniu do całkowitego zapotrzebowania na ciepło gminy Żuromin mógłby wynieść co najwyżej ok. 35%. Taka ilość ciepła nie zapewni gminie samowystarczalności energetycznej, to jednak pozwoliłaby zapewne na znaczące ograniczenie zużycia nośników ciepła pochodzących ze źródeł konwencjonalnych. To z kolei mogłoby znacząco wpłynąć na poprawę bilansu cieplnego gminy, jak również przyczynić się do poprawy stanu środowiska naturalnego przez redukcję emisji gazów cieplarnianych.

**Literatura**


Abegg B. 2011. *Energy self-sufficient regions in the European Alps*. Mountain Research and Development, 31(4): 367-372.

Balcombe P., Rigby D., Azapagic A. 2015. *Energy self-sufficiency, grid demand variability and consumer costs: Integrating solar PV, Stirling engine CHP and battery storage*. Applied Energy, 155: 393-408.

Balest J., Secco L., Pisani E., Garegnani G. 2019. *Municipal transitions: The social, energy, and spatial dynamics of sociotechnical change in South Tyrol, Italy*. Energy Research & Social Science, 54: 211-223.

Bank Danych Lokalnych. https://bdl.stat.gov.pl/BDLS/dane/teryt/jednostka (dostęp: 4.02.2019).

Bertsch V., Geldermann J., Lühn T. 2017. *What drives the profitability of household PV investments, self-consumption and self-sufficiency?* Applied Energy, 204: 1-15.

Bieranowski J., Olkowski T. 2016. *The Concept of an Energy Self-Sufficient Farm System Compatible with Sustainable Development in a Selected Region in Poland*. Polish Journal of Environmental Studies, 25(2): 529-544.
Engelken M., Römer B., Drescher M., Welpe I. 2016. *Transforming the energy system: Why municipalities strive for energy self-sufficiency*. Energy Policy, 98: 365-377.
Gu Y., Li Y., Li X., Luo P., Wang H., Wang X., Wu J. Li F. 2017. *Energy self-sufficient wastewater treatment plants: feasibilities and challenges*. Energy Procedia, 105: 3741-3751.
Hauber J., Ruppert-Winkel C. 2012. *Moving towards Energy Self-Sufficiency Based on Renewables: Comparative Case Studies on the Emergence of Regional Processes of Socio-Technical Change in Germany*. Sustainability, 4(4): 491-530.
Herbuś I. 2017. *Ubóstwo energetyczne jako wzrastający problem współczesnych samorządów*. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej Zarządzanie, 25(2): 127-136.
Iglesias G., Carballo R. 2011. *Wave resource in El Hierro - an island towards energy self-sufficiency*. Renewable Energy, 36(2): 689-698.
Kowalczyk-Juśko A., Kościk B. 2017. *Estimation of Energy Demand in a Territorial Government Unit – Methodological Problems*. Economic and Regional Studies, 10(3): 5-16.
Lipiński A.J., Lipiński S., Kowalkowski P. 2018. *Utilization of post-production waste from fruit processing for energetic purposes: analysis of Polish potential and case study*. Journal of Material Cycles and Waste Management, 20(3): 1878-1883.
Rae C., Bradley F. 2012. *Energy autonomy in sustainable communities - A review of key issues*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(9): 6497-6506.
Ramos V., Carballo R., Álvarez M., Sánchez M., Iglesias G. 2014. *A port towards energy self-sufficiency using tidal stream power*. Energy, 71: 432-444.
Rezaei M., Dowlatabadi H. 2016. *Off-grid: community energy and the pursuit of self-sufficiency in British Columbia's remote and First Nations communities*. Local Environment, 21(7): 789-807.
Rusak H. 2011. *Gospodarowanie energią w gminach - podstawy metodyczne*. Wyższa Szkoła Ekonomiczna, Białystok.
Statystyczne Vademecum Samorządowca. 2019. Urząd Statystyczny w Warszawie. https://warszawa.stat.gov.pl/vademecum/vademecum_mazowieckie/portrety_gmin/zurominski/1437063_zuromin.pdf (dostęp: 8.03.2020).
Woch F., Hernik J., Linke H. J., Sankowski E., Bęczkowska M., Noszczyk T. 2017. *Renewable Energy and Rural Autonomy: A Case Study with Generalizations*. Polish Journal of Environmental Studies, 26(6).

## ANALIZA MOŻLIWOŚCI OSIĄGNIĘCIA SAMOWYSTARCZALNOŚCI ENERGETYCZNEJ NA PRZYKŁADZIE GMINY ŻUROMIN

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań nad możliwością uzyskania samowystarczalności energetycznej przez gminę Żuromin w ramach tzw. energetyki rozproszonej. Podstawą opracowania jest analiza potencjału energetycznego lokalnych źródeł energii pod kątem produkcji energii elektrycznej oraz produkcji ciepła. Z przeprowadzonych badań wynika, że osiągnięcie pełnej samowystarczalności energetycznej na wybranym obszarze jest niemożliwe. Jest to możliwe tylko w zakresie energii elektrycznej, można uzyskać nawet jej znaczne nadwyżki. Może to mieć korzystny wpływ na budżet gminy oraz na poprawę dynamiki rozwoju badanego obszaru.

## ANALYSIS OF ENERGY SELF-SUFFICIENCY REACHING OPPORTUNITIES ON THE EXAMPLE OF ŻUROMIN COMMUNE


Abstract

This publication presents the results of research on the possibility of achieving energy self-sufficiency by the municipality of Żuromin under the frames of so-called distributed energy. The basis of the study is the analysis of the energy potential of local energy sources in terms of electricity production and heat production. The research shows that achieving full energy self-sufficiency in a selected area is impossible. This is only possible in the area of electricity and, in addition, significant surpluses can also be obtained. This may have a positive impact on the commune's budget and on improving the dynamics of development of the examined area.