

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

FOLIA SCIENTIARUM
UNIVERSITATIS TECHNICAЕ RESOVIENSIS

NR 278
(e-ISSN 2300-5211)

MECHANIKA

z. 82



Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
prof. dr hab. inż. Feliks STACHOWICZ

Komitet Redakcyjny

Władysław FILAR
Roman PETRUS
Grzegorz PROKOPSKI
Jarosław SĘP
Jan STANKIEWICZ
Zbigniew ŚWIDER

Redaktor serii

Jarosław SĘP

Redaktor naukowy

Paweł PAWLUS

Opiniodawcy

Paweł PAWLUS, Jarosław SĘP, Feliks STACHOWICZ
Miroslaw ŚMIESZEK, Władysław ZIELECKI

Redaktor

Barbara MAZEWSKA

Przygotowanie matryc

Joanna MIKUŁA

*struktura geometryczna powierzchni
procesy technologiczne, silniki spalinowe*

*surface topography, technological processes
internal combustion engines*

p-ISSN 0209-2689

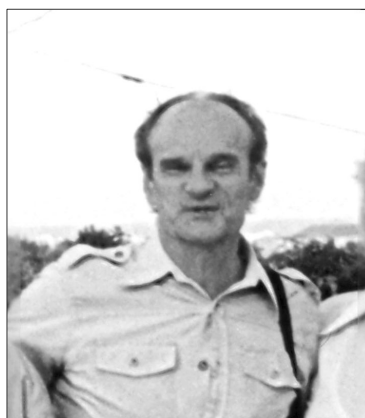
e-ISSN 2300-5211

Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów

Nakład 100 egz. Ark. wyd. 10,77. Ark. druk. 10,5. Papier offset. kl. III 70g B1.
Oddano do druku w grudniu 2010 r. Wydrukowano w styczniu 2010 r.
Drukarnia Oficyny Wydawniczej, ul. W. Pola 2, 35-959 Rzeszów
Zam. nr 2/11

SPIS TREŚCI

G. DZIENISZEWSKI – Utylizacja zużytego oleju roślinnego w procesie spalania w silniku o zapłonie samoczynnym	5
G. DZIENISZEWSKI – Wybrane aspekty techniczne i ekologiczne zasilania silników Diesla paliwami pochodzenia roślinnego	13
A. JAWORSKI – Wpływ początku wtrysku ciekłego LPG na proces spalania silnika o ZI	23
U. KUDYBA, K. DUDEK, K. KĘDRA – Wpływ obróbki wykończeniowej na szczelność powłok chromu technicznego	35
U. KUDYBA, K. KORZYŃSKA – Wskaźniki kontrolne SGP pneumokulkowanych powierzchni elementów ze stopu MgAl8ZnMn	41
KUSZEWSKI, A. USZYCKI – Wpływ wybranych parametrów wtrysku na kąt wierzchołkowy strugi rozpylanego paliwa	49
V. LIUBYMOV – Przyczynek do problemu dokładności definicji technicznych (na przykładzie fenomenu skrawania)	61
J. LUBAS – Zastosowanie powłok PVD w ślizgowych węzłach ciernych ..	65
W. ŁOGIN – Wpływ wybranych parametrów procesu obciążania blach na wielkość sprężynowania	73
M. MICHALSKI – Technologiczna i eksploatacyjna chropowatość powierzchni gładzi cylindrowej silnika spalinowego	79
A. PACANA – Ocena istotności parametrów procesu krążkowania metodą Shainina	97
R. REIZER, P. PAWLUS – Przegląd metod modelowania struktury geometrycznej powierzchni	103
M. ŚMIESZEK, M. DOBRZAŃSKA – Wpływ układu napędowego na błędy w prowadzeniu automatycznie kierowanego pojazdu transportowego	125
A. USTRZYCKI – Problemy identyfikacji wybranych sygnałów sterujących w układzie wtryskowym typu <i>Common Rail</i> silnika wysokoprężnego	141
P. WOŚ – Zastosowanie, projekt i techniczna realizacja konstrukcji wielocylindrowego silnika tłokowego o zmiennym stopniu sprężania VCR	155



Niniejszy zeszyt jest poświęcony pamięci **dr. inż. Jerzego Jabłońskiego**, wieloletniego pracownika naukowego i dydaktycznego na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

Dr inż. Jerzy Jabłoński urodził się w 1944 roku w Dębicy. Szkołę średnią – Technikum Mechaniczne w Lublinie ukończył w 1963 r. Następnie rozpoczął studia wyższe na Politechnice Częstochowskiej, na Wydziale Budowy Maszyn - obecnie Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki. Stopień naukowy magistra inżyniera energetyka Jerzy Jabłoński uzyskał w 1970 roku na podstawie pracy dyplomowej nt. *"Drgania pakietu łopatkowego turbiny cieplnej"*, którą realizował pod opieką naukową prof. dr. hab. inż. Janusza Elsnera. Po zakończeniu studiów wyższych odbył roczny staż przemysłowy, a w 1971 r. rozpoczął pracę na stanowisku asystenta na Wydziale Mechanicznym Politechniki Rzeszowskiej (wówczas jeszcze Wyższej Szkoły Inżynierskiej), początkowo w Katedrze Technologii Maszyn, a następnie w Zakładzie Eksploatacji Pojazdów Samochodowych.

Zainteresowania naukowe dr. inż. Jerzego Jabłońskiego oscylowały wokół zagadnień technologii maszyn i eksploatacji silników spalinowych. Efektem tych prac był stopień naukowy doktora nauk technicznych, który Jerzy Jabłoński uzyskał w 1982 roku na podstawie pracy pt. *"Konstrukcyjno-technologiczne aspekty kształtowania powierzchni w procesie nagniatania oscylacyjnego"*. Promotorem w przewodzie doktorskim był doc. dr inż. Eugeniusz Kościelny. Przedmiotem rozprawy było opracowanie technologii formowania warstwy wierzchniej części maszyn w celu spełnienia z góry przyjętego kryterium doty-

czącego struktury geometrycznej powierzchni. W ocenie wyników badań zastosowano wyróżniki gładkości powierzchni traktowanej jako pole losowe. Pomiarów dokonywano za pomocą opracowanego układu cyfrowego do pomiaru standardowych i niestandardowych parametrów powierzchni.

Dalszą pracę zawodową na Politechnice Rzeszowskiej, już jako adiunkt, dr inż. Jerzy Jabłoński kontynuował w zakresie zagadnień formowania i metrologii topografii powierzchni oraz związku jej parametrów z właściwościami użytkowymi, w szczególności w zastosowaniach silnikowych. Był autorem kilkudziesięciu publikacji z tej dziedziny. W roku 2001 przeszedł do Instytutu Techniki na Wydziale Matematyczno-Przyrodniczym Uniwersytetu Rzeszowskiego.

Jerzy Jabłoński miał szeroki zakres zainteresowań, wykraczający poza sprawy zawodowe. Był koleżeński, miał poczucie humoru. Cieszył się życiem – jeździł na rowerze i na nartach, grał w tenisa, był znakomitym szachistą (miał tytuł kandydata na mistrza krajowego).

Dr inż. Jerzy Jabłoński odszedł od nas przedwcześnie dnia 21 lipca 2009 r., będąc u progu kolejnego awansu naukowego i zawodowego. Pozostawił w smutku żonę i jedyne go syna oraz grono przyjaciół – współpracowników z Politechniki Rzeszowskiej i Uniwersytetu Rzeszowskiego. Jego ciało spoczywa w pokoju na cmentarzu komunalnym Rzeszów-Wilkowyja. Pozostanie na zawsze w naszej pamięci.

Autorzy

Grzegorz DZIENISZEWSKI

Uniwersytet Rzeszowski

UTYLIZACJA ZUŻYTEGO OLEJU ROŚLINNEGO W PROCESIE SPALANIA W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Przeanalizowano możliwości stosowania zużytego oleju roślinnego do zasilania silnika o zapłonie samoczynnym. Opracowano i wdrożono koncepcję układu dwustopniowego podgrzewania oleju oraz jego uzdatniania, z uwzględnieniem specyfiki wymagań aparatury paliwowej silnika Diesla. Przedstawiono dotychczasowe wyniki badań w rzeczywistych warunkach pracy.

Wstęp

Zagadnieniami zasilania silników o obiegu Diesla olejami jadalnymi zajmowało się w ostatnich kilkunastu latach wielu badaczy. Znaczny wkład naukowy w tę problematykę ma między innymi Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie [1-4].

Otrzymane wyniki badań nie dają ciągle jednoznacznej odpowiedzi na pytania w kwestii wskaźników pracy silników zasilanych biopaliwami i ich trwałości oraz w zakresie energetycznej ekonomiki stosowania paliw pochodzenia roślinnego.

Odmiennym nurtem badań są próby zasilania silników o zapłonie samoczynnym zużytym olejem roślinnym, stanowiącym odpad przemysłu spożywczego. Duży obiekt gastronomiczny wytwarza dziennie około 50 litrów przepalonego oleju spożywczego. Stąd miesiąc pracy takiego zakładu daje przeszło 1000 litrów odpadu, który jest przecież materiałem energetycznym o dużej kondensacji energii w jednostce objętości. Ze względu na specyfikę układu zasilania oraz na ograniczenia prawne, nie należy oczekiwać opracowania układu zasilania pojazdu olejem posmażalniczym. Prace zmierzają raczej w kierunku zasilania silników stacjonarnych generatorów energii elektrycznej.

Cel i zakres

Głównym nurtem prezentowanych badań jest ocena możliwości zasilania silnika użytym olejem roślinnym, ze szczególnym uwzględnieniem aspektów technicznych uzdatniania odpadu, w celu otrzymania paliwa możliwego do zastosowania w silniku o zapłonie samoczynnym. Nowatorskie ujęcie problemu polega na wdrożeniu koncepcji silnika dwupaliwowego, którego rozruch następuje na oleju napędowym, a następnie przełączeniu na zasilanie posmażalnicy olejem rzepakowym podgrzewanym w dwustopniowym podgrzewaczu.

Procedury badawcze

Wdrożenie projektu silnika zasilanego użytym olejem roślinnym zostało zrealizowane poprzez opracowanie koncepcji układu zasilania silnika ZSWVB 7 o mocy 65 kW napędzającego generator elektryczny. Jest to czterocylindrowy, rzędowy silnik wysokoprężny o wtrysku bezpośrednim, zasilany rzędową pompą wtryskową firmy MotorPAL.

Podczas opracowywania koncepcji układu paliwowego szczególną uwagę zwrócono na dużą różnicę lepkości użytego oleju roślinnego w stosunku do lepkości oleju napędowego, co uniemożliwia prawidłowy rozruch silnika już w temperaturze około 5°C oraz utrudnia prawidłową pracę aparatury wtryskowej w wyższych temperaturach [2]. Duża lepkość zwiększa średnice kropeł wtryskiwanego paliwa, powoduje nadmierny zasięg strugi oraz osiadanie paliwa na ściankach cylindra. Nieoptymalne warunki spalania powodują wzrost zadymienia spalin oraz przenikanie niespalonego oleju rzepakowego do oleju w układzie smarowania, czego następstwem jest szybkie uszkodzenie węzłów tarcowych silnika.

Olej rzepakowy cechuje duża zależność lepkości od temperatury. Pomimo że zależność lepkości od temperatury stanowi podstawę opracowania układu dwupaliwowego z dwustopniowym podgrzewaniem, który częściowo eliminuje wymienione uprzednio niekorzystne zjawiska, należy pamiętać, iż o procesie spalania w silniku o ZS decyduje jeszcze szereg innych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Stąd prezentowane w dalszej części rozważań wyniki należy traktować jako wstępne, pamiętając o tym, że całe spektrum parametrów fizycznych i chemicznych paliwa oraz nastaw aparatury wtryskowej ma wpływ na proces spalania w silniku o ZS.

Ze względu na to, że przepalony olej roślinny jest bardzo gęsty (w temperaturze 10°C ma konsystencję stałą), konieczne było zbudowanie wysokowydajnego wymiennika ciepła między wodą z układu chłodzenia silnika a podgrzewanym paliwem.

Podgrzewanie odbywa się dwustopniowo. Wymiennik pierwszego stopnia stanowi stalowy zbiornik, wewnątrz którego jest wbudowany element grzejny (rys. 1.).



Rys. 1. Agregat prądowórczy z widocznym pierwszym stopniem wymiennika ciepła

Do elementu grzejnego wymiennika pierwszego stopnia jest dostarczana ciecz z układu chłodzenia silnika (rys. 2.). Beczka jest wypełniona przepalonym olejem jadalnym, który wstępnie nagrzewa się od elementu grzejnego do około 40°C, przy temperaturze cieczy w układzie chłodzenia około 70°C.

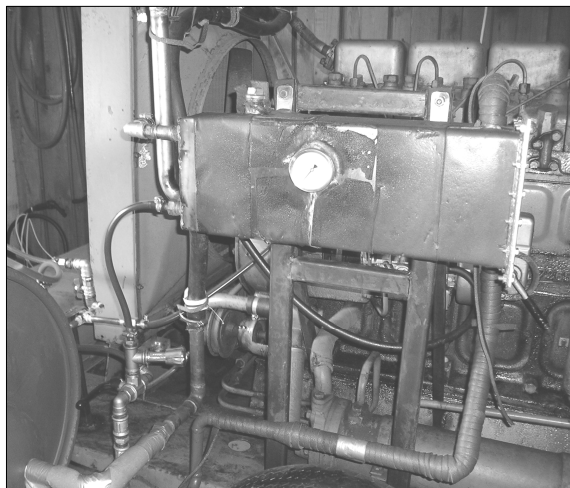


Rys. 2. Widok elementu grzejnego zabudowanego w wymienniku ciepła

Dla poprawnej pracy aparatury wtryskowej silnika olej o temperaturze 40°C jest nadal zbyt gęsty. Możliwe jest już co prawda zassanie oleju przez pompę

zasilającą, ale niemożliwe jest jego filtrowanie ze względu na blokowanie filtrów paliwa.

Rozwiązaniem tego problemu jest dalsze podgrzewanie zużytego oleju roślinnego, tak aby wzrost jego temperatury spowodował obniżenie jego lepkości. Realizacja tego zadania odbywa się w wymienniku drugiego stopnia (rys. 3.).



Rys. 3. Wymiennik drugiego stopnia

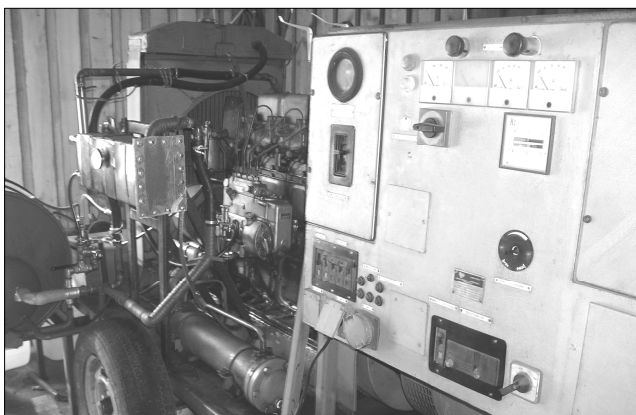
Wymiennik ten jest także wymiennikiem typu woda-olej, ale o zoptymalizowanej konstrukcji węzownicy, którą przepływa paliwo. Długość rurek węzownicy oraz ich średnica muszą być zoptymalizowane pod kątem takiego dobru przepływu paliwa, aby z jednej strony zapewnić jego odpowiednią temperaturę, a z drugiej odpowiedni wydatek umożliwiający prawidłową pracę aparatury wtryskowej.

Omówiony układ zasilający współpracuje z generatorem firmy ZSE PRAHA o mocy energetycznej 40 KW. Ogólny widok generatora z zabudowanym układem podgrzewającym przedstawia rys. 4.

Jak wynika ze wstępnych badań, spalanie zużytego oleju roślinnego w silniku o ZS jest możliwe. Zadymienie podczas pracy silnika na oleju rzepakowym utrzymuje się na poziomie zbliżonym do osiąganego na oleju napędowym.

Eksploatacja agregatu prądotwórczego mierzona w tysiącach motogodzin przebiega bez żadnych problemów. Obsługa układu paliwowego, układu smarowania i układów elektrycznych agregatu jest przeprowadzana po każdych 300 godzinach pracy. Ponadto, dla celów badawczych, okresowo są demontowane wtryskiwacze oraz oceniana jest jakość rozpylania, jak również stopień pokrycia nagarem. Należy podkreślić, że aparatura paliwowa zachowuje się prawidłowo i nie wykazuje przyspieszonego zużycia. Rozruch agregatu następuje na oleju

napędowym. Po osiągnięciu przez ciecz w układzie chłodzenia temperatury około 70°C następuje przełączenie na zasilanie olejem jadalnym.



Rys. 4. Widok generatora

Warto jeszcze wspomnieć o procesie przygotowywania „paliwa”, którego konstrukcję przedstawia rys. 5. W procesie przygotowawczym podgrzany olej jest tylko filtrowany przez filtr tkaninowy i zalewany do zbiornika – podgrzewacza.



Rys. 5. Wygląd zużytego oleju roślinnego

Dyskusja

Prezentowane wstępne wyniki badań dowodzą korzystnych czynników proekologicznych i ekonomicznych. Wykorzystując, będący odpadem, posmażalnicy olej do zasilania silnika spalinowego napędzającego generator energii elektrycznej, z jednej strony w darmowy sposób utylizuje się duże ilości oleju po-

smażalniczego, a z drugiej produkuje znaczne ilości energii elektrycznej możliwej do wykorzystania we własnym zakładzie lub odsprzedawanej do krajowej sieci energetycznej.

W omawianym przypadku energia elektryczna jest wykorzystywana całkowicie w zakładzie gastronomicznym. Pracujący kilka godzin dziennie generator zasila różnego rodzaju urządzenia gastronomiczne o dużym poborze mocy, np. kotły elektryczne.

Wstępne badania prowadzone standardowym dymomierzem diagnostycznym dowodzą, że zadymienie podczas pracy na oleju rzepakowym utrzymuje się na poziomie zbliżonym do osiąganego na oleju napędowym ($K = 2,5$). Także aparatura paliwowa zachowuje się prawidłowo. Odrębną kwestią jest trwałość aparatury paliwowej oraz układu TPC, o której trudno wnioskować ze względu na wąski zakres badań. Ponadto, pewną niedogodnością może być specyficzny zapach spalin, co jednak nie ma znaczenia z punktu widzenia toksyczności spalin, gdyż spaliny z biopaliwa zawierają mniejsze (w porównaniu ze spalinami ze spalania paliw węglowodorowych) ilości związków kancerogennych, takich jak chociażby bardzo silnie rakotwórcza akroleina.

Podsumowanie

Przeprowadzone dotychczas wstępne badania dowodzą, że możliwe jest stosowanie do napędu silników spalinowych posmażalniczego oleju rzepakowego. Warunkiem koniecznym prawidłowej pracy silnika jest wyposażenie go w dwupaliwowy układ zasilania, zapewniający rozruch silnika na oleju napędowym oraz dwustopniowe podgrzanie oleju rzepakowego do odpowiedniej temperatury.

Reasumując, aspekty techniczne, ekologiczne i wstępne doświadczenia eksploatacyjne wskazują na celowość prowadzenia dalszych badań, których głównym kierunkiem powinny być zagadnienia optymalizacji nastaw aparatury wtryskowej oraz wnikliwa analiza wskaźników pracy silnika zasilanego pracującym olejem rzepakowym.

Bibliografia

1. Piekarski W. i inni: Rzepak z pola do baku. PWRiL, Warszawa 2004.
2. Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WKiŁ, Warszawa 2002.
3. Zabłocki M., Cisek J.: Zastosowanie oleju rzepakowego do napędu silnika wysokoprężnego. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego KBN, Kraków 1994.
4. Zabłocki M., Sowa K., Sędzik M.: Analiza wpływu oleju rzepakowego na działanie aparatury wtryskowej silnika wysokoprężnego. Sprawozdanie Politechniki Krakowskiej, nr 469/IPSiSS/91, Kraków 1991.

**UTILIZATION OIL RELATED TO COMBUSTION OF WORN
OUT VEGETABLE OIL IN SELF-IGNITION ENGINE****S u m m a r y**

The paper presents properties of rape-seed oil after frying from point of view of its use as a fuel in combustion engines. The researchers developed a concept of a two-stage system for oil preheating treatment in the aspect of Diesel engine fuel equipment requirements. The paper presents current results of tests in real operating conditions, and results of laboratory tests.

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.

Grzegorz DZIENISZEWSKI

Uniwersytet Rzeszowski

WYBRANE ASPEKTY TECHNICZNE I EKOLOGICZNE ZASILANIA SILNIKÓW DIESLA PALIWAMI POCHODZENIA ROŚLINNEGO

Przeprowadzono analizę wskaźników pracy silnika Diesla zasilanego olejem napędowym, surowym olejem rzepakowym i estrami oleju rzepakowego. Wskazano na energochłonność procesu wytwarzania paliwa mierzoną emisją CO₂. Dokonano analizy energochłonności różnych koncepcji zasilania w celu określenia rzeczywistych parametrów ekologicznych silnika zasilanego biopaliwami.

Wprowadzenie

Współczesne tendencje w zakresie stosowania paliw alternatywnych wielokrotnie skupiają się wyłącznie na analizie ostatecznych parametrów eksploatacyjnych dowodzących celowości ekologicznych przedsięwzięć. Wskaźniki pracy silników i wynikająca z nich sprawność oraz czynniki ekonomiczne, postrzegane z punktu widzenia ostatecznego odbiorcy paliwa alternatywnego, nie dają jednak podstaw do uznawania każdego paliwa pochodzenia roślinnego za paliwo ekologiczne.

Skutkuje to nieuzasadnionym optymizmem ekologicznym, gdy tymczasem problem ten jest jednak o wiele bardziej złożony. Paliwa pochodzenia roślinnego wymagają znacznego nakładu energetycznego, a parametry pracy silników zasilanych tymi paliwami bardzo często są gorsze niż w przypadku stosowania paliw konwencjonalnych.

Cel i zakres

Celem niniejszych rozważań jest próba porównania rzeczywistych wskaźników technicznych silników zasilanych paliwami konwencjonalnymi i paliwami pochodzenia roślinnego oraz określenie przesłanek do stosowania paliw alternatywnych do zasilania silników Diesla. Zakres obejmuje gruntowną analizę wskaźników pracy silników zasilanych różnymi rodzajami paliw oraz rozważania ekologiczne na podstawie badań własnych i doświadczeń innych badaczy [1].

Stosunkowo skomplikowana jest analiza nakładów energetycznych w produkcji paliwa rzepakowego. O ostatecznych wskaźnikach ekologicznych decyduje bowiem szereg czynników, wśród których dominujące są nakłady na zabiegi agrotechniczne, nakłady energetyczne na tłoczenie oleju bardzo zależne od technologii procesu, energetyczne koszty transportowo-logistyczne oraz nakłady energetyczne dotyczące procesu estryfikacji [2, 3]. Możliwe jest także stosowanie do napędu silników Diesla nieprzetworzonego oleju rzepakowego, co pozwala pominąć nakłady energetyczne ponoszone w związku z procesem estryfikacji, lecz z drugiej strony wymaga ingerencji w układ paliwowy silnika [4-6].

Metodyka badań

Analizę oparto na wytypowaniu emisji CO₂ jako głównego wskaźnika w ocenie aspektów ekologicznych stosowania biopaliw. Czynniki ekologiczne związane z produkcją biopaliwa można obiektywnie mierzyć emisją CO₂, gdyż nakłady energetyczne są ponoszone podczas całego procesu prowadzącego do wytworzenia paliwa.

Wyniki analizy i dyskusja

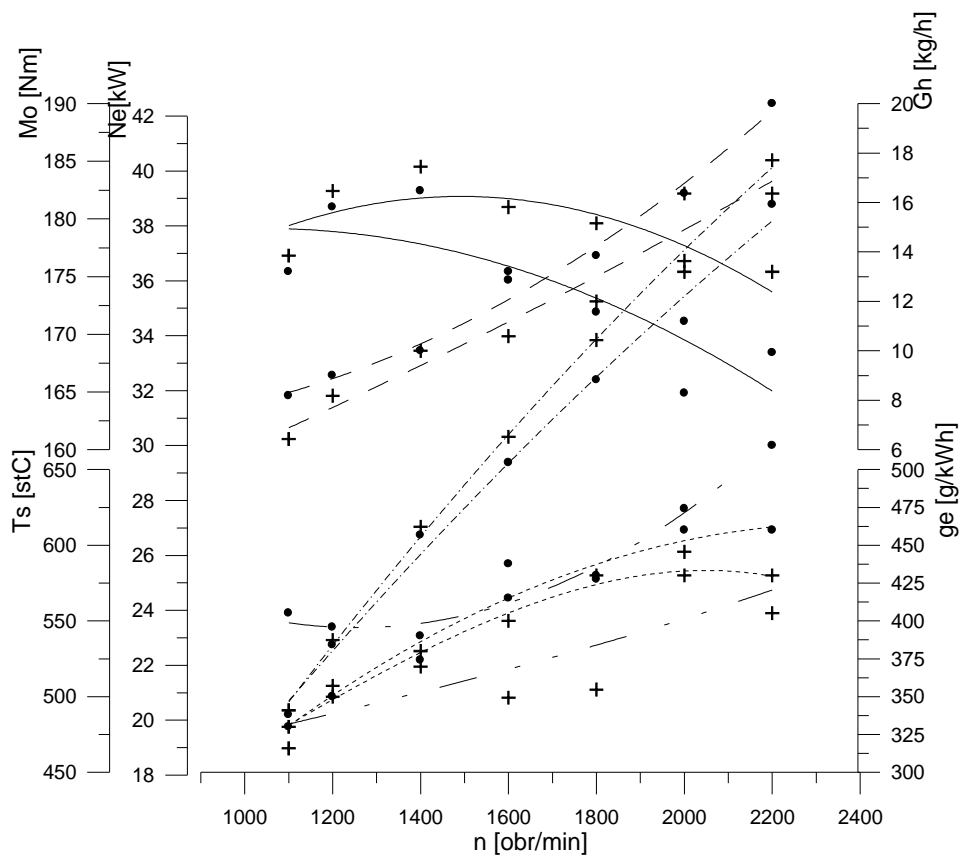
W celu oceny wskaźników pracy silnika Diesla zasilanego różnymi rodzajami paliw przeprowadzono badania laboratoryjne polegające na wykonaniu charakterystyk zewnętrznych silnika S-4003 zasilanego surowym olejem rzepakowym, wyposażonego w układ podgrzewający zapewniający temperaturę oleju rzepakowego na wejściu do pompy około 55°C (rys. 1.). Wykonano charakterystyki porównawcze silnika zasilanego estrami oleju rzepakowego i olejem napędowym (rys. 2.). Sporządzono także charakterystyki porównawcze silnika zasilanego surowym olejem rzepakowym oraz estrami oleju rzepakowego (rys. 3.). Parametry zmierzone na stanowisku laboratoryjnym i obliczone dla danego rodzaju hamulca silnikowego zestawiono w tabeli 1.

Z analizy danych prezentowanych na rys.1., 2., 3. oraz w tabeli 1. wynikają następujące wnioski ogólne.

- 1) Moc silnika zasilanego surowym olejem rzepakowym jest niższa średnio o 3% w stosunku do mocy silnika zasilanego olejem napędowym. Istotne, że wyraźny spadek mocy występuje w zakresie średniej i maksymalnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Średnie zużycie jednostkowe paliwa jest większe o około 17%, w przypadku zasilania surowym olejem rzepakowym.

Charakterystyka porównawcza silnika S-4003 zasilanego olejem napędowym i olejem rzepakowym

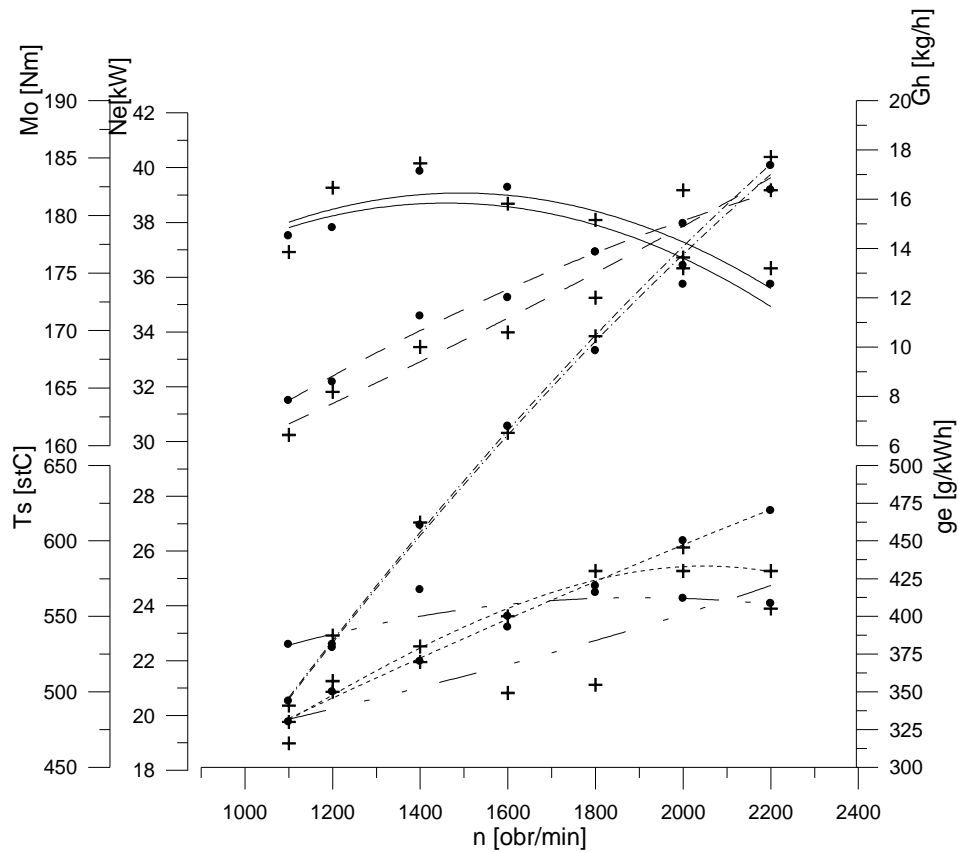
- ⊕ Olej napędowy
- Moment obrotowy M_o
- - Godzinowe zużycie paliwa G_h
- · - · - · Moc użyteczna N_e
- Zużycie jednostkowe paliwa g_e
- · - · - · Temperatura spalin T_s
- Olej rzepakowy



Rys. 1. Wskaźniki pracy silnika zasilanego surowym olejem rzepakowym i olejem napędowym

Charakterystyka porównawcza silnika S-4003 zasilanego olejem napędowym i estrem oleju rzepakowego

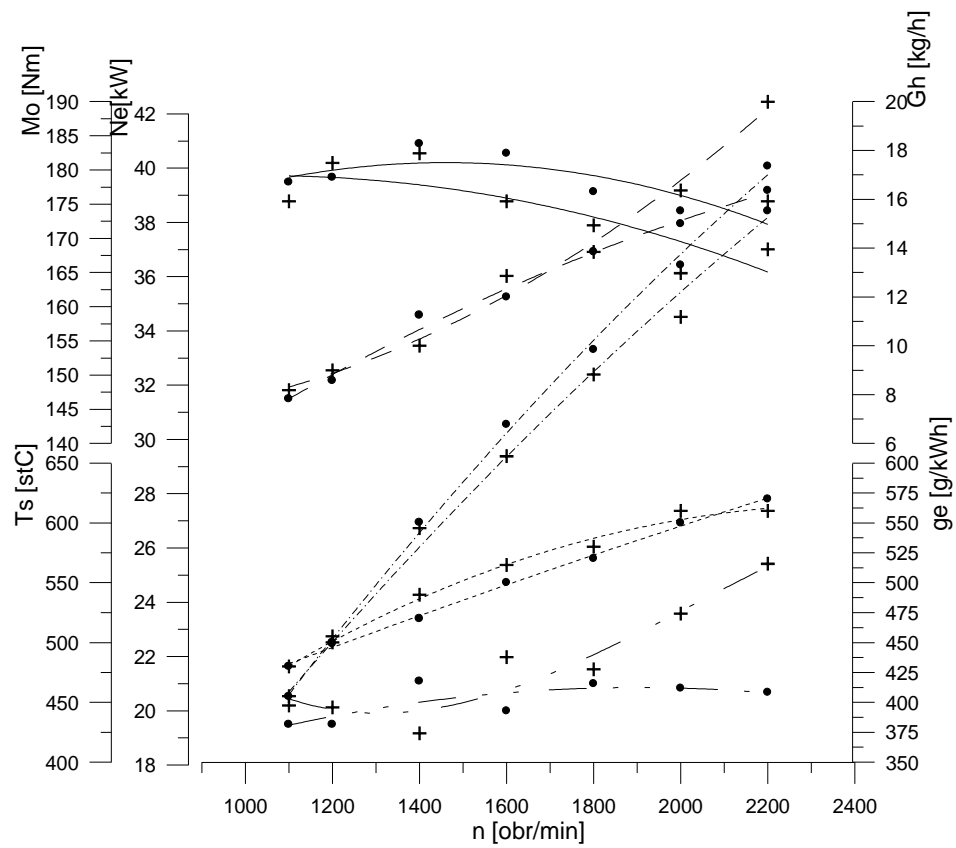
- + Olej napędowy
- Moment obrotowy M_o
- - Godzinowe zużycie paliwa G_h
- · · · · Moc użyteczna N_e
- Zużycie jednostkowe paliwa g_e
- · · · · Temperatura spalin T_s
- Ester oleju rzepakowego



Rys. 2. Wskaźniki pracy silnika zasilanego estrami oleju rzepakowego i olejem napędowym

Charakterystyka porównawcza silnika S-4003 zasilanego olejem rzepakowym i estrem oleju rzepakowego

- + Olej rzepakowy
- Moment obrotowy M_o
- - Godzinowe zużycie paliwa G_h
- · · · · Moc użyteczna N_e
- Zużycie jednostkowe paliwa g_e
- · · · · Temperatura spalin T_s
- Ester oleju rzepakowego



Rys. 3. Wskaźniki pracy silnika zasilanego surowym olejem rzepakowym i estrami oleju rzepakowego

Tabela 1. Wskaźniki pracy silnika S-4003 zasilanego różnymi rodzajami paliw

n [obr/min]	P[kG]	t[s]	T [stC]	Mo [Nm]	Ne[kW]	Gh [kg/h]	ge [g/kWh]
ON							
2200	25	11	580	175,4	40,4	16,4	405,1
2000	25	11	580	175,4	38,7	16,4	445,6
1800	25,6	15	580	179,6	33,8	12,0	354,6
1600	25,8	17	550	181,0	30,3	10,6	349,2
1400	26,3	18	530	184,5	27,0	10,0	369,8
1200	26	22	500	182,4	22,9	8,2	357,1
1100	25,2	28	480	176,8	20,4	6,4	315,8

OR - wejściowa temp. 25 / wyjściowa za podgrzewaczem 55							
n [obr/min]	P[kG]	t[s]	T [stC]	Mo [Nm]	Ne[kW]	Gh [kg/h]	ge [g/kWh]
2200	24	9	610	168,4	38,8	20,0	515,8
2000	23,5	11	610	164,9	34,5	16,4	474,1
1800	24,5	13	580	171,9	32,4	13,8	427,5
1600	25	14	565	175,4	29,4	12,9	437,7
1400	26	18	540	182,4	26,7	10,0	374,1
1200	25,8	20	500	181,0	22,7	9,0	395,8
1100	25	22	480	175,4	20,2	8,2	405,1

Ester							
n [obr/min]	P[kG]	t[s]	T [stC]	Mo [Nm]	Ne[kW]	Gh [kg/h]	ge [g/kWh]
2200	24,8	11	620	174,0	40,1	16,4	408,4
2000	24,8	12	600	174,0	38,4	15,0	411,8
1800	25,2	13	570	176,8	33,3	13,8	415,6
1600	26	15	550	182,4	30,6	12,0	392,8
1400	26,2	16	520	183,8	26,9	11,3	417,6
1200	25,5	21	500	178,9	22,5	8,6	381,4
1100	25,4	23	480	178,2	20,5	7,8	381,4

Ne_OR/Ne_ON		ge_OR/ge_ON	
[%]		[%]	
96,0		127,3	
94,0		106,4	
95,7	Srednia	120,6	Srednia
96,9	97,1	125,3	117,1
98,9		101,2	
99,2		110,9	
99,2		128,3	

Ne_Ester/Ne_ON		ge_Ester/ge_ON	
[%]		[%]	
99,2		100,8	
99,2		92,4	
98,4	Srednia	117,2	Srednia
100,8	99,4	112,5	109,1
99,6		112,9	
98,1		106,8	
100,8		120,8	

Ne_OR/Ne_Ester		ge_OR/ge_Ester	
[%]		[%]	
96,0		126,3	
94,0		115,1	
95,7	Srednia	102,9	Srednia
96,9	97,1	111,4	107,9
98,9		89,6	
99,2		103,8	
99,2		106,2	

- 2) W przypadku silnika zasilanego estrem oleju rzepakowego średnia moc jest niemal identyczna jak moc silnika zasilanego olejem napędowym. Średnie jednostkowe zużycie paliwa w przypadku silnika zasilanego estrami oleju rzepakowego jest większe o 9% od zużycia jednostkowego silnika zasilanego olejem napędowym.
- 3) Porównując osiągi silnika zasilanego surowym olejem i estrami oleju rzepakowego, można zauważyć, że zasilanie surowym olejem powoduje średnio 3% spadek mocy oraz średnio 8% wzrost jednostkowego zużycia paliwa w stosunku do zasilania estrami oleju rzepakowego.
- 4) Stosowanie paliw alternatywnych, zwłaszcza surowego oleju rzepakowego, powoduje spadek momentu obrotowego silnika w całym zakresie prędkości obrotowych, zaznaczający się wyjątkowo silnie w zakresie maksymalnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika.
- 5) Zasilanie silnika biopaliwami powoduje podniesienie temperatury spalin. Wzrost temperatury spalin oraz utrzymanie współczynnika nadmiaru powietrza w każdych warunkach większego od jedności może powodować zwiększoną emisję szkodliwych tlenków azotu.

Pobieżna analiza podanych wniosków ogólnych może wskazywać, że estry oleju rzepakowego są optymalnym biopaliwem do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Gruntowna analiza wymaga jednak przeanalizowania sumarycznych nakładów energetycznych związanych z wytwarzaniem każdego z badanych paliw.

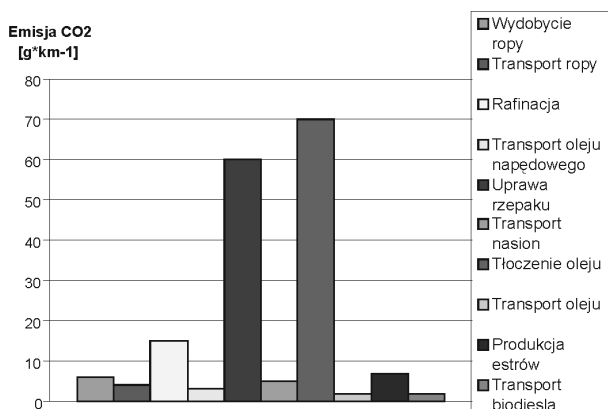
Zakładając, że z hektara uzyska się 3,5 tony ziarna rzepaku, można przyjąć, iż pozwoli to wyłoczyć około 1,35 tony oleju rzepakowego, z którego w procesie estryfikacji można uzyskać 1,32 tony estrów oleju rzepakowego. Uprawa rzepaku, zmechanizowane zabiegi agrotechniczne oraz zadania logistyczne szacunkowo spowodują wyemitowanie CO₂ w ilości około 1,3 tony na hektar, proces wyłaczania oleju spowoduje wyemitowanie około 0,7 tony CO₂ na hektar, natomiast w procesie estryfikacji do wytworzenia niezbędnej energii zostanie wyemitowane około 0,25 tony CO₂ [7, 8].

Otrzymane rezultaty dowodzą, że emisja CO₂ przy stosowaniu biopaliw jest wyższa niż przy stosowaniu paliw z ropy naftowej. Rysunek 4. przedstawia porównanie energochłonności mierzonej ostateczną emisją CO₂ z pojazdu do wytwarzania oleju napędowego z ropy naftowej oraz biodiesla otrzymywanego z oleju rzepakowego.

Z prezentowanych danych wynika, że sumaryczna emisja obejmująca cały proces wytwarzania porównywanych paliw, tj. estrów z rzepaku i oleju napędowego z ropy naftowej, a mierzona poziomem emisji z pojazdu, jest wielokrotnie wyższa w przypadku paliwa pochodzenia roślinnego.

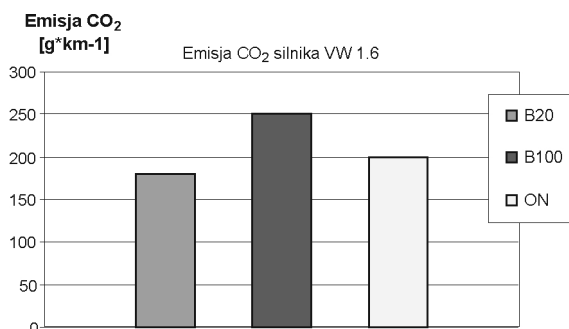
Otrzymane wyniki nie pozwalają jednak na formułowanie jednoznacznych wniosków, gdyż podczas uprawy rzepaku w procesie fotosyntezy pochłaniane są

znaczne ilości CO₂, ponadto bilans energetyczny i ekologiczny poprawia możliwość wykorzystania wyłoków.



Rys. 4. Sumaryczna emisja CO₂ dla pojazdu zasilanego olejem napędowym i estrami oleju rzepakowego

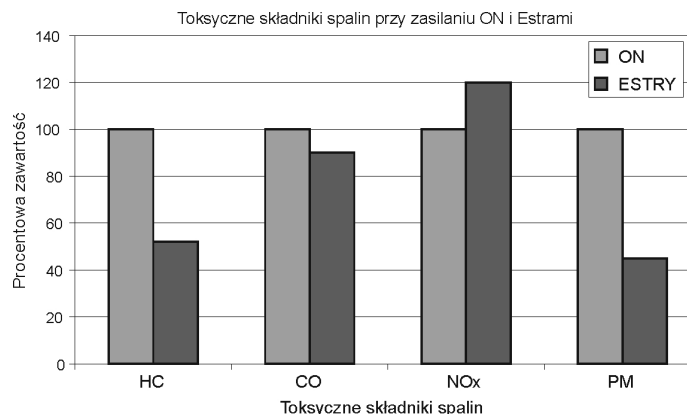
Odnosząc uogólnione poziomy emisji (rys. 4.) do konkretnego pojazdu o przeciętnym zużyciu paliwa wynoszącym 5 litrów oleju napędowego, można porównać poziomy emisji oleju napędowego (ON), mieszanki 80% oleju napędowego i 20% estrów (B20) oraz paliwa będącego w 100% estrem oleju rzepakowego (B100). Porównanie takie przedstawia rysunek 5.



Rys. 5. Zestawienie porównawcze poziomów emisji CO₂ przy zasilaniu różnymi paliwami

Należy także przypomnieć, że wartość opałowa oleju napędowego wynosi 42 MJ/kg, natomiast wartość opałowa oleju rzepakowego 37 MJ/kg [3, 9]. Wynika stąd wniosek, że zużycie paliwa rzepakowego musi być wyższe minimum o 15% w odniesieniu do zużycia oleju napędowego. Stosunkowo trudne, bo zdezeterminowane wieloma czynnikami, jest jednoznaczne określenie wpływu rodzaju paliwa na zawartość toksycznych składników w spalinach. Jak wynika z badań prowadzonych dla silników S-4003, można zauważyć, że stosowanie estrów

oleju rzepakowego powoduje w stosunku do zasilania olejem napędowym spadek emisji węglowodorów HC, spadek emisji tlenku węgla CO oraz spadek zadymienia spalin mierzone emisją cząstek stałych PM, podnosi natomiast poziom emisji tlenków azotu NOx (rys. 6.).



Rys. 6. Poziom emisji toksycznych składników spalin przy zasilaniu olejem napędowym i estrami oleju rzepakowego

Podsumowanie i wnioski

- 1) Nakłady energetyczne mierzone emisją CO₂ są znacznie wyższe przy produkcji biopaliw niż przy produkcji paliw alternatywnych. Jednak znaczne ilości dwutlenku węgla są pochłaniane w zamkniętej cyrkulacji w procesie fotosyntezy.
- 2) Wskaźniki pracy silników zasilanych paliwami pochodzenia roślinnego są przeważnie gorsze niż w przypadku zasilania olejem napędowym.
- 3) Zużycie biopaliw musi być zawsze wyższe niż zużycie oleju napędowego, gdyż wartość opałowa biopaliwa jest niższa niż oleju napędowego.
- 4) Ekologia spalin w przypadku stosowania biopaliw też nie jest jednoznaczna. Pewne obawy budzi podwyższona zawartość tlenków azotu w spalinach oraz różne poziomy emisji tlenku węgla i cząstek stałych, w zależności od układów zasilania.
- 5) Emisja węglowodorów jest zawsze niższa przy zasilaniu paliwami rzepakowymi, ponadto w spalinach silnika zasilanego olejem rzepakowym mniej jest związków kancerogennych niż w spalinach silnika zasilanego olejem napędowym.

Bibliografia

1. Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WkiŁ, Warszawa 2002.
2. Jankowiak S.: Budowa i działanie wytwórni paliwa ciągnikowego z oleju rzepakowego opracowanej w PIMR. Vol. 46, nr 1, 2001, s. 76-79.
3. Pawlak J.: Czy biopaliwo może być opłacalne. Technika Rolnicza, 4/2000, s. 27-34.
4. Dzieniszewski G., Piekarski W.: The selected problems of feeding diesel engines with low-processed rape oil. Eksploatacja i Niezawodność, 3/2006, s. 58-65.
5. Dzieniszewski G.: Wybrane problemy zasilania silnika Diesla zużytym olejem roślinnym. Inżynieria Rolnicza, nr 9 (97), 2007, s. 49-56.
6. Dzieniszewski G.: Wybrane problemy stosowania biopaliw do zasilania silników z zapłonem samoczynnym. Inżynieria Rolnicza, nr 10 (108), 2008, s. 39-45.
7. Bocheński C.I.: Ocena nakładów energetycznych i emisji gazów przy produkcji estrów oleju rzepakowego. Inżynieria Rolnicza, nr 5 (80), 2006, s. 31-37.
8. Bocheński C.: Biodiesel paliwo rolnicze. SGGW, Warszawa 2003.
9. Tys J., Piekarski W., Jackowska J., Kaczor A., Zajac G., Starobrat P.: Technologiczne i ekonomiczne uwarunkowania produkcji biopaliw z rzepaku. Acta Agrophysica, 99/ 2003.

**SELECTED ASPECTS INVOLVED IN USING BIOFUELS
TO POWER DIESEL ENGINES****S u m m a r y**

The paper presents comparative characteristics of work indexes for an engine powered with diesel oil, rape-seed oil preheated to the temperature of 80°C, and rape-seed oil ester. Essential parameters were compared: diesel oil and rape-seed oil, rape-seed oil and rape-seed oil ester, and diesel oil and rape-seed oil ester. Factors determining advisability of using specific power source concepts were pointed out.

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.

Artur JAWORSKI
Politechnika Rzeszowska

WPŁYW POCZĄTKU WTRYSKU CIEKŁEGO LPG NA PROCES SPALANIA SILNIKA O ZI

W artykule przedstawiono wybrane wyniki dotyczące badań wpływu parametrów wtrysku sekwencyjnego ciekłego LPG na przebieg średniego ciśnienia w cylindrze silnika, w fazie procesu spalania. Do parametrów wtrysku paliwa, które mają bardzo istotny wpływ na tworzenie mieszanki, jej rozkład w cylindrze oraz proces spalania, należy kąt początku wtrysku. Badania realizowano dla wtrysku sekwencyjnego pojedynczego oraz podwójnego. Prezentowane wyniki wykazują, że rola kąta początku wtrysku jest tym większa, im mniejsze jest obciążenie silnika.

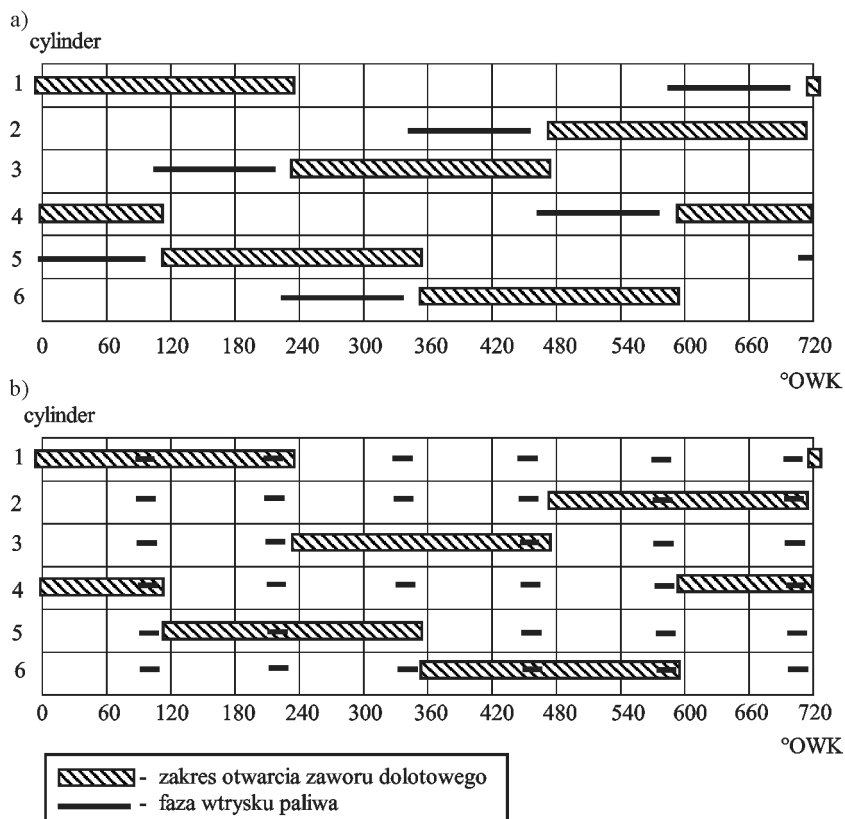
Wykaz oznaczeń i skrótów

- LPG** – skroplona mieszanina propanu-butanu,
GMP – górne zwrotne położenie tłoka w suwie napełniania,
GMP* – górne zwrotne położenie tłoka w suwie sprężania,
n – prędkość obrotowa wału korbowego, obr./min,
 p_c – ciśnienie w cylindrze, MPa,
TPD* – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi wtrysku dawki pilotującej, °OWK,
TPD – czas wtrysku dawki pilotującej, ms.

1. Wprowadzenie

Podczas analizy danych dotyczących wyników uzyskiwanych parametrów użytkowych przy zasilaniu benzyną w relacji do zastosowanego systemu wtrysku okazało się, że w przypadku wtrysku pośredniego benzyny wtrysk sekwencyjny jest znacznie korzystniejszy od wtrysku symultanicznego [1]. W systemach z wtryskiem sekwencyjnym paliwo jest podawane do każdego cylindra podczas jednego wtrysku realizowanego w określonej fazie (rys. 1a). Przy zasilaniu w systemie wtrysku symultanicznego (rys. 1b) paliwo jest podawane jednocześnie do wszystkich cylindrów w tej samej chwili (dawka paliwa na cykl jest sumą wtryskiwanych dawek). Silnik pracujący pod obciążeniem przy wtry-

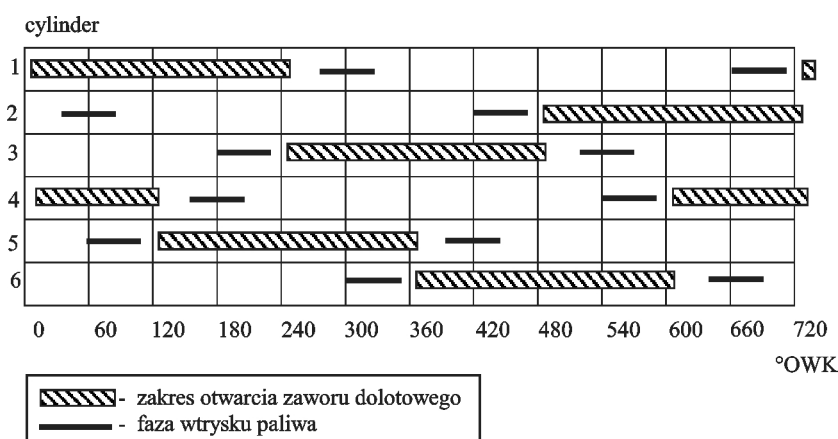
sku sekwencyjnym, w porównaniu z zasilaniem z wtryskiem symultanicznym, charakteryzuje się zmniejszonym zużyciem paliwa i mniejszą zawartością składników szkodliwych w spalinach [1, 2].



Rys. 1. Fazy wtrysku wielopunktowego silnika sześciocylindrowego: a) w systemie sekwencyjnym, b) w systemie symultanicznym

Systemy z wielopunktowym wtryskiem paliwa różnią się miejscem podawania paliwa (układy z wtryskiem LPG do przewodu dolotowego, układy z wtryskiem LPG przed zawór dolotowy (do kanału dolotowego), układy z wtryskiem LPG bezpośrednio do cylindra) oraz czasem jego podawania. Spotykane są rozwiązania działające w systemie wtrysku sekwencyjnego oraz wtrysku symultanicznego (jednoczesnego), [3, 4]. Wyróżnia się wtrysk synchroniczny, w którym paliwo jest podawane do kolektora w fazie otwarcia zaworu dolotowego, oraz wtrysk asynchroniczny, realizowany w okresie zamknięcia zaworu dolotowego.

Poprawę parametrów pracy silnika można osiągnąć poprzez zastosowanie dwukrotnego sekwencyjnego wtrysku paliwa, którego schemat przedstawia rys. 2. Podział wtrysku paliwa na dwie części umożliwia dopasowanie początku wtrysku do wymagań, które są stawiane silnikowi w warunkach zmieniających się obciążeń, prędkości obrotowych i stanu cieplnego. Istotnym parametrem jest tutaj kąt początku wtrysku poszczególnych dawek paliwa.



Rys. 2. Schemat dwukrotnego sekwencyjnego wtrysku paliwa

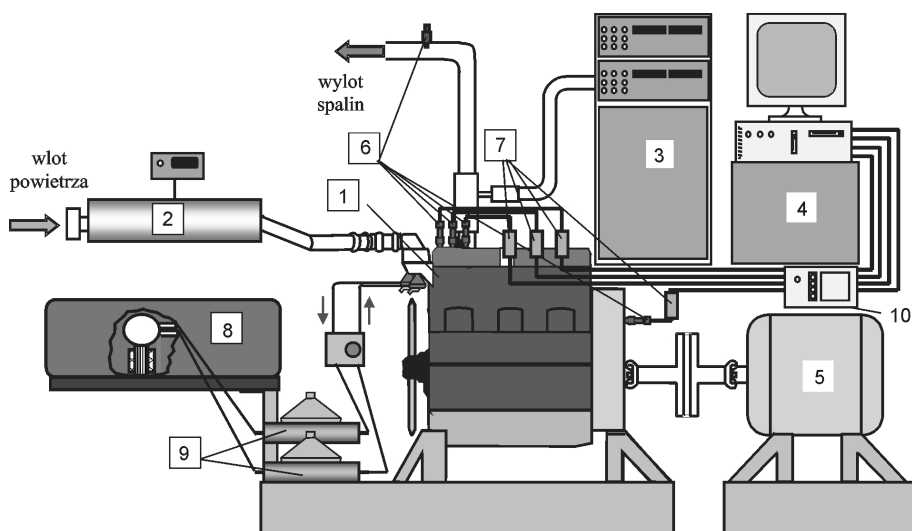
2. Opis badań

Badania przeprowadzono w Laboratorium Silników Spalinowych Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej na stanowisku przedstawionym na rys. 3. Obiektem wykorzystywanym do badań był sześciocylindrowy turbodoładowany silnik z zapłonem iskrowym typu MD-111ET, z turbosprężarką Čz K36. Silnik ten jest zmodyfikowaną konstrukcją silnika wysokoprężnego typu MD-111E.1 produkcji Wytwórni Silników Wysokoprężnych „PZL-Mielec”. Badania eksperymentalne realizowano pod kątem analizy zależności pomiędzy parametrami wtrysku sekwencyjnego ciekłej mieszaniny propanu i butanu a wskaźnikami pracy silnika [5].

Podstawowymi parametrami, które podlegały rejestracji, były m.in.:

- natężenie przepływu zasysanego powietrza,
- zużycie paliwa,
- czas sygnału wtrysku sterownika nadrzędnego sterującego wtryskiem,
- czas sygnału wtrysku sterownika LPG,
- prędkość obrotowa i położenie wału korbowego,

- parametry determinujące przebieg wtrysku paliwa: ciśnienie wtrysku, początek wtrysku, temperatura paliwa, gęstość paliwa,
- wznios zaworu dolotowego i wydechowego,
- temperatura otoczenia, cieczy chłodzącej, spalin,
- stężenie węglowodorów HC, tlenku węgla CO, tlenków azotu NO_x w spalinach,
- przebieg ciśnienia w komorze spalania 1 i 6 cylindra.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego: 1 – silnik, 2 – system pomiaru masowego natężenia przepływu powietrza, 3 – analizatory spalin, 4 – komputer sterujący z kartą rejestrującą, 5 – hamulec, 6 – czujniki pomiarowe wielkości szybkozmiennych, 7 – wzmacniacze pomiarowe, 8 – zbiornik LPG, 9 – przepływomierz paliwa, 10 – separator sygnału

Do sterowania procesem wtrysku paliwa zastosowano moduł sterujący DTE_GAZ opracowany przez firmę Delta Tech-Electronics. Moduł wykorzystuje sygnały fazy pracy silnika, które są generowane przez system złożony z tarczy sygnałowej (wykorzystano tarczę stosowaną w układzie zapłonowym) oraz czujnika indukcyjnego.

Sterowanie początkiem wtrysku było związane z ograniczeniem kątowym wynikającym z właściwości sterownika wtrysku DTE_GAZ. Suma zadanego kąta (kątown) wtrysku oraz kąta (kątown) opóźnienia wtrysku nie mogła przekraczać 360° OWK. Zmiana zakresu możliwości regulacji początku wtrysku względem otwarcia zaworu dolotowego jest możliwa poprzez zmianę położenia czujnika tarczy sygnałowej.

Kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi wtrysku dawki pilotującej wyraża zależność:

$$\text{TPD}^* = \frac{\text{TPD} \cdot 6 \cdot n}{1000} \quad (1)$$

gdzie: TPD^* – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi wtrysku dawki pilotującej, °OWK,

TPD – czas wtrysku dawki pilotującej, ms,

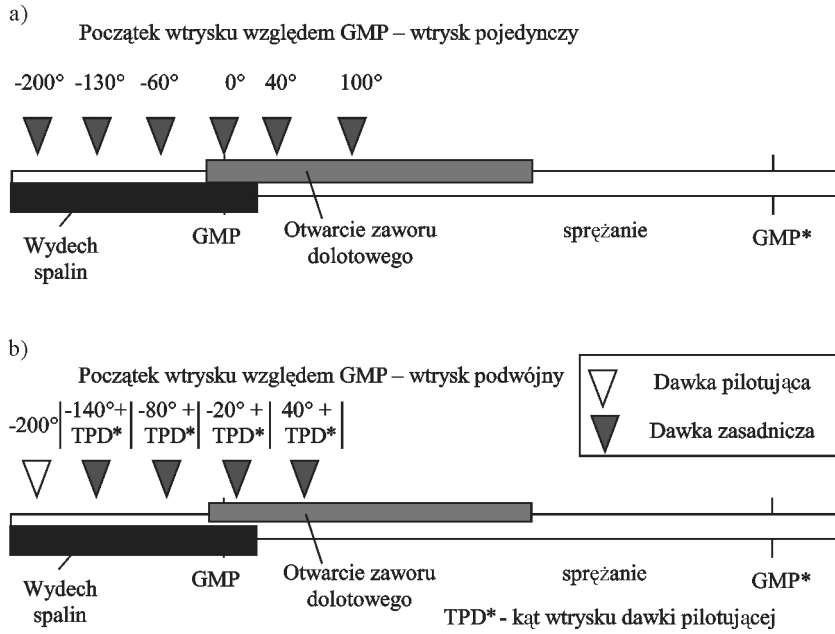
n – prędkość obrotowa silnika, obr./min.

Badania realizowano dla dwóch ustawień czujnika sygnału położenia tarczy sygnałowej (rys. 4. i 5.). W pierwszym przypadku początek wtrysku był realizowany względem GMP w suwie napełniania, w punktach: -200° , -130° , -60° , 0° , 40° , 100° . Wartość kąta 100° była realizowana przy najniższej dawce paliwa. Wraz ze wzrostem dawki utrzymanie tego kąta nie było możliwe z uwagi na wspomniane ograniczenia sterownika wtrysku. Dla każdego punktu pomiarowego, w przypadku wtrysku podwójnego, dokonywano zmian początku wtrysku dawki zasadniczej 4-krotnie, przy stałym początku wtrysku dawki pilotującej 200° przed GMP w suwie napełniania. Początek wtrysku dawki zasadniczej względem GMP w suwie ssania, w przypadku wtrysku podwójnego, wynosił: $-140 + \text{TPD}^*$ (kąt obrotu wału korbowego odpowiadający czasowi wtrysku dawki pilotującej), $-80 + \text{TPD}^*$, $-20 + \text{TPD}^*$, $40 + \text{TPD}^*$.

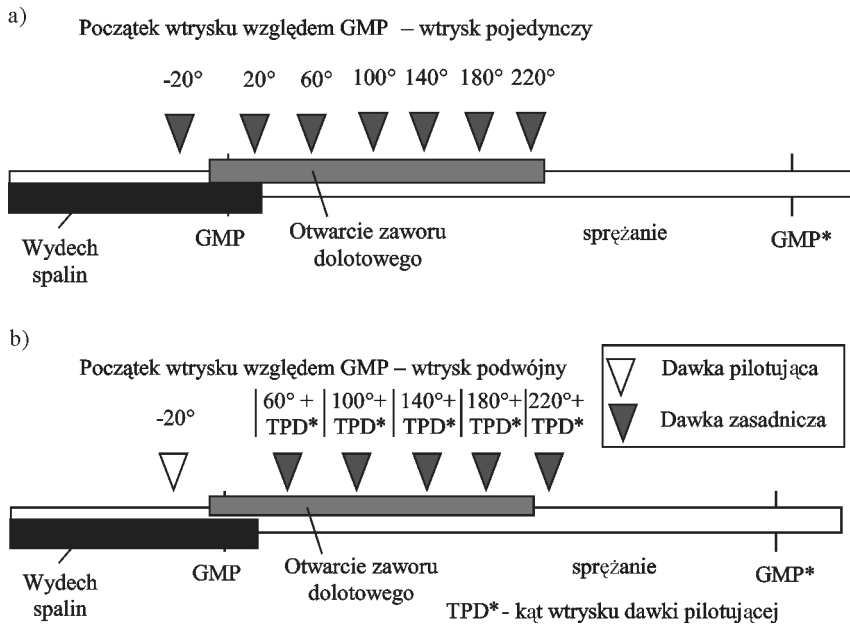
Przypadek pierwszego ustawienia czujnika umożliwił analizę wpływu początku wtrysku realizowanego przed otwarciem zaworu dolotowego oraz w zakresie jego początkowego otwarcia na parametry silnika.

Dla drugiego ustawienia czujnika położenia tarczy sygnałowej początek wtrysku przy wtrysku pojedynczym wynosił: -20° , 20° , 60° , 100° , 140° , 180° , 220° . W przypadku wtrysku podwójnego początek wtrysku pilotującego był stały i wynosił -20° , natomiast zasadniczego wynosił: $60^\circ + \text{TPD}^*$, $100^\circ + \text{TPD}^*$, $140^\circ + \text{TPD}^*$, $180^\circ + \text{TPD}^*$, $220^\circ + \text{TPD}^*$. Wartość kąta 220° była realizowana przy najniższej dawce paliwa, z uwagi na ograniczenia sterownika. W tym przypadku celem była realizacja początków wtrysku w całym zakresie otwarcia zaworu dolotowego.

Do pomiaru przebiegu ciśnienia w cylindrach zastosowano czujnik piezokwarcowy firmy AVL typu GU13X (o zakresie pomiarowym 20 MPa i czułości ok. 15 pC/bar), czujnik piezokwarcowy AVL typu QP500ca (o zakresie pomiarowym 15 MPa i czułości ok. 12 pC/bar) oraz wzmacniacze ładunku AVL 3057-A01 o regulowanej za pomocą potencjometru cyfrowego czułości (1,0÷99,99 pC/bar), co umożliwia dostrojenie wzmacniaczy do czułości czujnika piezokwarcowego (czujnik GU13X zamontowano w specjalnym adapterze świecy zapłonowej typu ZC-32 firmy AVL, natomiast czujnik QP500ca zamontowano w adapterze wprowadzonym do wykonanego w głowicy otworu technologicznego).



Rys. 4. Testowane początki wtrysku przy pierwszym ustawieniu czujnika położenia tarczy sygnałowej: a) przy wtrysku pojedynczym, b) przy wtrysku podwójnym

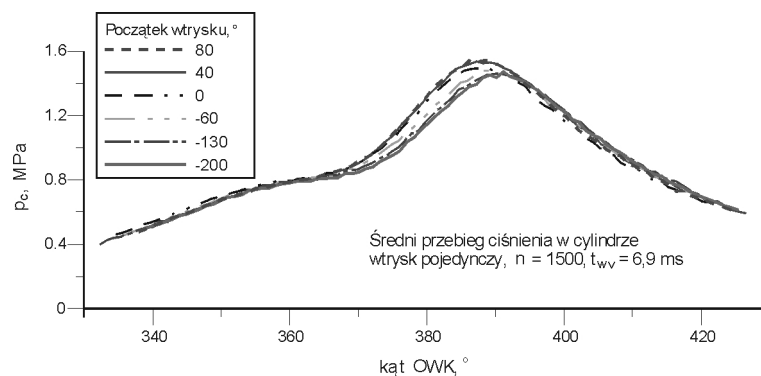


Rys. 5. Testowane początki wtrysku przy drugim ustawieniu czujnika położenia tarczy sygnałowej: a) przy wtrysku pojedynczym, b) przy wtrysku podwójnym

Przebiegi czasowe ciśnienia spalania (wielkości szybkozmiennych) rejestrowano za pomocą komputerowego systemu pomiarowego z kartą pomiarową National Instruments AT-MIO-16E-1 oraz torami pomiarowymi firmy AVL. Parametry rejestracji dobierano w ten sposób, aby zarejestrować 10 pełnych cykli pracy silnika z dokładnością kątową odpowiadającą 1° obrotu wału korbowego silnika (7200 próbek na jeden kanał). Za końcowy wynik pomiaru przebiegów czasowych przyjmowano przebieg jednego pełnego cyklu, będącego średnią z 10 cykli. Uśrednienie przebiegów uzyskano, wykorzystując program komputerowy autorstwa pracowników Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej [6]. Schemat stanowiska badawczego ilustruje rys. 3. Badania realizowano dla początków wtrysku paliwa, w zakresach przedstawionych na rys. 4. i 5. Wartość kąta 100° była realizowana przy najniższej dawce paliwa. Ze wzrostem dawki utrzymanie tego kąta nie było możliwe z uwagi na ograniczenia sterownika wtrysku [5].

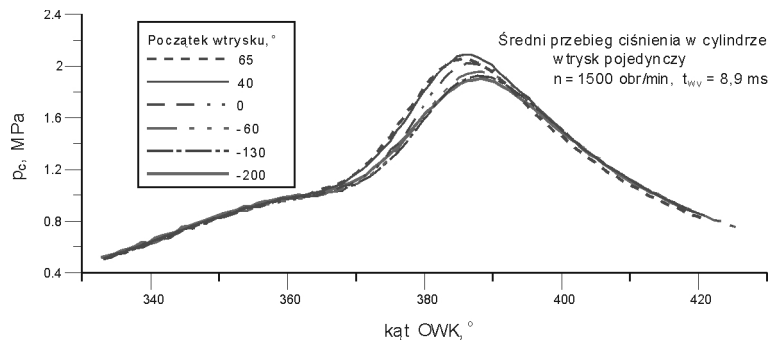
3. Wyniki badań

Na rysunkach 6-13 przedstawiono uśrednione przebiegi ciśnienia w komorze spalania dla wybranych parametrów wtrysku. Dotyczą one wtrysku sekwencyjnego pojedynczego (rys. 6-9) oraz podwójnego (rys. 10-13).

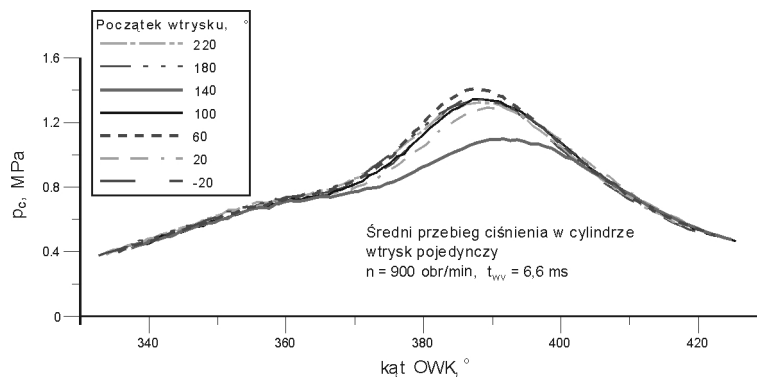


Rys. 6. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk pojedynczy, $n = 1500$ obr./min, czas wtrysku 6,9 ms)

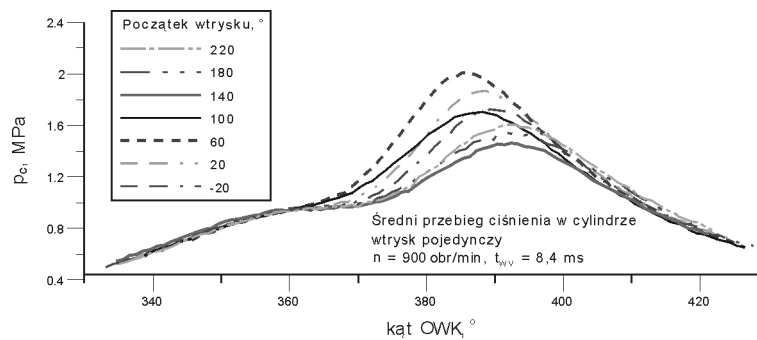
Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze wskazują, że zmiana początku wtrysku wpływa na szybkość spalania mieszanki. Przy wtrysku synchronicznym, realizowanym z początkiem wtrysku w zakresie od ok. 20° OWK do ok. 100° OWK, występuje większa szybkość spalania niż przy wtrysku asyn-



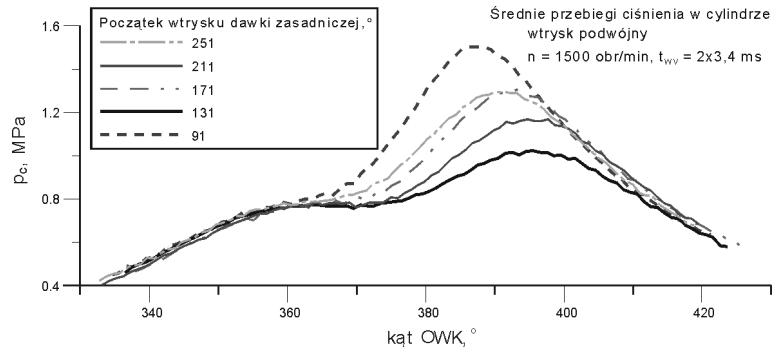
Rys. 7. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk pojedynczy, $n = 1500 \text{ obr./min}$, czas wtrysku 8,9 ms)



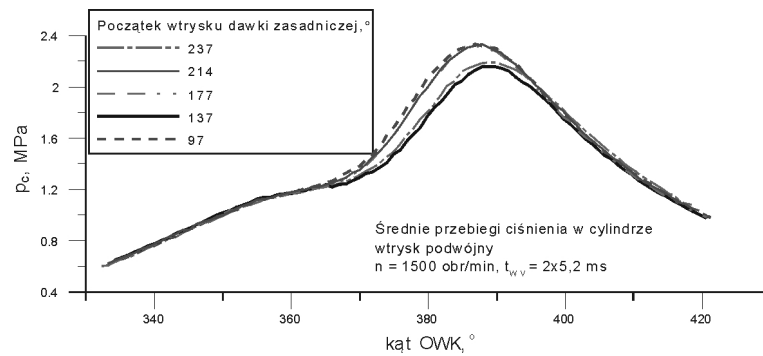
Rys. 8. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk pojedynczy, $n = 900 \text{ obr./min}$, czas wtrysku 6,6 ms)



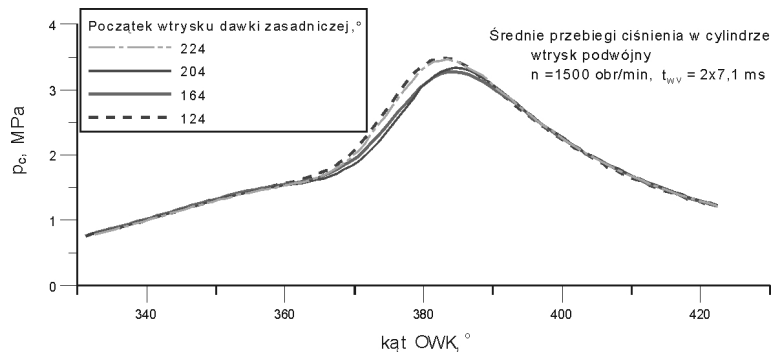
Rys. 9. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk pojedynczy, $n = 900 \text{ obr./min}$, czas wtrysku 8,4 ms)



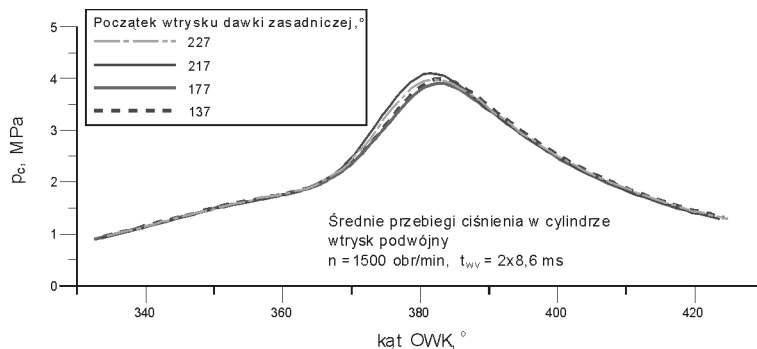
Rys. 10. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk podwójny, $n = 1500 \text{ obr./min}$, czas wtrysku $2 \times 3,4 \text{ ms}$)



Rys. 11. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk podwójny, $n = 1500 \text{ obr./min}$, czas wtrysku $2 \times 5,2 \text{ ms}$)



Rys. 12. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk podwójny, $n = 1500 \text{ obr./min}$, czas wtrysku $2 \times 7,1 \text{ ms}$)



Rys. 13. Uśrednione przebiegi ciśnienia w cylindrze (wtrysk podwójny, $n = 1500$ obr./min, czas wtrysku $2 \times 8,6$ ms)

chronicznym. Najniższe szybkości spalania uzyskano przy wtrysku pojedynczym, realizowanym z początkiem wtrysku ok. 140° OWK po GMP w suwie napełniania.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

- wtrysk realizowany przy otwartym zaworze, podczas jednoczesnego przepływu powietrza poprawia proces tworzenia mieszanki, która jest w tym przypadku bardziej homogeniczna,
- homogeniczność mieszanki paliwowo-powietrznej poprawia jej zdolność do zapłonu oraz zwiększa szybkość spalania (rysunki 6–13 przedstawiające zarejestrowane przebiegi średniego ciśnienia w cylindrach wykazują tendencję do wzrostu szybkości spalania przy wtrysku na otwarty zawór dolotowy, co powoduje większe przyrosty ciśnienia spalania oraz maksymalnych temperatur obiegu),
- wpływ początku wtrysku na proces spalania i parametry użytkowe silnika (moc użyteczną, moment obrotowy) maleje ze wzrostem obciążenia,
- aby uzyskać wyższe wartości parametrów użytkowych przy wtrysku podwójnym, należy przyjmować taki początek wtrysku dawki pilotującej, aby wtrysk tej dawki był realizowany przed otwarciem zaworu dolotowego, oraz taką odległość kątową dawki zasadniczej od dawki pilotującej, aby początek wtrysku dawki zasadniczej był realizowany w zakresie otwierania zaworu dolotowego,
- początek wtrysku w zakresie od ok. 20° do ok. 80° po GMP w suwie ssania pozwala na uzyskanie wyższych wartości ciśnienia spalania (mo-

mentu obrotowego, mocy użytecznej oraz sprawności ogólnej silnika) w porównaniu z wtryskiem realizowanym asynchronicznie oraz wtryskiem synchronicznym w zakresie powyżej 100° OWK po GMP.

Literatura

1. Wendeker M.: Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1999.
2. Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym. WKiŁ, Warszawa 1984.
3. Dutcak J., Golec K., Papuga T.: Wtryskowe zasilanie silnika spalinowego ciekłym propanem-butanem. Mat. VI Międzynarodowej Konf. Naukowej „Silniki gazowe” 2003, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2003.
4. Materiały szkoleniowe firmy VIALLE, Kielce 2001.
5. Jaworski A.: Wpływ parametrów wtrysku sekwencyjnego układu zasilania ciekłym LPG na wybrane parametry użytkowe silnika spalinowego. Rozprawa doktorska, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2005.
6. Lejda K., Ustrzycki A.: Skomputeryzowane stanowisko badawcze do analizy przebiegu wtrysku w aparaturze wtryskowej silników wysokoprężnych. Mat. III Sympozjum Naukowego „Automatyzacja pracy silników spalinowych – Automa-Sil’96”, Politechnika Poznańska, Poznań 1996.

INFLUENCE OF THE INJECTION START OF LIQUID LPG ON THE COMBUSTION PROCESS OF SI ENGINE

Summary

The article presents selected research results of the influence of liquid LPG sequential injection parameters on the average pressure in the cylinder, during the combustion process. For the parameters of fuel injection systems, that have a very significant effect on mixture formation, mixture distribution in the cylinder and the combustion process is the injection start angle. Research were realized for a single and double sequential injection. Presented results show that the role of start injection angle increase for the lower engine load.

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.

Urszula KUDYBA
Uniwersytet Rzeszowski

Kazimiera DUDEK
Politechnika Rzeszowska

Krzysztof KĘDRA
SFA "Autosan" Sanok

WPLYW OBRÓBKI WYKOŃCZENIOWEJ NA SZCZELNOŚĆ POWŁOK CHROMU TECHNICZNEGO

W pracy określono wpływ rodzaju i kolejność operacji obróbki wykończeniowej na szczelność powłoki chromu technicznego. Porównywano efekty operacji polewania i nagniatania podłoża i powłoki w czterech różnych konfiguracjach. Badania szczelności powłok przeprowadzono przez zanurzenie próbek (ze stali 41Cr41, pokrytych powłoką chromu technicznego o grubości 25 μm) w odczynniku ferrokcyjnym, oceniając wielkość obszaru zabarwionego (nieszczelności). Wyniki badań wykazały negatywny wpływ nagniatania podłoża, natomiast najlepszą szczelność wykazały próbki, w których podłoże było polerowane, a powłoka nagniatana, zalecając taką technologię obróbki wykończeniowej elementów chromowanych w przypadku wymaganej szczelności powłoki.

Wstęp

Chromowanie techniczne ma szerokie zastosowanie w budowie maszyn, lotnictwie, transporcie, medycynie i wielu innych gałęziach przemysłu. Stosuje się je w celu zwiększenia odporności na ścieranie, na korozję i regeneracji wymiarowej różnorodnych części maszyn, a także narzędzi.

W procesie chromowania technicznego otrzymuje się powłoki o dobrej przyczepności do podłoża, dużej odporności na ścieranie i małym współczynniku tarcia po metalach. Twardość powłok chromu technicznego wynosi 1000-1200 daN/mm². Powłoki mają bardzo dobre właściwości antykorozyjne oraz dekoracyjne. Chromowanie techniczne (galwaniczne) przeprowadza się zazwyczaj bezpośrednio na stali, polega na nałożeniu warstwy chromu przeciętnie o grubości 0,005-0,5 mm. Duży wpływ na jego wyniki ma zarówno rodzaj obróbki powierzchni przed chromowaniem, jak i metoda obróbki powłoki chromowej. Do obróbki powłok chromowych można stosować nagniatanie [1-3]. Jest

to obróbka mniej szkodliwa dla środowiska niż polerowanie, przy tym umożliwia uzyskanie lepszych niektórych właściwości mechanicznych elementów chromowanych.

W niektórych przypadkach, oprócz odpowiednich właściwości mechanicznych i grubości, powłoki chromu technicznego powinny mieć odpowiednią szczelność, czyli odporność na przenikanie cieczy i gazów, gdyż występowanie nieszczelności wpływa ujemnie na właściwości ochronne powłoki chromowej. Nieszczelna powłoka nie zapewnia całkowitej izolacji podłoża od otaczającego środowiska, co prowadzi do powstawania korozji miejscowej i niszczenia metalu, a w rezultacie do uszkodzenia elementów chromowanych. Miarą szczelności jest liczba porów przenikających poprzez powłokę do metalu podłoża, a wyraża się ją ilością porów przypadających na 1 cm^2 badanej powierzchni bądź jako procent powierzchni z występującymi porami. Wśród kilkudziesięciu metod badania szczelności powłok, dość często jest stosowana metoda ferrokrylowa. Wykrycie porów tą metodą polega na wywołaniu barwnej reakcji żelazocyjanku potasowego i chlorku sodowego, znajdujących się w roztworze z żelazem. Można ją wykonywać za pomocą różnych technik: zanurzania, powlekania roztworem, nakładania bibuły i in. [4, 5].

Celem przeprowadzonych badań było określenie wpływu metody obróbki (przed i po chromowaniu) na szczelność powłok chromu technicznego.

Metodyka badań

Badania przeprowadzono na próbkach walcowych o średnicy 35 mm wykonanych ze stali 41Cr4, ulepszanych cieplnie do twardości 36^{+2} HRC i pokrywanych galwanicznie powłoką chromu technicznego o grubości 25 μm . Próbkę obrabiano wykończeniowo, stosując różną kolejność operacji polerowania i nagniatania ślizgowego. Badano następujące warianty:

- 1 – podłoże nagniatane, powłoka polerowana,
- 2 – podłoże nagniatane, powłoka nagniatana,
- 3 – podłoże polerowane, powłoka nagniatana,
- 4 – podłoże polerowane, powłoka polerowana (technologia konwencjonalna).

Chromowanie wykonywano w warunkach przemysłowych, w kąpieli uniwersalnej – w temperaturze 50-55°C, katodowej gęstości prądu 40-45 A/dm^2 i wydajności prądowej 15%. Każdą partię próbek przygotowywano do chromowania (odfłuszczano, trawiono itp.) i kontrolowano w sposób konwencjonalny [5-7].


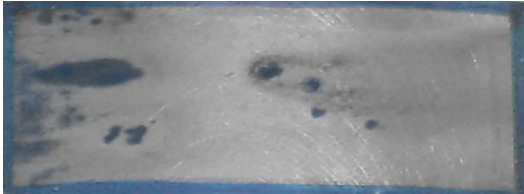
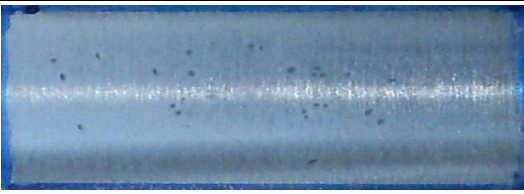

Nagniatanie podłoża i powłoki wykonywano metodą ślizgową, opisaną m. in. w pracy [8]. Stosowano narzędzia walcowe o promieniu 4 mm, wykonane z kompozytu diamentowego z ceramiczną fazą wiążącą Ti_3SiC_2 [9, 10], mocowane w specjalnej oprawce narzędziowej umożliwiającej nagniatanie na tokarce

ze sprężystym dociskiem narzędzia. Stosowano siłę nagniatania 200 N, posuw 0,068 mm/obr. i prędkość obrotową 250 obr./min.

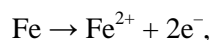
Próbki polerowano z prędkością 6 m/s, za pomocą polerki taśmowej – płótnem ściernym o zmniejszającej się granulacji (ziarnistości), kończąc na ziarnie P380. Parametry obróbki dobierano tak, aby chropowatość powierzchni Ra (mierzona na profilometrze Surtronic 3+ na długości pomiarowej 8 mm, przy cut-off 0,25 mm) wszystkich próbek mieściła się w zakresie 0,10-0,30 μm .

Badania szczelności powłok zostały przeprowadzone poprzez całkowite zanurzenie próbek w odczynniku ferrokcyjowym o składzie: 3% NaCl, 1% fenolofaleiny (substancja wskaźnikowa w ilości 2 cm^3), 1% $\text{K}_3[\text{Fe}(\text{CN})_6]$ – w ilości 20 cm^3 na jeden litr roztworu wodnego. Każdą z próbek pokrywano lakierem ochronnym, pozostawiając niechroniony obszar o powierzchni 2 cm^2 . Na tym

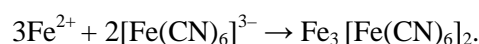
Tabela 1. Zbiorcze wyniki badań szczelności powłok chromowych próbek poddanych różnym zabiegom obróbki wykańczającej

Rodzaj obróbki wykańczającej	Przykładowa fotografia powierzchni próbki po badaniu szczelności metodą ferrokcyjową	Obszar zabarwiony %
Nagniatanie podłoża + chromowanie + polerowanie powłoki		1
		4
		3
		1
		3
		średnio 2,4
Nagniatanie podłoża + chromowanie + nagniatanie powłoki		28
		19
		41
		30
		26
		średnio 28
Polerowanie podłoża + chromowanie + nagniatanie powłoki		2
		1
		1
		1
		1
		średnio 1,2
Polerowanie podłoża + chromowanie + polerowanie powłoki		5
		4
		4
		5
		3
		średnio 4,2

obszarze, pod wpływem reakcji z metalem podłoża, w miejscach nieszczelności, na próbkach w obecności jonów żelazowych Fe^{2+} , wytwarzających się podczas korozji stali w procesie anodowym:



odczynnik przybiera barwę niebieską, co ma związek z następującą reakcją wytworzonych kationów Fe^{2+} z obecnym w odczynniku żelazocyjankiem potasu:



Aby zapobiec rozmywaniu się barwnych plam, do roztworu ferrokcyjankowego dodano żelatynę. Szczelność powłok oceniano, obliczając obszar zabarwiony [w %] po 15-minutowym przebywaniu każdej próbki w roztworze i opłukaniu w wodzie destylowanej. Wszystkie badania wykonywano z pięciokrotną powtarzalnością. W tabeli 1. zamieszczono przykładowy wygląd próbek po badaniach i pokazano wyniki badań.

Podsumowanie

Porównując próbki obrobione według różnych wariantów obróbki wykańczającej, można stwierdzić, że próbki, w których zarówno podłoże przed chromowaniem, jak i powłoka chromu były nagniatane, wykazały wyraźnie najgorszą szczelność, znacznie gorszą od wszystkich innych próbek. W związku z tym, w przypadku gdy powinna być zapewniona jak najlepsza szczelność powłok, nie należy zalecać stosowania takiej kolejności obróbki wykończeniowej.

Próbki, w których podłoże było nagniatane, a powłoka polerowana, oraz próbki z polerowanym podłożem i polerowaną powłoką wykazały dość dobrą szczelność, pośrednią między wariantami wcześniej omawianymi. To ostatnie oznacza, że technologia konwencjonalna również zapewnia dość dobrą szczelność powłok chromowych.

Najlepszą szczelność spośród badanych wariantów wykazały próbki o podłożu polerowanym i nagniatanej powłoce. Taka kolejność operacji obróbki wykończeniowej może być zatem zalecana tam, gdzie dąży się do uzyskania jak najlepszej szczelności.

Literatura

1. Korzyński M., Dzierwa A., Pacana A., Cwanek J.: Fatigue strength of chromium coated elements and possibility of its improvement with ball peening. Surface and Coatings Technology, Vol. 204, Issue 5, 2009, 615-620.

2. Korzyński M., Pacana A., Cwanek J.: Fatigue strength of chromium coated elements and possibility of its improvement with slide diamond burnishing. *Surface and Coatings Technology*, Vol. 203, Issue 12, 2009, 1670-1676.
3. Nascimento M.P., Torres M.A.S., Souza R.C., Voorwald H.J.C.: Effect of a shot peening pretreatment on the fatigue behaviour of hard chromium on electroless nickel interlayer coated AISI 4340 aeronautical steel. *Materials Research*, Vol. 5, No. 2, 2002, 95-100.
4. Bistek T., Sękowski S.: *Metody badań powłok metalowych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973.
5. Praca zbiorowa: *Poradnik galwanotechnika*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
6. Młynarski A., Jakubowski J.: *Obróbka powierzchniowa i powłoki ochronne*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
7. Kozłowski A., Tymowski J., Żak T.: *Techniki wytwarzania, powłoki ochronne*. PWN, Warszawa 1978.
8. Korzyński M.: *Nagniatanie ślizgowe*. WNT, Warszawa 2007.
9. Jaworska L., Rozmus M., Twardowska A., Królicka B.: Kompozyty diamentowe z ceramiczną fazą wiążącą – modyfikacja mikrostruktury w aspekcie łączenia z korpusem narzędzia. *Composites*, 6, 2006, 3-7.
10. Świrad S.: *Nagniatanie ślizgowe elementami walcowymi z kompozytu diamentowego*. Praca doktorska, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2007.

INFLUENCE OF FINISHING ON THE DENSITY OF CHROMIUM COATINGS

Summary

The effect of the type and sequence finishing operations on density of chromium coatings was tested in this work. The effects of polishing and burnishing operations of the substrate and the coating in four different configurations were compared. The tightness testing carried out by immersion of coated samples (they were 41Cr4 steel samples with a 25 μm chromium coat) in the ferroxyl reagent, assessing the amount of colored area. The results showed a harmful influence of burnishing the substrate and showed the best tightness the samples in which the substrate was polished and the coating was burnished, recommending such finishing of chromium coated elements in case when their good tightness is required.

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.

Urszula KUDYBA

Uniwersytet Rzeszowski

Katarzyna KORZYŃSKA

Politechnika Rzeszowska

WSKAŹNIKI KONTROLNE SGP PNEUMOKULKOWANYCH POWIERZCHNI ELEMENTÓW ZE STOPU MgAl8ZnMn

Praca stanowi próbę wyłonienia reprezentatywnej grupy wskaźników struktury geometrycznej powierzchni (SGP) obrobionych przez pneumokulkowanie, wystarczającej do pełnej kontroli struktury takich powierzchni. Badania wykonano na próbkach ze stopu MgAl8ZnMn kulowanych na urządzeniu VaporBlast, a analizę wskaźników SGP wykonano na urządzeniu TayScan 150 z oprogramowaniem TalyMap 3D. Obliczono wzajemne korelacje pomiędzy dwudziestoma dwoma wybranymi parametrami, co pozwoliło określić wzajemne ich powiązania i ujawnić istniejące, znaczące korelacje pomiędzy niektórymi z nich. Uznano, że dla kompleksowego scharakteryzowania stanu powierzchni po pneumokulkowaniu wystarczy podać wartości tylko siedmiu parametrów. Są to parametry: Sa, Ssk, Sal, Str, Sp, Ssc oraz STp. Stwierdzono, że pozostałe parametry SGP, jako silnie skorelowane z podanymi, nie muszą być badane po pneumokulkowaniu.

Wstęp

Struktura geometryczna powierzchni (SGP) ma duży wpływ na warunki pracy, a tym samym na jakość i trwałość współpracujących części maszyn i urządzeń. W celu możliwie najbardziej kompleksowego określenia stanu SGP po obróbce, obecnie wykorzystuje się kilkadziesiąt wskaźników – parametrów amplitudowych, powierzchniowych i objętościowych, przestrzennych, funkcjonalnych i hybrydowych [1-3]. W praktyce produkcyjnej, poza parametrem Ra (średnie odchylenie profilu nierówności od linii średniej), bardzo rzadko kontroluje się inne parametry SGP, takie jak: Rz (średnia dziesięciopunktowa wysokość nierówności), Rt (całkowita wysokość profilu), Rp (wysokość najwyższego wzniesienia profilu) i udział nośny liniowy lub powierzchniowy. Przypadki obróbki powierzchni ukierunkowane na uzyskanie konkretnej wartości innego niż wymienione parametru są bardzo rzadkie, podczas gdy inżynieria powierzchni wykazuje istotne znaczenie właśnie i niektórych innych parametrów dla warunków pracy wielu różnych połączeń i odpowiedzialnych części maszyn [4-6]. Na

przykład duże znaczenie mogą mieć promienie zaokrąglenia wierzchołków nierówności powierzchni współpracujących w warunkach tarcia ślizgowego albo promienie zaokrąglenia wgłębień nierówności i głębokość najgłębszego karbu w przypadku elementów pracujących w warunkach obciążeń zmiennych.

Dlatego też, we współczesnej inżynierii powierzchni coraz większe znaczenie przywiązuje się do innych niż Ra parametrów chropowatości. Do ich kształtowania coraz częściej stosuje się różne, niekonwencjonalne technologie pozwalające na kształtowanie SGP obrabianej w sposób najbardziej odpowiedni dla danych warunków pracy. Do takich niekonwencjonalnych technologii należą m.in. pneumokulkowanie – nagniatanie strumieniem okrągłych drobin śrutu lub kulek stalowych [6, 7]. W pracach badawczych stan tak obrabianej powierzchni jest charakteryzowany kompleksowo [7, 8], byłoby jednak pożądane wyłonienie kilku najważniejszych, kontrolnych wskaźników SGP. Niniejsza praca stanowi próbę takiego przedsięwzięcia. Jej celem było wyłonienie reprezentatywnej grupy wskaźników SGP powierzchni obrabianych przez pneumokulkowanie, wystarczających dla pełnej kontroli struktury takich powierzchni.

Metodyka i wyniki badań

Badania przeprowadzono na próbkach w kształcie wałków o średnicy 35 mm. Próbkę wykonano ze stopu magnezu MgAl8ZnMn. Po wstępnym toczeniu próbki kulowano na kulownicy VaporBlast przy użyciu zespołu dwóch dysz o wylotach odległych od powierzchni obrabianej o 120 mm, w zakresach parametrów podanych w tab. 1., do uzyskania 100% stopnia pokrycia powierzchni obrabianej śladami kulek. Badania przeprowadzono z trzykrotną powtarzalnością, według kompletnego planu statycznego determinowanego dwupoziomowego typu PSDK2³ [9], w którym czas realizacji obróbki 3 czynników zmiennych był przyjmowany na dwu poziomach, a całkowita liczba doświadczeń (kombinacji czynników wejściowych) wynosiła 8. Matrycę tego planu przedstawiono w tab. 1.

Tabela 1. Matryca planu PS/DK 2³

Numer doświadczenia	x ₁ (średnica kulek, mm)	x ₂ (ciśnienie rozpylania, MPa)	x ₃ (czas obróbki, min)	\bar{y} (mierzony parametr)
1	0,4	0,45	0,55	
2	0,4	0,45	1,35	
3	0,4	0,90	0,55	
4	0,4	0,90	1,35	
5	0,6	0,45	0,55	
6	0,6	0,45	1,35	
7	0,6	0,90	0,55	
8	0,6	0,90	1,35	

Analizę struktury geometrycznej powierzchni kulkowanych wykonano z użyciem urządzenia pomiarowego TalyScan 150 z oprogramowaniem do analizy powierzchni TalyMap 3D. Wykorzystano metodę stykową, przy zastosowaniu czujnika indukcyjnego. Pomiary wykonano na obszarze próbkowania 2 x 2 mm, ze skokiem próbkowania 10 μm . Do scharakteryzowania SGP przyjęto parametry podane w tab. 2.

Tabela 2. Badane parametry struktury geometrycznej powierzchni (oznaczenia zgodne z [1, 2])

Rodzaje parametrów	Nazwa polska	Nazwa angielska	Oznaczenie parametru
Amplitudowe	Średnie arytmetyczne odchylenie wysokości nierówności powierzchni od płaszczyzny odniesienia	Arithmetic mean deviation of the roughness profile	Sa, μm
	Średnie kwadratowe odchylenie wysokości nierówności powierzchni od płaszczyzny odniesienia	Root-mean-square deviation of the roughness profile	Sq, μm
	Wysokość najwyższego wzniesienia powierzchni	Maximum peak height of the roughness profile	Sp, μm
	Głębokość najniższego wgłębienia powierzchni	Maximum valley depth of the roughness profile	Sv, μm
	Odległość wertykalna między szczytem najwyższego wierzchołka a najniższym zagłębieniem powierzchni	Total height of roughness profile	St, μm
	Współczynnik skośności rozkładu wysokości topografii (rzędnych) powierzchni	Skewness of the roughness profile	Ssk
	Współczynnik skupienia rozkładu wysokości topografii (rzędnych) powierzchni	Kurtosis of the roughness profile	Sku
	Wysokość nierówności powierzchni dla 10 punktów (pięć najwyższych wzniesień i pięć najniższych zagłębień)	Ten point height of the roughness profile	Sz, μm
Powierzchniowe i objętościowe	Współczynnik pola powierzchni nośnej	Surface material ratio	STp, %
	Wysokość rdzenia powierzchni	Roughness profile section height difference	SHTp, μm
	Średnia objętość materiału wzniesień na jednostkowej powierzchni	Average volume of elevated material in a unit area	Smmr, mm^3/mm^2
	Średnia objętość wgłębień na jednostkowej powierzchni	Average volume of cavities on a unit area	Smvr, mm^3/mm^2

Tabela 2. (cd.)

Rodzaje parametrów	Nazwa polska	Nazwa angielska	Oznaczenie parametru
Przestrzenne	Gęstość wierzchołków powierzchni	Density of summits of the surface	Sds, pks/mm ²
	Stopień kierunkowości powierzchni	Texture aspect ratio of the surface	Str
	Wskaźnik autokorelacji powierzchni (najmniejsza długość odcinka, na którym funkcja autokorelacji osiąga wartość 0.2)	Fastest decay autocorrelation length	Sal, mm
	Odchylenie głównego kierunku tekstury powierzchni (od osi 90° prostopadłej do kierunku zbierania danych x)	Texture direction of the surface	Std, °
	Wymiar fraktalny powierzchni	Fractal dimension	Sfd
Hybrydowe	Średnie kwadratowe pochylenie nierówności powierzchni	Root mean square gradient of the surface	Sdq, μm/μm
	Średnia arytmetyczna krzywizna wierzchołków nierówności powierzchni	Arithmetic mean summit curvature of the surface	Ssc, 1/μm
Funkcjonalne	Wskaźnik nośności powierzchni	Surface bearing index	Sbi
	Wskaźnik utrzymania środka smarowego przez wgłębienia rdzenia	Core fluid retention index	Sci
	Wskaźnik utrzymania środka smarowego przez wgłębienia położone poniżej rdzenia	Valley fluid retention index	Svi

Wyniki pomiarów poszczególnych parametrów SGP przedstawiono w tab. 3. Te wyniki stanowiły podstawę do obliczenia zależności korelacyjnych pomiędzy poszczególnymi parametrami SGP. Obliczano współczynnik korelacji liniowej (Pearsona) kolejno pomiędzy wszystkimi parami (każdy z każdym) współczynników, biorąc pod uwagę wszystkie wyniki z tab. 3. Wyniki obliczeń korelacyjnych zamieszczono w tab. 4. Za silnie skorelowane parametry uważano te, dla których bezwzględna wartość współczynnika korelacji wynosiła powyżej 0,7.

Tabela 3. Zestawienie wybranych parametrów SGP po pneumokulkowaniu stopu magnezu MgAl8ZnMn

Lp.	Oznaczenie parametru	Numer doświadczenia								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8
1.	Sa	0,904	8,42	15,5	36,1	8,07	10,3	10,4	5,29	10,7
2.	Sq	1,04	10,5	19,5	42,4	10	12,7	13	6,63	13,3
3.	Sp	3,03	83,8	53,3	75	33,8	42,1	41,9	30,4	27,1
4.	Sv	3,2	45,6	70,7	118	31,2	36,7	52,4	21,9	49,3
5.	St	6,23	129	124	193	65	78,8	94,3	52,3	76,4
6.	Ssk	0,308	0,109	-0,393	-0,492	0,070	0,257	-0,031	0,106	-0,711
7.	Sku	1,91	3,06	2,93	2,16	2,8	2,73	3,01	2,93	3,06
8.	Sz	5,46	64,4	97,4	118	60,1	71,1	82,4	42,8	85
9.	STp	0,7	0	0	0	0	0	0	0	0
10.	SHTp	2,14	18	33,1	81,5	17,1	22,2	22,3	11,2	23,2
11.	Smmr	0,0032	0,0456	0,0707	0,118	0,0312	0,0367	0,0524	0,0219	0,0493
12.	Smvr	0,0030	0,0838	0,0533	0,075	0,0338	0,0421	0,0419	0,0304	0,0271
13.	Sds	799	461	384	274	287	286	364	301	287
14.	Str	0,0374	0,685	0,247	0,305	0,622	0,87	0,823	0,860	0,353
15.	Sal	0,0313	0,071	0,243	0,31	0,113	0,116	0,119	0,0664	0,364
16.	Std	6,5	26,5	63,5	45	45	26,5	45	45	63,5
17.	Sfd	2,4	2,28	2,16	2,09	2,23	2,21	2,2	2,32	2,2
18.	Sdq	0,0544	0,446	0,432	0,322	0,33	0,416	0,429	0,318	0,291
19.	Ssc	0,0056	0,0904	0,0847	0,0358	0,0536	0,0624	0,0759	0,0451	0,0333
20.	Sbi	0,787	0,158	0,817	2,11	0,593	0,647	0,636	0,347	1,44
21.	Sci	1,59	1,58	1,4	1,19	1,6	1,69	1,56	1,61	1,21
22.	Svi	0,0646	0,104	0,133	0,115	0,106	0,09	0,108	0,108	0,139

Analiza wyników i wnioski

Przeprowadzona analiza korelacyjna pozwoliła określić wzajemne powiązania między poszczególnymi parametrami SGP. W przypadku próbek pneumokulkowanych wykazała ona znaczące korelacje następujących parametrów SGP:

- Sa jest skorelowany z: Sq, Sv, St, Sku, Sz, Sfd, SHTp, Smmr, Sbi,
- Ssk jest skorelowany z: Sz, Str, Sal, Std, Sbi, Sci, Svi,
- Sal jest skorelowany z: Sfd, Sbi, Sci, Svi, Ssk, Sz, Str,
- Str jest skorelowany z: Sal, Smmr, Sci, Svi, Ssk, Sz, Str,
- Sp jest skorelowany z: St, Smvr,
- Ssc jest skorelowany z: Sds, Sdq,
- parametr niezależny statystycznie to STp.

Na podstawie podanych korelacji pomiędzy poszczególnymi parametrami SGP oraz ich definicji, jako reprezentatywne dla poszczególnych grup parametrów SGP, wybrano 6 niezależnych, nieskorelowanych z sobą. Te parametry to:

- parametry amplitudowe: Sa, Ssk, Sp,
- parametry przestrzenne: Str, Sal,
- parametr hybrydowy: Ssc.

Dla kompleksowego scharakteryzowania stanu SGP po pneumokulkowaniu wystarczy obliczyć podane sześć parametrów oraz jeden parametr niezależny statystycznie. Pozostałe parametry, jako silnie skorelowane z podanymi, nie muszą być określane po tej obróbce. Jeśliby zachodziła potrzeba oszacowania ich wartości, to jest to możliwe przy wykorzystaniu powyżej określonych zależności korelacyjnych.

Literatura

1. Whitehouse D.: Surfaces and their Measurement. Taylor & Francis Books Inc., New York 2002.
2. Oczoś K., Liubimov V.: Struktura geometryczna powierzchni. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2003.
3. Pawlus P.: Topografia powierzchni – pomiar, analiza, oddziaływanie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
4. Korzyński M., Pacana A., Cwanek J.: Fatigue strength of chromium coated elements and possibility of its improvement with slide diamond burnishing. Surface and Coatings Technology, Vol. 203, Issue 12, 2009, 1670-1676.
5. Nascimento M.P., Torres M.A.S., Souza R.C., Voorwald H.J.C.: Effect of a shot peening pretreatment on the fatigue behaviour of hard chromium on electroless nickel interlayer coated AISI 4340 aeronautical steel. Materials Research, Vol. 5, No. 2, 2002, 95-100.
6. Korzyński M., Dzierwa A., Pacana A., Cwanek J.: Fatigue strength of chromium coated elements and possibility of its improvement with ball peening. Surface and Coatings Technology, Vol. 204, Issue 5, 2009, 615-620.

7. Dzierwa A., Żarski T.: The effect of selected properties of chromium coating elements after pneumatic ball peening on fatigue strength. *Nonconventional Technologies Review*, 3, 2007, 19-22.
8. Żarski T.: Wpływ pneumokulkowania na wybrane właściwości stopu magnezu MgAl8ZnMn. *Scientific Bulletins of Rzeszów University of Technology*, 209, *Mechanics* 62, 2004, 427-432.
9. Korzyński M.: *Metodyka eksperymentu*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2006.

THE CONTROL INDICATORS OF SURFACE GEOMETRIC STRUCTURE OF AN MgAl8ZnMn ALLOY AFTER PNEUMATIC BALL PEENING

S u m m a r y

The work is an attempt to identify a representative group of indicators of surface geometric structure (SGS) of the samples finished by pneumatic ball peening (PBP), and being sufficient to fully control of the such surface structures. The tests performed on samples made of an alloy MgAl8ZnMn and peened using VaporBlast device. The analysis of SGS indicators has been performed with TayScan 150 profilometer and TalyMap 3D software. The correlations between twenty-two selected parameters were calculated. It was allowed to determine their mutual relations, and to reveal the existing significant correlations between some of them. It was considered that for a comprehensive characterization of the surface after PBP enough to give the value of only seven parameters. These are the parameters: Sa, Ssk, Sal, Str, Sp, Ssc and STp. It was found that the other parameters of the SGS are strongly correlated with the above mentioned and need not be examined after PBP.

Złożono w redakcji w lipcu 2010 r.

Hubert KUSZEWSKI
Adam USTRZYCKI
Politechnika Rzeszowska

WPLYW WYBRANYCH PARAMETRÓW WTRYSKU NA KĄT WIERZCHOŁKOWY STRUGI ROZPYLANEGO PALIWA

W artykule przedstawiono zależności kryterialne, które mogą być wykorzystane do obliczeń kąta wierzchołkowego strugi rozpylanego paliwa. Równania modelowe zostały opracowane dla rozpylacza klasycznego – model Hiroyasu i Arai, oraz dla wtryskiwacza o zmiennych przekrojach otworków wylotowych. W dalszej części wykonano obliczenia wpływu wybranych parametrów związanych z wtryskiem paliwa na kąt wierzchołkowy strugi rozpylanego paliwa.

1. Wstęp

Rozpylanie paliwa jest jednym z najważniejszych procesów zachodzących w silnikach z wewnętrznym tworzeniem mieszaniny palnej. Proces ten determinuje przebieg tworzenia mieszaniny palnej, a więc bezpośrednio oddziałuje na przebieg wywiązywania ciepła w silniku, czyli ma wpływ na jego wskaźniki energetyczne i ekologiczne. Istotną rolę w procesie rozpylania powinna odgrywać odpowiednio ukształtowana struga wtryskiwanego paliwa, cechująca się odpowiednią makro- i mikrostrukturą [1]. Ważne jest przy tym, aby w okresie opóźnienia samozapłonu (w silniku o ZS) względne prędkości ruchu powietrza i paliwa nie były wysokie, natomiast po samozapłonie wzrastały [2, 3]. Osiągnięcie tego celu może być zrealizowane m.in. przez odpowiedni dobór parametrów konstrukcyjnych klasycznych rozpylaczy paliwa, w których iglica wykonuje ruch posuwisto-zwrotny. Pewne możliwości w tym zakresie daje zastosowanie rozpylacza o odmiennej zasadzie działania, gdzie iglica wykonuje ruch obrotowo-zwrotny, a przekroje otworków rozpylających w czasie trwania wtrysku zmieniają swój kształt i przekrój. Jednocześnie należy zwrócić uwagę, że obliczeniowe określenie parametrów makro- i mikrostruktury rozpylania jest niezwykle złożonym zagadnieniem, ponieważ musi być związane z koniecznością uwzględnienia bardzo dużej liczby parametrów, których wartości mogą się zmieniać w bardzo krótkim czasie [4, 5].

Jednym z częściej stosowanych sposobów wyznaczania podstawowych parametrów makrostruktury strugi rozpylanego paliwa jest posługiwanie się bezwymiarowymi postaciami równań modelowych. Równania takie najczęściej są funkcją bezwymiarowych liczb podobieństwa (kryteriów), dlatego uzasadnione jest stosowanie w odniesieniu do nich nazwy zależności kryterialne. Jak wiadomo, ustalanie kryteriów bezwymiarowych jest przedmiotem analizy wymiarowej. Dzięki niej możliwe jest wyznaczenie poprawnej pod względem wymiarowym postaci wzorów fizycznych. Wyznaczenie zależności kryterialnych najczęściej sprowadza się do przyjęcia hipotezy o wpływie pewnych zjawisk fizycznych lub mechanizmów na badany proces. O wynikach analizy wymiarowej decyduje zatem wybór wielkości fizycznych, mających wpływ na rozpatrywane zjawisko.

W niniejszej pracy przedstawiono zależność kryterialną dla kąta wierzchołkowego strugi generowanej przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy, w którym w czasie wtrysku zmieniają się przekroje otworków wylotowych rozpylacza. Budowa takiego wtryskiwacza została przedstawiona między innymi w pracach [6, 7]. W dalszej części, na podstawie przeprowadzonych obliczeń, porównano wpływ wybranych parametrów związanych z wtryskiem paliwa na kąt wierzchołkowy strugi generowanej przez wtryskiwacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Uwzględniono wpływ gęstości paliwa, będący m.in. wynikiem mieszania oleju napędowego i oleju rzepakowego, wpływ przeciwności (gęstości) powietrza, do którego odbywa się wtrysk paliwa, oraz wpływ średnicy otworka rozpylającego. W obliczeniach wykorzystano model własny (dla rozpylacza nowego typu – oznaczenie A) i model opracowany przez Hiroyasu i Arai [8, 9] (dla rozpylacza klasycznego – oznaczenie B).

2. Charakterystyka modeli rozpylania wykorzystanych do obliczeń

Na podstawie danych literaturowych [8, 10, 11] i obserwacji własnych [6] przyjęto, że kąt wierzchołkowy strugi Θ generowanej przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy jest funkcją następujących wielkości:

$$F\left(\frac{\Theta}{2}, \rho_p, \rho_g, \eta_p, \eta_g, \sigma_p, w, d_i, d_k\right) = 0 \quad (1)$$

gdzie: F – ogólna postać operatora funkcyjnego,

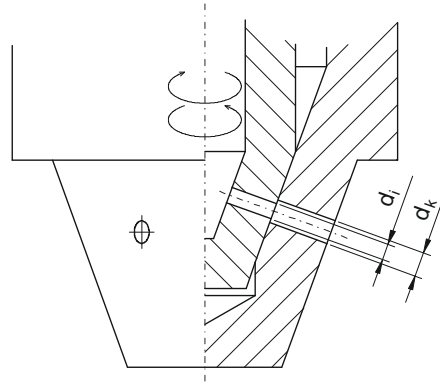
Θ – kąt wierzchołkowy strugi, rad,

ρ_p – gęstość paliwa, kg/m^3 ,

ρ_g – gęstość ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa, kg/m^3 ,

- η_p – lepkość dynamiczna paliwa, Pa·s,
- η_g – lepkość dynamiczna ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa, Pa·s,
- σ_p – napięcie powierzchniowe paliwa, kg/s²,
- w – początkowa prędkość względna paliwa i otaczającego gazu, m/s,
- d_i – średnica otworka wylotowego w iglicy, m,
- d_k – średnica otworka wylotowego w korpusie rozpylacza, m.

Podana funkcja charakteryzuje się tym, że występują w niej dwie wielkości konstrukcyjne charakteryzujące rozpylacz – średnica otworka wylotowego w iglicy d_i oraz średnica otworka wylotowego w korpusie rozpylacza d_k (rys. 1.). Jest to podstawowa różnica w stosunku do znanych zależności opisujących zmiany kąta wierzchołkowego strugi generowanej przez klasyczny rozpylacz wielootworkowy, gdzie wymiarem charakteryzującym rozpylacz najczęściej jest średnica otworka w korpusie rozpylacza oraz jego długość.



Rys. 1. Fragment rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy (d_i – średnica otworka w iglicy, d_k – średnica otworka w korpusie rozpylacza), [7]

Ostateczna postać równania modelowego (zależności kryterialnej) umożliwiającego obliczenie przybliżonej wartości kąta wierzchołkowego strugi Θ generowanej przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy jest następująca:

$$\operatorname{tg} \frac{\Theta}{2} = 1,02 \operatorname{We}^{0,112} \operatorname{Re}^{0,087} M^{0,48} Td^{2,2} \quad (2)$$

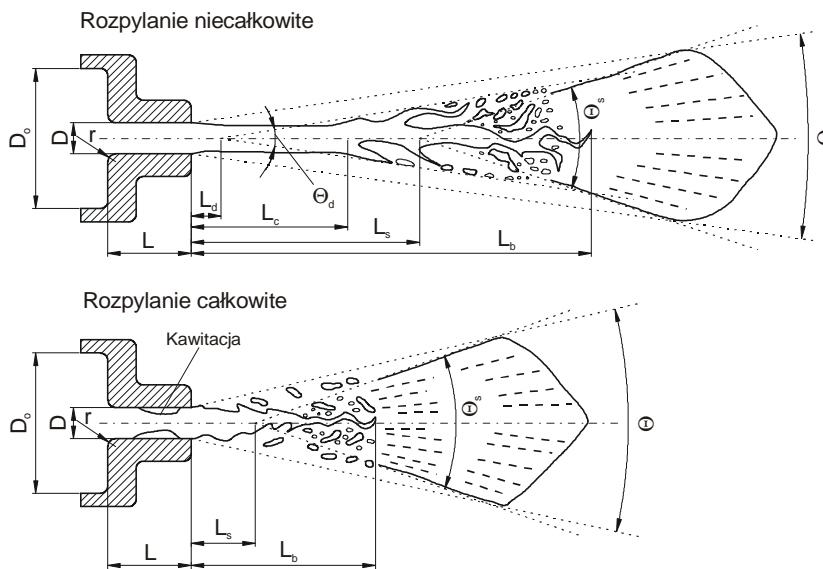
przy czym:

$$\operatorname{We} = \frac{\rho_g w^2 d_i}{\sigma} \quad (3)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_p w d_i}{\eta_p} \quad (4)$$

$$M = \frac{\rho_g}{\rho_p} \quad (5)$$

$$\text{Td} = \frac{d_i}{d_k} \quad (6)$$



Rys. 2. Wewnętrzna struktura rozpylania niecałkowitego i całkowitego w modelu Hiroyasu i Arai [8]: D – średnica otworka rozpylacza, D_0 – średnica komory rozpylacza, L – długość otworka rozpylacza, L_b – odległość rozpadu, L_c – długość gładkiej kolumny paliwa, L_d – położenie wierzchołka stożka zaburzeń, L_s – położenie wierzchołka stożka strugi, Θ – kąt wierzchołkowy strugi, Θ_d – kąt stożka zaburzeń powierzchniowych, Θ_s – kąt stożka rozpylania

W modelu Hiroyasu i Arai [8] wartość kąta wierzchołkowego wyznaczonego z zależności (7) jest determinowana parametrami konstrukcyjnymi rozpylacza oraz gęstością ośrodka, do którego odbywa się wtrysk paliwa, i gęstością paliwa. Schemat tego modelu przedstawiono na rys. 2.

$$\Theta = 83,5 \cdot \left(\frac{L}{D}\right)^{-0,22} \cdot \left(\frac{D}{D_0}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_p}\right)^{0,26} \quad (7)$$

gdzie: Θ – kąt wierzchołkowy strugi, deg,
 L – długość otworka rozpylacza, m,
 D – średnica otworka w korpusie rozpylacza, m,
 D_0 – średnica komory rozpylacza, m,
 ρ_g – gęstość ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa, kg/m^3 ,
 ρ_p – gęstość paliwa, kg/m^3 .

3. Obliczenia kąta wierzchołkowego strugi rozpylanego paliwa

Korzystając z równań modelowych zaprezentowanych w poprzednim punkcie, wykonano obliczenia mające na celu określenie wpływu gęstości ośrodka, do którego odbywa się wtrysk paliwa ρ_g , gęstości paliwa ρ_p oraz średnicy otworka rozpylającego D w modelu z rys. 2. i d_i w modelu z rys. 1. (d_i – dla rozpylacza nowego typu) na kąt wierzchołkowy strugi Θ . Wartości parametrów, dla których przeprowadzono obliczenia, zaprezentowano w tabeli 1. W tabeli pogrubieniem wyróżniono te wartości, które były przyjmowane jako stałe dla etapów obliczeń odnoszących się do oddziaływania wybranych parametrów na kąt wierzchołkowy strugi. Obliczenia przeprowadzono przy założeniu, że wtrysk paliwa odbywa się do powietrza o temperaturze 650°C (923 K). Na tej podstawie, uwzględniając przyjęte wartości ciśnienia powietrza, z równania stanu gazu obliczono wartości gęstości powietrza ρ_g . Niezbędną do obliczeń początkową wartość prędkości względnej paliwa i otaczającego gazu obliczono z zależności:

$$w = \mu \sqrt{2 \frac{p_{\text{wtr}} - p_g}{\rho_p}} \quad (8)$$

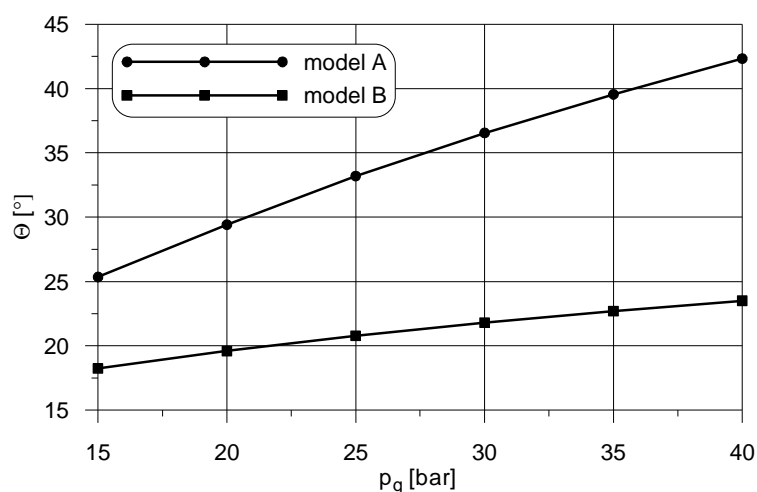
gdzie: w – początkowa prędkość względna paliwa i otaczającego gazu, m/s,
 μ – współczynnik przepływu (0,7),
 p_{wtr} – ciśnienie paliwa przed otworkiem rozpylającym, Pa,
 p_g – ciśnienie ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa, Pa,
 ρ_p – gęstość paliwa, kg/m^3 .

Tabela 1. Wartości parametrów związanych z wtryskiem paliwa przyjęte w obliczeniach

Nazwa	Oznaczenie	Jednostka	Wartości		Uwagi
			model własny wzór (7)	model Hiroyasu i Arai wzór (2)	
Gęstość paliwa	ρ_p	kg/m ³	799; 828 ; 857; 886 [*] ; 915 ^{**} ; 944	799; 828 ; 857; 886 [*] ; 915 ^{**} ; 944	-
Gęstość ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa	ρ_g	kg/m ³	5,7; 7,5; 9,4; 11,3; 13,2 ; 15,1	5,7; 7,5; 9,4; 11,3; 13,2 ; 15,1	obliczone na podstawie p_g , T_g dla $R = 287$ [J/kg K]
Ciśnienie ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa	p_g	Bar	15; 20; 25; 30; 35 ; 40	15; 20; 25; 30; 35 ; 40	-
Temperatura ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa	T_g	K	923	923	-
Ciśnienie wtrysku paliwa	p_{wtr}	Bar	500	-	-
Lepkość dynamiczna paliwa	η_p	Pa·s 10 ³	3,0; 5,0 ; 15,0; 25,7 ^{***} ; 66,3 ^{****} ; 70,0	-	-
Napięcie powierzchniowe paliwa	σ_p	kg/s ² 10 ³	29	-	-
Początkowa prędkość względna paliwa i otaczającego gazu	w	m/s	244; 238; 233; 228; 223; 219	-	obliczone z zależności (8)
Średnica otworka wylotowego w iglicy	d_i	m 10 ³	0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40	-	-
Średnica otworka wylotowego w korpusie rozpylacza (rozpylacz nowego typu)	d_k	m 10 ³	0,22; 0,30; 0,37; 0,45; 0,52; 0,60	-	obliczone na podstawie d_i , przy zachowaniu stałego stosunku $d_i/d_k = 0,67$

Tabela 1. (cd.)

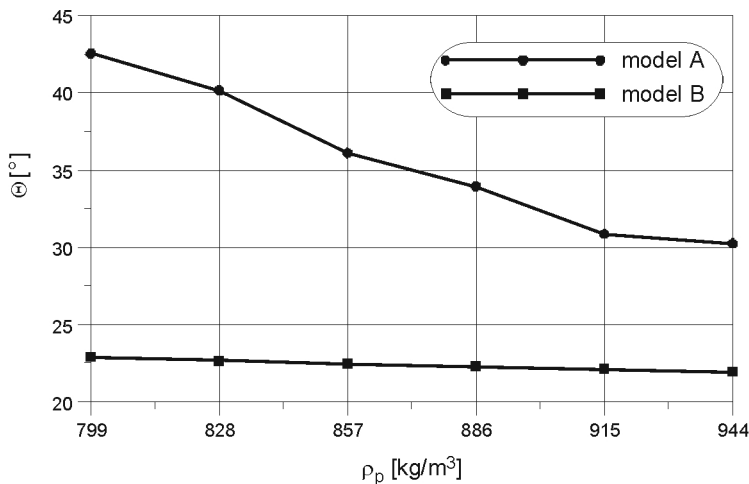
Nazwa	Oznaczenie	Jednostka	Wartości		Uwagi
			model własny wzór (7)	model Hiroyasu i Arai wzór (2)	
Średnica otworka w korpusie rozpylacza	D	m 10^3	-	0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,35; 0,40	-
Średnica komory rozpylacza	D_0	m 10^3	-	1,0	-
Długość otworka rozpylacza	L	m 10^3	-	0,23; 0,30; 0,38; 0,45; 0,53; 0,60	obliczone na podstawie D, przy zachowaniu stałego stosunku $L/D = 1,5$
<p>* – zmierzona wartość dla 30% oleju napędowego i 70% oleju rzepakowego (objętościowo) w temperaturze 20°C</p> <p>** – zmierzona wartość dla oleju rzepakowego w temperaturze 20°C</p> <p>*** – zmierzona wartość dla 30% oleju napędowego i 70% oleju rzepakowego (objętościowo) w temperaturze 20°C</p> <p>**** – zmierzona wartość dla oleju rzepakowego w temperaturze 20°C</p>					



Rys. 3. Wpływ ciśnienia ośrodka gazowego, do którego odbywa się wtrysk paliwa p_g , na kąt wierzchołkowy strugi Θ rozpylanego paliwa dla rozpylacza klasycznego (model B) i o zmiennych przekrojach otworków wylotowych (model A)

Z przeprowadzonych obliczeń i zgodnie z prezentowanymi w literaturze wynikami badań [11, 12-14] wynika, że zarówno w przypadku modelu rozpylania przedstawionego przez Hiroyasu i Arai, jak i modelu opracowanego dla wtryskiwacza nowego typu – ze zmiennymi przekrojami otworków wylotowych, zwiększanie gęstości ośrodka gazowego p_g , do którego odbywa się wtrysk paliwa, powoduje, że kąt wierzchołkowy strugi Θ ulega zwiększaniu (rys. 3.). W przypadku rozpylacza nowego typu przyrost kąta wierzchołkowego strugi w funkcji przeciwności jest jednak znacznie silniejszy, co powinno sprzyjać lepszemu rozprowadzaniu paliwa w komorze spalania silnika wysokoprężnego z bezpośrednim wtryskiem paliwa.

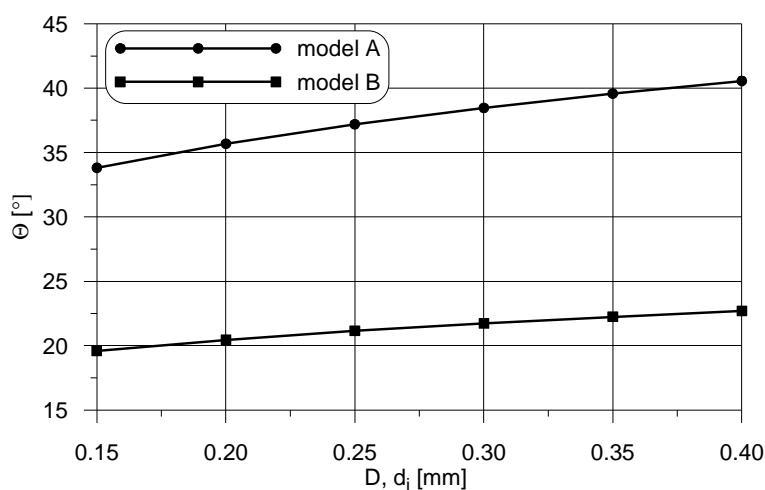
Zwiększanie gęstości paliwa ρ_p , w przypadku obu typów wtryskiwaczy, powoduje zmniejszanie kąta wierzchołkowego strugi (rys. 4.). W przypadku modelu opracowanego dla wtryskiwacza klasycznego widać jednak tylko bardzo nieznaczny spadek tego kąta przy wzroście gęstości paliwa. Ogólnie, potwierdzone eksperymentalnie wyniki obliczeń wskazują, że rozpylacz nowego typu zapewnia korzystniejsze warunki tworzenia mieszaniny palnej przy rozpylaniu paliw o zwiększonej gęstości. Zwiększoną gęstość w stosunku do typowego oleju napędowego posiadają np. mieszaniny oleju napędowego i oleju rzepakowego.



Rys. 4. Wpływ gęstości paliwa ρ_p na kąt wierzchołkowy strugi Θ rozpylanego paliwa dla rozpylacza klasycznego (model B) i o zmiennych przekrojach otworków wylotowych (model A)

Na rys. 5. przedstawiono dodatkowo wpływ średnicy otworka w korpusie rozpylacza D (rozpylacz klasyczny) i średnicy otworka w iglicy d_i (rozpylacz o zmiennych przekrojach otworków wylotowych) na kąt wierzchołkowy stru-

gi Θ . W obu przypadkach zwiększanie średnic tych otworków powoduje zwiększenie kąta wierzchołkowego strugi, co także znajduje potwierdzenie w prezentowanych w literaturze wynikach badań [8, 11, 14]. Należy jednak zwrócić uwagę, że dla rozpylacza nowego typu, jedynie w fazie pełnego otwarcia rozpylacza, wypływ paliwa odbywa się przez kołowy przekrój otworka wylotowego [6, 7]. W fazie częściowego otwarcia rozpylacza paliwo wypływa przez przekrój soczewkowy [6]. Biorąc to pod uwagę, przyjęto w obliczeniach, że średnica otworka w iglicy jest równa średnicy otworka w korpusie rozpylacza klasycznego. Dla każdej z przyjętych wartości tych średnic i przy założeniu jednakowych pozostałych warunków związanych z wtryskiem paliwa, kąt wierzchołkowy uzyskiwany dla rozpylacza nowego typu ma blisko dwukrotnie większą wartość niż dla rozpylacza klasycznego.



Rys. 5. Wpływ średnicy otworka w korpusie rozpylacza D (rozpylacz klasyczny) i średnicy otworka w iglicy d_i (rozpylacz o zmiennych przekrojach otworków wylotowych) na kąt wierzchołkowy strugi Θ rozpylanego paliwa dla rozpylacza klasycznego (model B) i o zmiennych przekrojach otworków wylotowych (model A)

4. Podsumowanie

Proces rozpylania paliwa zależy od wielu czynników związanych z parametrami wtrysku paliwa, warunkami otoczenia i konstrukcją samego rozpylacza. Czynniki te, poza oczywiście konstrukcją rozpylacza, ulegają zmianom w czasie bardzo krótkiego okresu. Spośród wielu parametrów konstrukcyjnych klasycznych rozpylaczy wpływających na proces rozpylania, najczęściej analizowany jest wpływ stosunku długości do średnicy otworka rozpylającego oraz średnicy

otworka rozpylającego. Należy zwrócić uwagę, że o ile we wtryskiwaczu klasycznym stosunek ten nie ulega zmianie w czasie trwania wtrysku, to w rozpylaczu z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy jest on uzależniony od fazy wtrysku paliwa, co jest skutkiem zmiany przekrojów otworków wylotowych.

Przedstawione w niniejszym artykule modele pozwalające na obliczenie kąta wierzchołkowego strugi mogą być wykorzystywane jako podmodele tworzenia mieszaniny palnej w silnikach wysokoprężnych z bezpośrednim wtryskiem paliwa przy opracowywaniu złożonych modeli matematycznych cyklu roboczego silnika.

Literatura

1. Kuszewski H., Ustrzycki A.: Wpływ warunków wtrysku na mikrostrukturę strugi rozpylanego paliwa. Науково-технічний збірник, No 16, 2008, Вісник Національного транспортного університету, Київ 2008.
2. Kuszewski H.: Wpływ parametrów rozpylonego paliwa na tworzenie mieszaniny palnej i spalanie w silniku wysokoprężnym. Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji „Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych”, Zeszyt 20, Kraków 2000.
3. Kuszewski H., Szlachta Z.: Ekologiczny aspekt kształtowania własności strugi rozpylanego paliwa w silniku wysokoprężnym. Zeszyty Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji „Problemy Eksploatacji”, Zeszyt 1/2002.
4. Kuszewski H., Ustrzycki A.: Wpływ lepkości kinematycznej paliwa na proces jego wtrysku w systemie Common Rail. Науково-технічний збірник, No 18, 2009, Вісник Національного транспортного університету, Київ 2009.
5. Ustrzycki A.: Wpływ parametrów wtryskiwacza na przebieg wtrysku paliwa w układzie zasilania z rozdzielaczową pompą wtryskową. Mat. Konf. SAKON'05 nt. "Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji", Rzeszów-Przeclaw 2005, s. 317-326.
6. Kuszewski H., Lejda K.: Experimental Investigations of a New Type of Fuelling System for Heavy-Duty Diesel Engines. International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 16, Issue 1/2, 2009.
7. Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M., Kuszewski H.: Badania nowego proekologicznego systemu spalania dla szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego z rozpylaczem o zmiennym przekroju otworów rozpylających paliwo. Sprawozdanie z realizacji Projektu Nadawczego, nr 9 T12 D 016 16, Kraków 2002.
8. Hiroyasu H., Arai M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE Transactions, 1990.
9. Hiroyasu H., Arai M., Tabata M.: Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray. SAE Transactions, 1989.
10. Hiroyasu H., Nishida K.: Fuel Spray Trajectory and Dispersion in a D.I. Diesel Combustion Chamber. SAE Transactions, 1989.
11. Zabłocki M.: Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1976.

12. Tanner F.X.: Liquid Jet Atomization and Droplet Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays. SAE Transactions, 1997.
13. Varde K.S., Popa D.M.: Diesel Fuel Spray Penetration at High Injection Pressures. SAE Transactions, 1983.
14. Varde K.S., Popa D.M., Varde L.K.: Spray Angle and Atomization in Diesel Sprays. AE Transactions, 1984.

EFFECT OF INJECTION PARAMETERS ON CONE ANGLE OF FUEL SPRAY

S u m m a r y

In the article the criterion relationships which can be used for calculation a spray cone angle were presented. The model equations for classical spray nozzle – Hiroyasu and Arai model and for spray nozzle with variable sections of outlet holes were studied. Next, computations of effect of selected parameters connected with fuel injection on spray cone angle were conducted.

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.

Volodymyr LIUBYMOV

Politechnika Rzeszowska

PRZYCZYNEK DO PROBLEMU DOKŁADNOŚCI DEFINICJI TECHNICZNYCH (na przykładzie fenomenu skrawania)

W artykule jest omówiony problem ścisłości, dokładności i jednoznaczności definicji technicznych na przykładzie definicji „skrawanie materiałów”.

Słowa kluczowe: definicja, skrawanie

Na pierwszy rzut oka dyskusja na temat: co i jak nazwać, jest niepotrzebnym, drobiazgowym grzebaniem w lingwistycznych szczegółach. Z drugiej zaś strony, nie bez powodu Sokrates mianował najmądrzejszą „istotę, która określiła przedmioty i nadała im imiona”. W określeniu zakłada się przyczynowo-skutkowy związek między pewnymi przedmiotami lub zjawiskami. Najlepiej to rozumieją prawnicy. W prawotwórczych instytucjach wszystkich krajów toczy się zacięta walka o każde słowo, o każdy przecinek dokumentu prawnego, od tego bowiem zależą losy polityki, działalności gospodarczej, zależą losy, a nawet życie ludzkie. Wystarczy przypomnieć sobie obecnie już podręcznikowe „stracić nie wolno ułaskawić”.

W technice, na szczęście, nie jest na tyle ostro i niebezpiecznie. Ale i inżynierowie potrzebują dokładnych określeń. Na przykład w zależności od definicji procesu skrawania tarcie i wydzielanie ciepła na powierzchni natarcia mogą być traktowane jako zjawiska należące do tego procesu lub jako zjawiska towarzyszące temu procesowi.

To wielce zadziwiające, że w dniu dzisiejszym brakuje uzasadnionego określenia zjawiska zwanego „skrawaniem materiału”.

Określenie encyklopedyczne jest następujące [1]: „Skrawanie – usuwanie mechaniczne z powierzchni obrabianego przedmiotu określonej warstwy w celu nadania odpowiedniego kształtu, wymiaru, wyglądu”.

Określenie według autorów książki [2] jest następujące „Skrawanie – to jest proces ścinania z obrabianego półproduktu pewnej masy metali specjalnie pozostawionej dla obróbki i określanej jako naddatek”.

Z kolei autor publikacji [3] podaje, że: „Skrawanie to proces oparty na modelu usuwania warstwy nadkładu materiału w postaci wiórów przez ostrze skrawające narzędzia”.

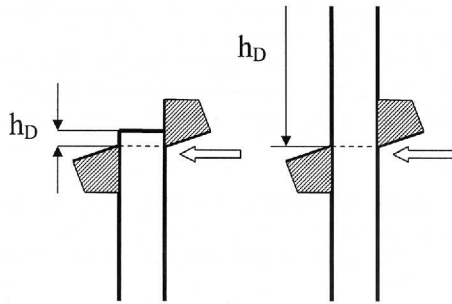
Przytoczone określenia dość ogólnikowo mówią o usuwaniu pewnej masy lub warstwy materiału nadkładu w postaci wiórów w celu uzyskania odpowiednich walorów przedmiotu. I to nasuwa pewne refleksje. Po pierwsze, cel procesu (uzyskanie odpowiednich walorów przedmiotu) nie jest i nie może być charakterystyką samego procesu. Po drugie, co zmusza materiał nadkładu do separacji od pozostałego materiału?

Znacznie bardziej konkretne jest określenie autora publikacji [4]: „Skrawaniem przyjęto nazywać rodzaj obróbki, który polega na usuwaniu z przedmiotu obrabianego warstwy materiału przy użyciu energii mechanicznej za pomocą narzędzia o ostrzu w kształcie klina; usunięta warstwa materiału przekształcona w wiór, w całej swojej objętości jest odkształcona plastycznie”. I tu też pojawiają się pytania:

- co oznacza termin „usuwanie”?
- czy powstały wiór oraz odkształcenie plastyczne całej objętości wióra jest przyczyną, skutkiem czy też zjawiskiem towarzyszącym usuwaniu?

Zatem większość monografii i podręczników w ogóle nie posiada określenia skrawania, zakładając prawdopodobnie, że takie proste i zrozumiałe pojęcie nie potrzebuje dodatkowego tłumaczenia [5-10].

Zastanówmy się wyrywkowo nad niektórymi pojęciami znajdującymi się w określeniach procesu „skrawanie”, na przykład, co to jest „wiór”. Czy jest on charakterystycznym i obowiązkowym składnikiem procesu skrawania? Niekoniecznie. Przykładem może być proces cięcia blach nożycami lub prętów na specjalnych prasach. W zasadzie jest to proces skrawania z nieskończonej grubości warstwy skrawanej h_D . Zamiast wióra jest rozdzielenie pręta na dwa przedmioty lub więcej (rys. 1.).



Rys. 1. Ilustracja definicji skrawania: a) skrawanie z różnymi wartościami h_D

W niektórych określeniach procesu skrawania [11] można napotkać takie zakończenie definicji „... z parametrami gwarantującymi odpowiednią trwałość

narzędzia”. I tu należy zwrócić uwagę na to, że zużycie, od którego zależy trwałość narzędzia, jest niepożądanym, obcym procesem towarzyszącym – niestety – procesowi skrawania.

Teoretycznie rzecz biorąc, proces skrawania może być bez zużycia. Istnieją przecież uzasadnione teoretyczne i realizowane praktycznie niezużywające się pary trące, działające na podstawie zjawiska anormalnego przeniesienia masy. Takie niezużywające się narzędzia skrawające znajdują się na razie jeszcze tylko na „wyspie marzeń”, ale kto wie...?

Na podstawie przytoczonych i analogicznych rozważań można zaproponować następujące określenie skrawania:

Skrawanie to jest proces ukierunkowanego poprzednio i sterowanego pęknięcia z następnym rozdzieleniem materiału za pomocą nośnika skoncentrowanej zewnętrznej energii mechanicznej.

Należy równie ostrożnie podchodzić do określenia celu skrawania. Wydaje się logiczne i niepodważalne, że tym celem jest „nadanie przedmiotowi odpowiedniego kształtu, wymiaru, wyglądu” [1]. Tak to wygląda z punktu widzenia procesu produkcyjnego. Nieco inaczej wygląda to ze strony fizycznej procesu.

Na kształtowanie niepotrzebnego nikomu – oprócz metalurgów – wióra, na jego odkształcenia plastyczne traci się do 80% całkowitej energii skrawania i tylko 4-6% energii kształtuje przedmiot obrabiany i nadaje pożądany stan jego powierzchni i dokładność. Objętość wióra w odniesieniu do czasu obróbki służy do oceny wydajności procesu skrawania, a w odniesieniu do zużycia narzędzia jest jednym ze wskaźników odporności narzędzia na zużycie. Charakter przebiegu odkształceń plastycznych wióra i charakter pęknięcia materiału w strefie skrawania jednoznacznie określają jakość i walory powierzchni obrobionej i jej warstwy wierzchniej. Z tego wynika, że proces kształtowania wióra, chociaż nie służy bezpośrednim celom procesu skrawania, jest przedmiotem wnikliwych badań w zakresie skrawania materiałów. Po takich rozważaniach nie wygląda absurdalnie następująca definicja celu skrawania:

Celem procesu skrawania jest stworzenie warunków kształtowania wióra gwarantujących odpowiednią jakość przedmiotu obrabianego przy minimalnie możliwych wydatkach czasu, energii i kosztów.

Lireratura

1. Encyklopedia powszechna. PWN, Warszawa 1985.
2. Granowskij G.I., Granowskij V.G.: Riezanije mietalłow. Wysszaja szkoła, Moskwa 1985.
3. Grzesik W.: Podstawy skrawania materiałów metalowych. WNT, Warszawa 1998.
4. Olszak W.: Obróbka skrawaniem. WNT, Warszawa 2008.

5. Armarego E. J.A., Broun R.H.: The machining of metals. Prentice-Hall, Inc. 1977.
6. Merchant M.E.: Mechanics of the metal cutting process. J. Appl. Physics, Vol. 16, No. 5, 1945.
7. Oxley P.L.B.: Mechanics of machining. An analytical approach to assessing machine ability. Ellis Harwood Ltd., New York 1989.
8. PN-ISO 3002-1 + A1/1996. Podstawowe pojęcia w obróbce wiórowej i ściernej. Geometria części roboczej narzędzi skrawających. Terminologia ogólna, układy odniesienia, kąty narzędzia i kąty robocze oraz łamacze wióra.
9. Shaw M.C.: Metal cutting principles. Clarendon Press, Oxford 1989.
10. Zorev N.N. at all: Razwitije nauki o riezanii mietalłow. Maszynostrojenije, Moskwa 1967.
11. Technologie des métaux (praca zbiorowa) Mir, Moscou-Paris 1967.

К ВОПРОСУ ТОЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОПРЕДЕЛЕНИЙ (НА ПРИМЕРЕ ФЕНОМЕНА РЕЗАНИЯ)

А н н о т а ц и я

В статье обсуждается проблема краткости, точности и однозначности формулировки технических определений на примере определения „резание материалов”.

Ключевые слова: определение, резание

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.

Janusz LUBAS

Uniwersytet Rzeszowski

ZASTOSOWANIE POWŁOK PVD W ŚLIZGOWYCH WĘZŁACH CIERNYCH

W pracy przedstawiono wyniki badań porównawczych wpływu warstwy powierzchniowej jednorodnej z TiN i CrN oraz o strukturze pasmowej TiN – stal 46Cr2 i CrN – stal 46Cr2 na próbce pierścieniowej na warunki tarcia w parze ciernej, w warunkach smarowania obszaru tarcia olejami silnikowymi Lotos Syntetyk 5W/40 i Castrol Magnatec 5W/40. W parze ciernej przeciwpróbka została wykonana ze stopu łożyskowego AlSn20. Badania przeprowadzono na testerze trybologicznym T-05. Wyniki badań potwierdziły możliwość zastosowania warstw powierzchniowych o strukturze pasmowej w parach ślizgowych, które pracują w warunkach tarcia mieszanego. Badania wykazały, że siła tarcia, temperatura w obszarze tarcia i zużycie materiału łożyskowego zależą od warunków tarcia i kompozycji współpracujących warstw powierzchniowych pary ciernej. Zaobserwowano korzystne parametry tarcia w parach ciernych z próbkami z warstwą powierzchniową o strukturze pasmowej CrN – stal 46Cr2 i jednorodnej CrN.

Słowa kluczowe: obróbka powierzchniowa, PVD, tarcie mieszane, zużycie

1. Wprowadzenie

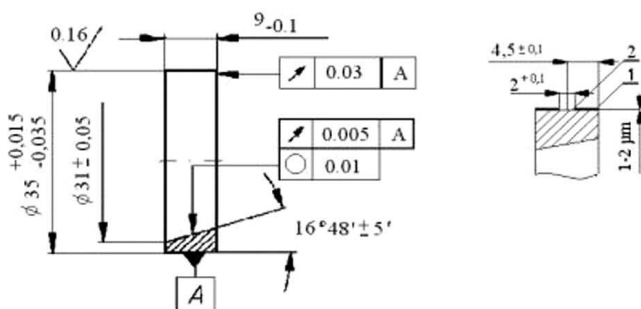
Niezawodność maszyn jest efektem poprawnej pracy węzłów łożyskowych, a szczególnie łożyskowych węzłów ślizgowych. W projektowaniu i wytwarzaniu tych elementów konstrukcyjnych wykorzystuje się dostępne metody umożliwiające zmniejszenie intensywności zużycia oraz zapewniające korzystne parametry pracy elementów węzła cierneho. Szczegółowa analiza warunków pracy tych węzłów i badania modelowe dają podstawę do tworzenia nowych konstrukcji i technologii spełniających rosnące wymagania eksploatacyjne. W przypadku specyficznych warunków pracy węzłów ślizgowych (np. rozruchu, przeciążenia układu, zanieczyszczenia oleju produktami zużycia, zatrzymania) konieczne jest stosowanie nowych metod obróbki powierzchniowej, zapewniających korzystne warunki pracy przy występującym tarcu mieszanym [1].

W pracy łożyska ślizgowego, w warunkach tarcia mieszanego istotne znaczenie mają warstwy powierzchniowe wytworzone na elementach węzła cierneho i rodzaj czynnika smarnego. Eksploatacja i badania wykazują, że w tych warunkach tarcia zachodzą istotne korelacje między warstwami powierzchniowymi

elementów wężła ciernego a czynnikiem smarnym tworzącym warstwy graniczne ograniczające niekorzystne warunki pracy. Na podstawie zaleceń eksploatacyjnych czopy łożysk ślizgowych powinny charakteryzować się: dużą odpornością na zużycie, odpornością na korozyjne oddziaływanie czynnika smarnego, niskim współczynnikiem tarcia. Korzystne właściwości tribologiczne charakteryzują warstwy wierzchnie uzyskane w procesach PVD – duża odporność na korozję, duża odporność na zużycie tribologiczne, duża mikrotwardość czy znaczna wytrzymałość [2-5].

2. Opis badań

Celem badań jest określenie wpływu technologicznie ukształtowanych warstw powierzchniowych próbki pierścieniowej i gatunku oleju silnikowego na parametry tarcia w kinematycznej parze ciernej pracującej w warunkach tarcia mieszanego. W badaniach zastosowano próbki z warstwą powierzchniową po azotowaniu jonizacyjnym oraz z powłokami jednorodnymi (TiN, CrN) i ze strukturą pasmową (TiN – stal 46Cr2 i CrN – stal 46Cr2), (rys. 1.). Czopy współpracowały w parze ciernej z przeciwpróbką ze stopu łożyskowego AlSn20, a obszar tarcia smarowano olejami silnikowymi Lotos Syntetyk 5W/40 i Castrol Magnatec 5W/40. Badania porównawcze współpracy pary ciernej przeprowadzono na testerze tribologicznym typu T-05.

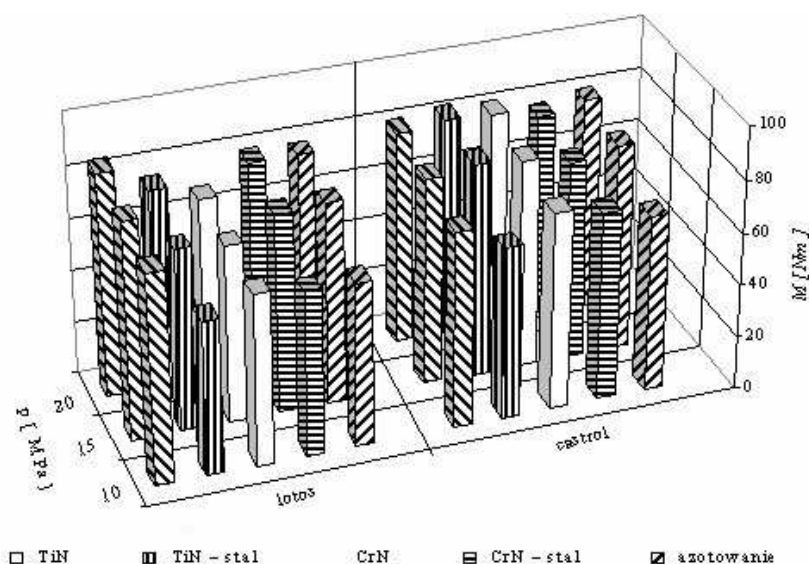


Rys. 1. Kształt i wymiary próbek pierścieniowych: 1 – powłoka, 2 – materiał pierścienia

3. Wyniki badań

Wpływ technologicznych warstw powierzchniowych wytworzonych na próbkach pierścieniowych na procesy tarcia w parze ciernej można opisać na podstawie pomiarów momentu tarcia w chwili rozruchu pary ciernej, siły tarcia i temperatury w obszarze tarcia oraz zużycia elementów pary. W celu wyzna-

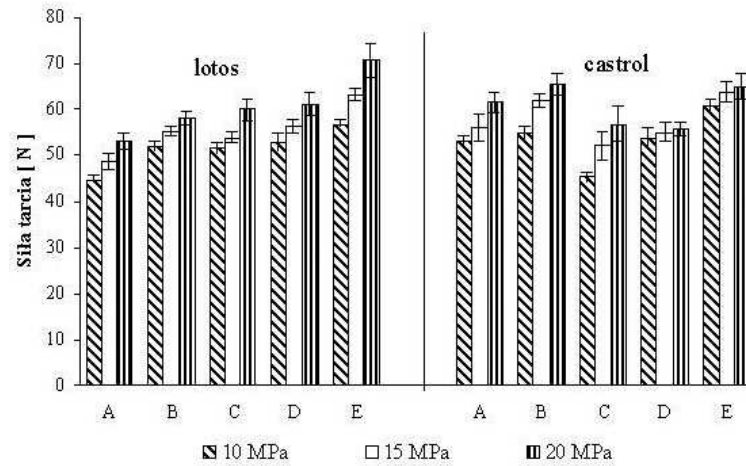
czenia zmian warunków tarcia przeprowadzono pomiary wartości oporów tarcia wstępujących w czasie rozruchu pary ciernej. W chwili startu pary ciernej rejestrowano wartości momentu tarcia w zależności od ukształtowanej warstwy powierzchniowej próbki pierścieniowej, gatunku oleju silnikowego i obciążenia pary kinematycznej (rys. 2.). Zarejestrowane wartości momentu tarcia podczas rozruchu badanych par ciernych pokazały, że nie można określić ogólnych zależności między badanymi wielkościami i są one indywidualne dla badanych par kinematycznych. Zarejestrowane wartości momentu tarcia potwierdziły wzrost oporów ruchów wraz ze wzrostem obciążenia pary ciernej. Najniższe wartości momentu tarcia są charakterystyczne dla par kinematycznych z próbkami z powłoką z azotku chromu, a najwyższe dla par z czopem z powłoką z azotku tytanu (smarowanie olejem lotos). Podczas prób obserwowano niższe wartości momentu tarcia dla par z próbkami z warstwami o strukturze pasmowej (TiN – stal 46Cr2 i CrN – stal 46Cr2) niż dla par z próbkami z powłokami (TiN i CrN). Wartości momentu tarcia podczas rozruchu par z warstwami o strukturze pasmowej są porównywalne z uzyskanymi dla par próbkami z warstwami azotowanymi. Smarowanie par olejem lotos pozwala na uzyskanie niższych wartości momentu tarcia niż w przypadku smarowania olejem castrol.



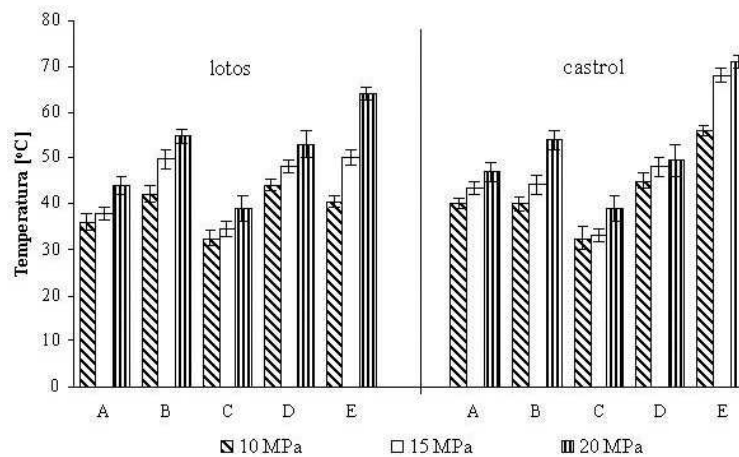
Rys. 2. Średnie wartości momentu tarcia w momencie rozruchu pary ciernej

W celu wyznaczenia wpływu badanych czynników na siłę tarcia w parze kinematycznej i temperaturę w obszarze tarcia, przeprowadzono badania przy założonych warunkach obciążenia: stała prędkość obrotowa próbki pierścieni-

wej $n = 100$ obr./min i zmienne naciski jednostkowe $p = 10 - 20$ MPa. Na podstawie uzyskanych wyników opracowano wykresy zmian siły tarcia i temperatury w obszarze tarcia w funkcji obciążenia pary (rys. 3. i 4.).



Rys. 3. Zmiany siły tarcia w funkcji obciążenia pary ciekiej: A) TiN, B) TiN – stal, C) CrN, D) CrN – stal, E) azotowanie jonizacyjne



Rys. 4. Zmiany temperatury w funkcji obciążenia pary ciekiej: A) TiN, B) TiN – stal, C) CrN, D) CrN – stal, E) azotowanie jonizacyjne

W tak ustalonych warunkach prób uzyskano w parach ślizgowych istotne różnice w wartości rejestrowanej siły tarcia w zależności od struktury badanej pary ciekiej i zastosowanego oleju silnikowego (rys. 3.). W parach ciekich z warstwami jednorodnymi (TiN i CrN) i o strukturze pasmowej (TiN – stal

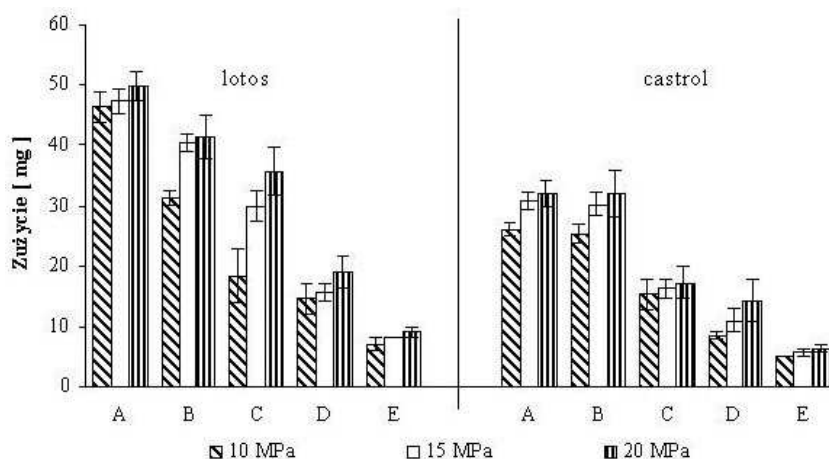
46Cr2 i CrN – stal 46Cr2) smarowanych olejem lotos siły tarcia zmniejszyły się w stosunku do próbki z warstwą azotowaną. Natomiast najwyższe wartości siły tarcia zmierzono w parach z próbkami z warstwami powierzchniowymi z azotkiem tytanu. Pary z próbkami z warstwami z azotkiem tytanu i azotowane jonizacyjne, smarowane olejem castrol wykazują zbliżone wartości siły tarcia. W tych warunkach tarcia niższe wartości siły tarcia rejestrowano w parach z warstwami zawierającymi azotek chromu.

Wartości i przebiegi temperatury dla warunków smarowania olejem lotos i olejem castrol są zbliżone (rys. 4.). Zmiany temperatury są efektem zastosowanego sposobu modyfikacji warstwy powierzchniowej próbki. W parach ciernych z próbkami z warstwami jednorodnymi (TiN i CrN) i o strukturze pasmowej (TiN – stal 46Cr2 i CrN – stal 46Cr2) zmierzone wartości temperatury są niższe w stosunku do par z próbkami z warstwą azotowaną. Zastosowanie powłoki z azotku chromu w parze ciernej istotnie wpłynęło na znaczne obniżenie temperatury w obszarze tarcia. Uzyskane wyniki pomiaru temperatury wykazały, że najniższe wartości temperatury rejestrowano podczas prób dla par z próbkami z warstwami jednoskładnikowymi azotku tytanu i azotku wartości chromu.

Otrzymane wyniki siły tarcia i temperatury można tłumaczyć właściwościami fizycznymi warstw powierzchniowych o odmiennych strukturach metalograficznych, strukturą warstwy powierzchniowej jednorodnej (TiN i CrN) i strukturą pasmową (TiN – stal 46Cr2 i CrN – stal 46Cr2), jak również właściwościami stopu łożyskowego i olejów silnikowych. W przypadku badanych struktur kinematycznych istotne zmiany mogą być spowodowane adsorpcją oleju, która jest uzależniona od zwilżalności współpracujących warstw powierzchniowych, jak również podatności tych struktur na oddziaływanie powierzchniowo aktywnych dodatków zawartych w oleju. Poważnym zagadnieniem w przypadku warstw o strukturze pasmowej są możliwości występowania zakłóceń w przepływie czynnika smarnego, możliwości magazynowania oleju w mikroobszarach warstwy powierzchniowej, występowanie gradientu temperatury na szerokości styku, wpływ produktów zużycia i powstanie nowych struktur metalograficznych jako mieszanin materiałów stanowiących budowę pary [6].

Pomiary zużycia elementów pary ciernej wykazały, że nie wystąpiło mieralne zużycie próbek pierścieniowych, natomiast analiza zużycia stopu łożyskowego pozwala stwierdzić, iż zastosowanie warstwy powierzchniowej o strukturze pasmowej wprowadza istotne zmiany w procesie tarcia (rys. 5.). Najmniejsze zużycie stopu łożyskowego uzyskano w parach ciernych współpracujących z czopem z warstwą powierzchniową po azotowaniu jonizacyjnym (niezależnie od zastosowanego gatunku oleju silnikowego). Istotne zmniejszenie zużycia stopu łożyskowego zaobserwowano dla par z próbką z warstwą powierzchniową o strukturze pasmowej w stosunku do par z próbką z warstwą jednorodną. W przypadku par z próbką z warstwą zawierającą azotek chromu zaobserwowano istotne zmniejszenie zużycia stopu. Przy zastosowaniu w parze ciernej próbki z warstwą o strukturze pasmowej z azotku chromu (stal) zużycie panwi jest oko-

ło dwukrotnie mniejsze. Również dla czopów z warstwami z azotkiem tytanu (stal) obserwuje się zmniejszenie zużycia o około 10-20% w stosunku do par z próbką z warstwą jednorodną z azotku tytanu (smarowanie olejem lotos). W parach ciernych smarowanych olejem castrol obserwuje się mniejsze różnice w wartości zużycia panwi w funkcji ukształtowanej warstwy jednorodnej (TiN i CrN) i o strukturze pasmowej (TiN – stal 46Cr2 i CrN – stal 46Cr2) warstwy powierzchniowej próbki. Próby wykazały również zmniejszenie zużycia stopu łożyskowego w skojarzeniu z próbką pierścieniową z jednorodną warstwą z azotkiem chromu.



Rys. 5. Zużycie stopu łożyskowe: A) TiN, B) TiN – stal, C) CrN, D) CrN – stal, E) azotowanie jonizacyjne

Wytworzone warstwy powierzchniowe charakteryzują się dużą odpornością na zużycie ściernie i w pewnych określonych warunkach tarcia mają korzystne cechy tribologiczne. Badania modelowe wykazały, że istnieje możliwość stworzenia par ciernych z próbkami o strukturze pasmowej, które są w stanie pracować w istniejących węzłach tarcia. Pary te mogą mieć korzystniejsze charakterystyki tribologiczne niż stosowane obecnie. Przy czym zmiana ta może wymagać zastosowania nowej generacji olejów smarujących (umożliwiających wytworzenie bardziej trwałych warstw granicznych) lub opracowania nowej generacji materiałów łożyskowych o zwiększonej odporności na zużycie ściernie.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i analizy ich wyników można wyciągnąć następujące wnioski:

- 1) Sposób ukonstruowania warstw powierzchniowych próbki pierścieniowej w procesie obróbki powierzchniowej wpływa na zmianę oporu tarcia w parze ciernej. Uzyskane na podstawie prób eksperymentalnych wartości siły tarcia pozwoliły określić istotną zależność przebiegu zmian oporów tarcia od nacisku jednostkowego.
- 2) Stwierdzono wpływ ukształtowanej warstwy powierzchniowej próbki pierścieniowej na zużycie stopu łożyskowego przeciwpróbki. Wykazano, że przy współpracy próbek z warstwą powierzchniową o strukturze pasmowej z azotku chromu – stal 46Cr2 i azotowanej jonizacyjnie występuje najmniejsze zużycie stopu łożyskowego AlSn20. Natomiast największe zużycie przeciwpróbki zarejestrowano dla par z próbkami z warstwą powierzchniową z azotkiem tytanu.
- 3) W parach ciernych smarowanych olejem silnikowym Castrol GTX Magnatec 5W/40 wystąpiło mniejsze zużycia stopów łożyskowych w stosunku do par smarowanych olejem Lotos Syntetyk 5W/40.

Literatura

1. Kula P.: Inżynieria warstwy wierzchniej. Politechnika Łódzka, Łódź 2000.
2. Polcara T., Kubartb T., Novak R., Kopecky L., Siroky P.: Comparison of tribological behaviour of TiN, TiCN and CrN at elevated temperatures. *Surf. & Coat., Technol.*, 193 (2005), 192.
3. Wierzchon T.: Structure and properties of multicomponent and composite layers produced by combined surface engineering methods. *Surf. & Coat., Technol.*, 180-181 (2003), 458.
4. Santner E.: Comparison of wear and friction measurements of TiN coatings. *Tribologia*, 1 (1995).
5. Chena H., Wu P., Quaeys P.Q., Xu K.W., Stals L.M, He J.W., Celis J.-P.: Comparison of fretting wear of Cr-rich CrN and TiN coatings in air of different relative humidities. *Wear*, 253 (2002), 527.
6. Sep J., Kucaba-Pietal A.: Experimental testing of journal bearings with two-component surface layer in the presence of an oil abrasive contaminant. *Wear*, 249 (2001), 1090.

APPLICATION TWO COMPONENTS SURFACE LAYERS WORKING IN FRICTIONAL PAIRS

Summary

The study has determined influence of coatings (TiN, CrN) and surface layers with ring structure (TiN and 46Cr2 steel, CrN and 46Cr2 steel) on parameters of friction in sliding pairs. During the research ring samples worked with segment of bearing sleeve made of AlSn20 alloy. The kinematics pair lubricated motor oils lotos syntetyk 5W-40 and castrol magnatec 5W/40. The research performed on test machine T-05. Change of moment of friction was individual for investigated sliding. The researches showed that moment of friction had the lowest values for pairs with

surface layer CrN. Values of friction forces of pair with surface layer TiN was the highest, by only during lubrication lotos oil. The researches showed that friction force and temperature of contact area and wear depended on load condition and structure of sliding. On base of experiences one ascertained influence formed surface layers on wear of bearing alloy. Cooperation surface layer CrN-46Cr2 steel and ion nitriding surface layer characterized least wear bearing alloys. Instead greatest wear registered for pairs with coating TiN. The researches showed profitable influence of motor oil castrol GTX magnatec 5W/40 in relation to oil lotus synthetic 5W/40 on decrease of wear of bearing alloy.

Złożono w redakcji w październiku 2010 r.

Waldemar LOGIN

Polskie Zakłady Lotnicze, Mielec

WPŁYW WYBRANYCH PARAMETRÓW PROCESU OBCIĄGANIA BLACH NA WIELKOŚĆ SPRĘŻYNOWANIA

W artykule przeanalizowano wpływ parametrów obciążania na zjawisko sprężynowania. Analizę przeprowadzono na podstawie wyników badań symulacyjnych wykorzystujących metodę elementów skończonych. Skupiono się na wpływie stopnia odkształcenia, grubości materiału oraz tarcia między wzornikiem a blachą na wielkość sprężynowania.

1. Wstęp

Proces kształtowania blach metodą obciążania jest stosowany do wytwarzania elementów o stosunkowo małej krzywiźnie i dużych wymiarach. W takich przypadkach zastosowanie zwykłego gięcia lub tłoczenia jest ekonomicznie nieopłacalne, a często wręcz niemożliwe. Metodę tę stosuje się przede wszystkim w przemyśle lotniczym do wytwarzania elementów pokryw kadłubów i skrzydeł statków powietrznych. Stawiane tam wysokie wymagania, co do kształtu części, sprawiają, że ważnym elementem procesu staje się zjawisko sprężynowania, gdyż bezpośrednio wpływa na poprawność wykonania elementu. W celu wytwarzania części w sposób powtarzalny, przy jednoczesnym obniżeniu kosztów uruchomienia produkcji nowego elementu bądź zmiany geometrii już istniejącego, oczywiście staje się jak najlepsze poznanie procesu i zjawisk mu towarzyszących.

Obecnie uruchomienie produkcji nowej części najczęściej przeprowadza się metodą prób i błędów, co bezpośrednio przekłada się na koszty związane z czasem i zużyciem materiału. Dodatkowym, ważnym czynnikiem jest powtarzalność procesu. W przypadku procesu obciążania bardzo duże znaczenie ma tu doświadczenie operatora maszyny, gdyż przede wszystkim to on metodą wzrokową ocenia poprawność jego przebiegu. Oczywiście jest to metoda subiektywna i nie zawsze skuteczna, szczególnie przy złożonej geometrii części i zastosowaniu nowego rodzaju materiału.

Poznanie charakterystyki procesu i wpływ poszczególnych parametrów na jego przebieg pozwolą na wprowadzenie koniecznych zmian już na etapie konstrukcji przyrządu, co bezpośrednio wpłynie na liczbę prób i modyfikacji jego geometrii. Dodatkowo informacje te mogą być pomocne przy wyposażeniu obciągarek w dodatkowe elementy pomiarowe (siły i przemieszczenia), co z kolei przyczyni się do zapewnienia większej powtarzalności wytwarzanych części [1]. Sprężynowanie jest szeroko badane i opisywane w literaturze, szczególnie dla procesu gięcia. Zostało opracowanych wiele metod uwzględniających zarówno wpływ parametrów procesu, jak i materiału, które można z powodzeniem wykorzystać przy opracowywaniu geometrii oprzyrządowania [2]. Proces obciągania jest bardziej złożony w stosunku do gięcia, przez co opracowanie skutecznej metody określania efektu końcowego jest trudniejsze. Dzięki wykorzystaniu metody MES do symulacji procesu można w pewnym stopniu przewidzieć jego efekt i tak go poprowadzić, aby uzyskać zamierzony kształt części bez uszkodzeń struktury materiału [3-5].

W artykule przedstawiono i przeanalizowano wpływ stopnia odkształcenia, grubości blachy oraz współczynnika tarcia między wzornikiem a częścią na efekt sprężynowania przy obciąganiu poprzecznym.

2. Przebieg badań

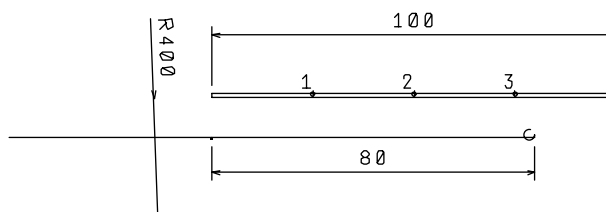
Badania symulacyjne procesu zostały przeprowadzone dla dwóch materiałów: blachy ze stopu aluminium AA5754 w stanie 0 oraz blachy stalowej gatunku 08 kategorii SB. Do opisu krzywych umocnienia zastosowano wzór Hollomona. Właściwości mechaniczne badanych materiałów, tj.: granicę plastyczności R_e , granicę wytrzymałości R_m , wydłużenia całkowite, współczynnik anizotropii normalnej oraz parametry krzywej umocnienia C i n , przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Właściwości mechaniczne materiałów

Material	R_e , MPa	R_m , MPa	A_{50}	r	C , MPa	n
AA5754 „0“	89	209	0,22	0,65	413	0,28
08 SB	162	310	0,42	1,55	554	0,21

Proces został zamodelowany jako problem płaski (ang. *plane strain*). Do modelu blachy użyto czworokątnych elementów płaskich, natomiast tłocznik zamodelowano jako ciało sztywne. Przyjęto długość próbki 100 mm, która była obciągana na wzorniku o przekroju kołowym i promieniu 140 mm (rys. 1.). Zagadnienie rozpatrywano jako symetryczne względem osi przechodzącej przez środek tłoczniaka.

Rys. 1. Wymiary modelu użytego do symulacji z zaznaczonymi punktami pomiarowymi



Proces obciągania zasymulowano następująco. Prawy koniec części został unieruchomiony, pozostawiając możliwość obrotu, natomiast na lewy koniec zostały narzucone więzy symetryczności względem osi wzornika. Proces obciągania był realizowany przez ruch wzornika w kierunku prostopadłym do wyjściowej powierzchni blachy. Wartość przemieszczenia przekładała się na odkształcenie części i wynosiła od 12,6 mm (dla 1%) do 22,2 mm (dla 5%). Dodatkowo przeprowadzono badanie wpływu grubości blachy i współczynnika tarcia między wzornikiem a częścią na wartość sprężynowania.

3. Wyniki obliczeń

W pierwszej kolejności badaniu poddano wpływ naprężeń rozciągających na wielkość sprężynowania. Obliczenia wykonano dla blachy o grubości 1,0 mm. Jako punkty do pomiaru przyjęto punkty znajdujące się w odległości $\frac{1}{4}$ długości od osi wzornika (pkt 1), w połowie długości (pkt 2) oraz $\frac{1}{4}$ długości od końca próbki (pkt 3). Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 2. Odkształcenie wynosiło od 1 do 5%. Wartości z tego zakresu są podawane w literaturze jako najbardziej optymalne do przeprowadzania procesu obciągania. Zarówno dla jednego, jak i drugiego materiału wartość naprężeń rozciągających ma bezpośredni wpływ na wielkość sprężynowania.

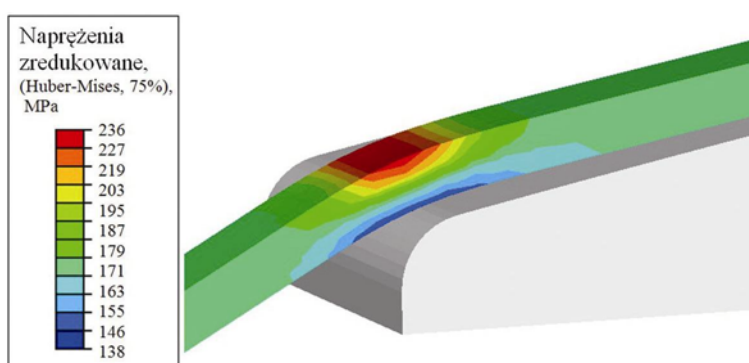
Tabela 2. Wartość sprężynowania dla różnego stopnia odkształcenia wzdłużnego próbek

Odkształcenie, %	AA5754			08		
	Sprężynowanie, mm			Sprężynowanie, mm		
	pkt 1	pkt 2	pkt 3	pkt 1	pkt 2	pkt 3
1	0,03	0,13	0,29	0,02	0,08	0,17
2	0,03	0,13	0,29	0,02	0,06	0,14
3	0,03	0,1	0,21	0,01	0,05	0,1
4	0,02	0,08	0,18	0,01	0,04	0,09
5	0,02	0,08	0,16	0,01	0,04	0,07

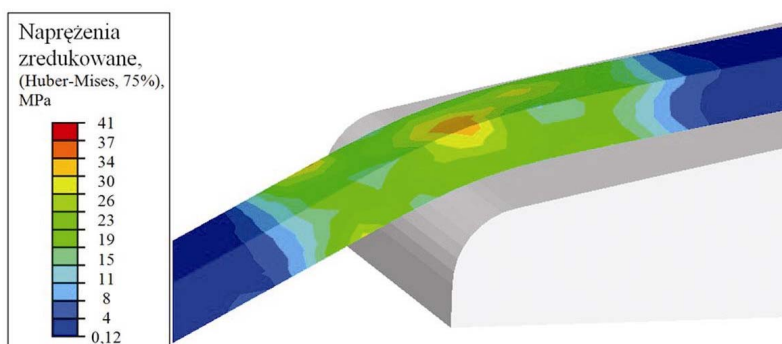
Dla stali 08 można zauważyć, że różnice w sprężynowaniu przy odkształceniu 3-5% są bardzo małe. Dlatego też należy przypuszczać, że prowadzenie procesu przy takich odkształceniach byłoby najbardziej korzystne. Większe

prowadzą do znacznej koncentracji naprężeń, szczególnie na końcu wzornika oraz w okolicach mocowania, co może prowadzić do pęknięcia materiału.

Dla materiału AA5754 również można zaobserwować spadek wartości sprężynowania wraz ze wzrostem naprężenia rozciągającego w całym badanym zakresie. W przypadku tego materiału sprężynowanie blachy jest około dwukrotnie większe. Podobnie jak poprzednio zwiększenie odkształcenia powoduje wzrost naprężeń w strefie mocowania blach i końca wzornika. W aktywnej fazie procesu obciążania, na skutek dodatkowych odkształceń gnących na krawędzi wzornika (rys. 2.) można spodziewać się rozdzielenia materiału. Mimo że obszary te leżą poza konturem części, to pęknięcie w trakcie prowadzenia procesu może skutkować brakiem możliwości właściwego ukształtowania detalu.



Rys. 2. Rozkład naprężeń na krawędzi wzornika w aktywnej fazie procesu obciążania blachy ze stopu AA5754 – wartość odkształcenia wzdłużnego 5%



Rys. 3. Rozkład naprężeń szczątkowych na krawędzi wzornika po sprężynowaniu

Po odciążeniu próbki następują powrotne odkształcenia sprężyste, następuje prawie całkowita relaksacja naprężeń (rys. 3.), jedynie w obszarze położonym

w pobliżu krawędzi wzornika pozostają naprężenia szczątkowe, o wartości dochodzącej do 30% granicy plastyczności, na całej grubości pasma.

Kolejną przeprowadzoną analizą było zbadanie wpływu grubości kształtowanej blachy na wartość sprężynowania. Obliczenia wykonano dla czterech grubości próbek: 0,5, 1,0, 1,5 i 2 mm, materiału AA5754 przy odkształceniu 2%. Wyniki obliczeń przedstawia tabela 3. Jak widać z podanych wyników, grubość obciążanego materiału praktycznie nie ma wpływu na sprężynowanie. Dzieje się tak za sprawą równomiernego rozkładu naprężeń na grubości blachy w trakcie prowadzenia procesu, szczególnie w etapie rozciągania.

Ostatnim zbadanym parametrem był współczynnik tarcia między blachą a wzornikiem. Obliczenia przeprowadzono dla 4 jego wartości: 0, 0,05, 0,1 oraz 0,2, przy odkształceniu 2% dla AA5754 i 4% dla stali 08. Wyniki przedstawia tabela 4. Analizując wyniki, widać, że tarcie między wzornikiem a blachą praktycznie nie ma wpływu na sprężynowanie. Jednakże powoduje wzrost naprężeń w trakcie prowadzenia procesu i przyczynia się do większych ich różnic na grubości blachy niż w przypadku braku tarcia. Ważne jest jednocześnie to, aby zapewnić jednorodne warunki na całym obszarze części, gdyż lokalne zmiany współczynnika tarcia mogą powodować w tych miejscach koncentracje naprężeń i w efekcie uszkodzenie części.

Tabela 3. Wpływ grubości materiału na sprężynowanie

Material: AA5754, odkształcenie 2%			
Grubość materiału, mm	sprężynowanie, mm		
	pkt 1	pkt 2	pkt 3
0,5	0,03	0,11	0,27
1	0,03	0,13	0,29
1,5	0,03	0,12	0,29
2	0,03	0,14	0,29

Tabela 4. Wpływ współczynnika tarcia na sprężynowanie

Wartość współczynnika tarcia	Material: AA5754, odkształcenie 2%			Material: 08, odkształcenie 4%		
	sprężynowanie, mm			sprężynowanie, mm		
	pkt 1	pkt 2	pkt 3	pkt 1	pkt 2	pkt 3
0	0,03	0,13	0,29	0,01	0,04	0,09
0,05	0,03	0,13	0,30	0,01	0,04	0,09
0,1	0,03	0,13	0,29	0,01	0,04	0,07
0,2	0,03	0,13	0,29	0,01	0,04	0,1

4. Podsumowanie

W przeprowadzonych symulacjach wykazano, że stopień odkształcenia części w trakcie procesu obciągania poprzecznego przekłada się bezpośrednio na wielkość sprężynowania. Jak podaje literatura, a także jak zostało to wykazane w badaniach, optymalne warunki procesu są przy odkształceniu 2-5%. Dalszy wzrost odkształcenia nie powoduje znacznego zmniejszenia sprężynowania, lecz przyczynia się do wzrostu naprężeń. Dzięki wykorzystaniu metody MES można przewidzieć wartość sprężynowania i uwzględnić je już na etapie projektowania kształtu wzornika. Ponadto, jak pokazały wyniki symulacji, na wielkość sprężynowania praktycznie nie mają wpływu grubość blachy i współczynnik tarcia między materiałem a wzornikiem.

Literatura

1. Parris A.: Precision stretch forming of metal for precision assembly. Rozprawa doktorska, Massachusetts Institute of Technology, maj 1996.
2. Esat V., Darendeliler H., Gokler M.I.: Finite element analysis of springback in bending of aluminium sheets. *Materials Design*, 23, 2002, 223-229.
3. Yan A-M., Klappka I.: Springback in stretch forming process of aeronautic panel production by finite element simulation. *Int. J. Mater. Form, Suppl* 1, 2008, 201-204.
4. Li K.P., Carden W.P., Wagoner R.H.: Simulation of springback. *Int. J. Mech. Sci.*, 44, 2002, 103-122.
5. Yoshida M., Yoshida F., Konishi H., Fukumoto K.: Fracture limits of sheet metals under stretch bending. *Int. J. Mech. Sci.*, 47, 2005, 1885-1896.

INFLUENCE OF SELECTED STRETCH FORMING PROCESS PARAMETERS ON THE SPRINGBACK EFFECT

Summary

This paper studies influence of stretch forming process parameters on the springback effect. Analysis was carried out based on results from finite element numerical simulation. Effect of the deformation degree, material thickness and friction coefficient between former and sheet specimen on the springback degree was taken into account.

Złożono w redakcji w sierpniu 2010 r.

Jacek MICHALSKI

Politechnika Rzeszowska

TECHNOLOGICZNA I EKSPLOATACYJNA CHROPOWATOŚĆ POWIERZCHNI GŁADZI CYLINDROWEJ SILNIKA SPALINOWEGO

Analizowano charakterystyczne cechy chropowatości powierzchni gładzi cylindra silnika spalinowego po gładzeniu, dotarciu pracą oraz po badaniach pracy silnika w warunkach umownych. Dokonano analizy zmiany podstawowych parametrów i funkcji profili chropowatości powierzchni gładzi cylindra. W badaniach uwzględniono udział materiałowy, widmową moc skumulowaną, funkcję autokorelacji, funkcję struktury, widmo amplitudowe oraz gęstości rozkładu wysokości chropowatości powierzchni, krzywizny wierzchołków, wysokości wierzchołków i pochylenia boków nierówności. Zamieszczono dystrybuanty kąta wzniosu profili chropowatości powierzchni cylindra. Przyrosty kąta wzniosu profilu wzdłuż długości cylindra, tak jak inne parametry, wyznaczono w płaszczyźnie wzdłużnej osi wału korbowego silnika.

1. Wprowadzenie

System tłok-cylinder (TC) występuje we wszystkich tłokowych maszynach roboczych, w tym w: pompach, sprężarkach i silnikach spalinowych. Do analizy tribologicznej przyjmuje się zazwyczaj definicję systemu ograniczoną do cylindra i tłoka wraz z pierścieniami.

Trwałość jest jedną z najważniejszych właściwości składników (elementów i podukładów), jak i urządzeń technicznych, jako całości. Miarą trwałości urządzenia jest okres użytkowania, po upływie którego urządzenie traci swoją przydatność do stosowania zgodnie z przeznaczeniem. O trwałości silnika spalinowego decydują warunki tarcia i związane z nim zużycie elementów systemu TC. Duże znaczenie eksploatacyjne ma także: nieuszkodzalność, sozologia, funkcjonalność i możliwość recyklingu systemu TC. Sprzyjają, zwłaszcza ekologiczności, małe opory ruchu systemu TC. Limitują one także zużycie oleju silnikowego i paliwa. Jako dominujące rodzaje zużycia cylindrów wymienia się: ścierne, korozyjne i adhezyjne, dołączając niekiedy zużycie zmęczeniowe i kawitacyjne. Panuje przekonanie, że powszechnym rodzajem zużycia jest zużycie ścierne [1–3]. Zmienna grubość filmu olejowego wzdłuż drogi tłoka powoduje występowanie różnych warunków smarowania, od granicznego, mieszanego, poprzez

smarowanie elastohydrodynamiczne, aż do hydrodynamicznego na środkowym odcinku drogi tłoka.

2. Analiza literatury

Wstępne rozwiązanie konstrukcyjne systemu TC często jest wspomagane badaniami modelowymi, na maszynach laboratoryjnych (testerach), i badaniami stanowiskowymi silników spalinowych w warunkach umownych [4, 5]. Struktura geometryczna powierzchni jest jednym z czynników, oprócz warunków pracy silnika spalinowego i danych materiałowych, mających wpływ na rodzaj tarcia i związanego z nim zużycia oraz ich intensywności. Istotne są zwłaszcza zmiany zużycia tribologicznego podczas eksploatacji, zwłaszcza do momentu zachowania na powierzchniach współpracujących śladów obróbki, z punktu widzenia wpływu na proces tarcia, smarowanie i dalsze zużycie. Współczesne silniki spalinowe zachowują rysy gładzenia na cylindrach do kilkuset tysięcy kilometrów przebiegu samochodu.

Odporność na zużywanie tribologiczne, udarność, zmęczenie powierzchniowe i objętościowe zależy nie tylko od materiału, odkształcenia, naprężeń, stanu fizykochemicznego warstwy wierzchniej, ale także od wysokości chropowatości powierzchni, odległości nierówności powierzchni, udziału materiałowego, równomierności i ukierunkowania [1-5, 6-9]. Zużycie ściernie w obecności ziaren ściernych zachodzi wskutek przedostania się między powierzchnie trące zanieczyszczeń z zewnątrz, ścierniwa utworzonego w wyniku spalania i reakcji chemicznych paliwa, a także wprowadzonych związków chemicznych lub powstałych w wyniku innych rodzajów zużycia. Naprężenia własne, utwardzenie warstwy wierzchniej i wysokość chropowatości powierzchni zmieniają wytrzymałość zmęczeniową objętościową elementów maszyn w stosunku 1,5x1,25x1,03 [1]. W pracach [4-6, 8, 9] uzależniono odporność na zużycie cylindra od wysokości chropowatości, udziału materiałowego, odstępu głębokich rys gładzenia, w różnym stopniu zależnie od struktury metalograficznej materiału, jak i stopnia zanieczyszczenia systemu TC, w tym zasysanego powietrza zanieczyszczonego pyłem drogowym.

Propozycje opisu profilu powierzchni uwarstwionej, cylindra po gładzeniu płaskowierzchołkowym oraz jego powierzchni eksploatacyjnej zawarto w pracach [10-13]. Z kolei modelowanie topografii powierzchni cylindra silnika spalinowego po gładzeniu, obróbce laserowej i eksploatacji zamieszczono w publikacjach [14-17]. Uzależniono także kształtowanie powierzchni gładzonych od gęstości rozkładu wysokości i odległości ziaren osełek ściernych [18, 19]. Powierzchnia nośna modelowanych topografii gładzi cylindra miała także cechy fraktalne. W literaturze [20, 21] stwierdzono, że powierzchnie eksploatowane mogą mieć takie cechy. Wymiar fraktalny D powierzchni ruchomych, w kontak-

cie sprężysto-plastycznym, umożliwia analizę szerokiego spectrum zmiany siły tarcia, zwłaszcza w tarcu suchym [20].

Autorzy pracy [2] analizowali w układzie trójwymiarowym powierzchnie gładzonych cylindrów po docieraniu i dużym zużyciu ściernym oraz ich powierzchnie o dużej gładkości po pracy. Zauważyli niewielką zmianę długości korelacji topografii powierzchni Sal oraz wskaźnika utrzymania płynu przez doliny Svi , jak i wysokości topografii według dziesięciu punktów Sz . Stwierdzili, że o wartości zużycia cylindrów świadczy duże zmniejszenie współczynnika asymetrii Ssk oraz wzrost współczynnika nachylenia Sku . W zamieszczonej analizie gęstość szczytów tulei cylindrowej Sds uległa dużemu zwiększeniu w wyniku docierania, a następnie silnie malała w niekorzystnych warunkach pracy (polerowaniu). Wznios powierzchni SAq oraz krzywizna szczytów Ssc miały tendencje malejące. W przypadku powierzchni innych elementów maszyn, jak i skojarzenia trzpień-tarcza w trakcie procesu zużycia obserwuje się jednak zwiększanie gęstości szczytów. Powierzchnia nośna gładzi cylindrowej charakteryzuje się z kolei nachyleniem prostej regresji obszaru plateau Rpq liniowo zależnym od aktualnej wysokości chropowatości powierzchni [22].

Uważa się, że przy tarcu kinetycznym metali, ze spadkiem wysokości nierówności powierzchni współczynnik tarcia początkowo maleje, osiąga minimum, a następnie rośnie. Taka zależność jest spowodowana spadkiem mechanicznych oraz wzrostem molekularnych oporów względnego przemieszczania się ciał. Niezależnie od prędkości 0,18-0,3 m/s i nacisku jednostkowego 1-3,5 MPa smarowanej pary ślizgowej, skrzyżowane prostokątne rowki o głębokości 4-5 μm i szerokości 40-100 μm zapewniają najmniejszą wartość współczynnika tarcia kinetycznego dla niezmienniej wartości ilorazu ich szerokości do cosinusa kąta skrzyżowania [23]. Zwiększenie długości korelacji chropowatości powierzchni $DK_{0,1}$ oraz zmniejszenie gęstości szczytów Sds prowadzi do asymptotycznego zmniejszenia współczynnika tarcia ślizgowego powierzchni smarowanych części [7].

Zwiększenie pojemności olejowej wgłębień chropowatości powierzchni płaskowierzchołkowych powoduje zmniejszenie oporów ruchu silnika spaliniowego. Zbyt duża jej wartość przyczynia się jednak do zwiększonego zużycia oleju silnikowego, jak i zwiększenia emisji cząstek stałych, tlenku i dwutlenku węgla oraz węglowodorów. W ustalonych warunkach cieplnych i odkształceń następuje ujednorodnienie przebiegu makrotwardości w warstwie wierzchniej cylindra, niezależnie od technologicznych sposobów obróbki [6].

Badania procesu docierania eksploatacyjnego w warunkach tarcia granicznego pozwoliły na stwierdzenie, że istnieje pewna optymalna wysokość nierówności. Deformacja plastyczna warstwy wierzchniej systemu TC nie powinna być zbyt duża, aby nie zaszło uszkodzenie zmęczeniowe, oraz zbyt mała. Powinny bowiem powstawać tlenki metalu. Ich niewystarczająca ilość sprzyja polerowaniu gładzi cylindra, uszkodzeniom systemu TC, w tym zatarciu [3].

3. Przedmiot, zakres i metodyka badań

Obiektem badań był silnik lotniczy chłodzony powietrzem FRANKLIN F. 4A-235-B4. Badania przeprowadzono na stanowisku do badań kwalifikacyjnych oraz badań w warunkach zwiększonego zapylenia powietrza silnika spalinyowego. Temperatura cylindra mierzona pod świecą zapłonową nie przekraczała 185°C, a temperatura spalin wynosiła 820°C, w odległości 50 mm od zespołu cylindra. Stosowano paliwo 100LL (ASTM D910-04a), olej semisyntetyczny dyspersyjny wielosezonowy „Anti-wear Aero-Shell oil W multigrade” 15W-50. Świece zapłonowe Champion RHB-36S miały szczelinę pomiędzy elektrodami 0,7 mm. Inne nastawy regulacyjne wynosiły: szczeliny na stykach iskrowników 0,35-0,5 mm, kąt wyprzedzenia zapłonu 32°, luzy zaworów dolotowych 1,25-1,3 mm i zaworów wylotowych 1,3-1,35 mm. Każdy z pięciu silników miał nowe komplety zespołu cylindra o gładzonych tulejach cylindrowych oraz nowe tłoki, sworznie, pierścienie tłokowe i zawory.

Próbie docierania przeprowadzono według programu opracowanego na bazie normy branżowej BN-79/1374-05. Ograniczono czas docierania do 10 godzin, a zakres prędkości i obciążeń silnika został zmodyfikowany. Przyspieszenie badań w drugim etapie osiągnięto wskutek wprowadzenia do gaźnika pracującego silnika powietrza zanieczyszczonego pyłem o właściwościach ściernych. Wykonywano 7 cykli 3-godzinnych pracy silnika w warunkach sztucznie zwiększonego zapylenia zasysanego przez silnik powietrza do gaźnika. Każdy z cykli składał się z 2 h i 50 min pracy silnika, przy pełnym obciążeniu z prędkością obrotową 2800 obr./min, oraz z 10 min postoju. Podczas pracy na pełnym obciążeniu do kolektora doprowadzającego powietrze podawany był pył dozownikiem poprzez gaźnik, w ilości 1,3 g/h, co odpowiada koncentracji zapylenia około 8 mg/m³. Zużycie systemu TC silnika, w tych umownych warunkach pracy, odpowiadało jego zużyciu w czasie 1500-godzinnej pracy w samolocie KOLIBER.

Program badań stanowiskowych obejmował: skróconą próbę 10-godzinną docierania silnika. Następnie przeprowadzono demontaż silnika, w celu wykonania pomiarów systemu TC, a następnie jego montaż i uruchomienie na stanowisku badań umownych. Po próbie pracy w warunkach umownych przeprowadzono kolejny demontaż silnika i wykonano ponownie pomiary metrologiczne.

Zespół cylindra tworzy tuleja połączona skurczowo-rozprężnie z kadłubem oraz prowadniki zaworowe, gniazda zaworowe, kolektory wydechowe i inne części. Tuleja cylindrowa z żeliwa szarego perlitycznego M-219 (ASTM A48) ma granicę wytrzymałości na rozciąganie 248 MPa i twardość 95-104 HV (200-262 HB). Płatki grafitu są wielkości 4-6 o rozmieszczeniu A lub B według normy ASTM. Cylindry były gładzone w trzech operacjach, na podstawie własnej technologii obróbki. Gładzenie przeprowadzono u producenta silnika, w Wytwórni Sprzętu Komunikacyjnego „PZL-Rzeszów” S.A. Topografia po-

wierzchni po gładzeniu była płaskowierzchołkowa. Kadłub zespołu cylindra wykonany był z odlewniczego żaroodpornego stopu aluminium M-309 (Al-Cu4Ni2Mg2 – 4,3% Cu, 2,1% Ni, 1,5% Mg, 0,3% Zn, 0,1% Fe, 0,1% Si, Al stanowiło resztę) poddanego wyżarzaniu zmiękczającemu, starzeniu i utwardzaniu wydzieleniowemu. Tłoki ze stopu eutektycznego aluminium-krzem AK12 (AlSi12CuNiMg – 10,5-13,5% Si, 0,6% Fe, 0,8-1,5% Cu, 0,35% Mn, 0,9-1,5% Mg, 0,7-1,3% Ni, 0,35% Zn, Al stanowiło resztę) zostały utwardzone dyspersyjnie. Pierścienie tłokowe z żeliwa szarego stopowego perlitycznego AMTU 311-52 (2,8-3,25% C (całkowity), 0,65-1,0% C (związany), 1,7-2,2% Si, 1,0-1,5% Mn, 0,4-0,7% P, 0,5-0,7% Cr, 0,15-0,3% Ti, 0,5-1,0% W, <0,4% Ni, <0,5% Cu, <0,1% S) miały twardość 110-107 HRB. Pierścień uszczelniający prostokątny był chromowany galwanicznie, drugi uszczelniający prostokątny noskowy był fosforanowany, a uszczelniający daszkowy chromowany. Powierzchnie czołowe pierścieni były docierane technologicznie. Średnia wysokość pierścieni wynosiła: uszczelniającego 2,28 mm, uszczelniającego drugiego 2,31 mm oraz zgarniającego 4,74 mm. Luzy zamków wszystkich pierścieni tłokowych, w sprawdzianie walcowym o średnicy 117,475 mm, miały wartość średnią 0,45 mm. Z kolei siła styczna kolejnych pierścieni wynosiła: 53, 35 i 80 N. Montowano tłoki z tulejami zespołu cylindra, zapewniając luz średnicowy o wartości 0,11-0,13 mm.

Zmianę topografii powierzchni gładzonej tulei cylindrowej, w wyniku docierania (10 h) pracą silnika i badań umownych (21 h) pracy silnika, scharakteryzowano liczbowo i wykreslnie. Zamieszczono przykładowe zmiany topografii tulei cylindrowych jednego silnika. Analiza dotyczyła zmiany podstawowych parametrów i funkcji profili chropowatości powierzchni gładzi cylindra. Pomiaru chropowatości powierzchni dokonano w płaszczyźnie wzdłużnej osi wału korbowego silnika na wysokości 25 mm tulei cylindrowej. Pomiaru przeprowadzono profilometrem Form Talysurf Series 2, z zastosowaniem filtra Gaussa o granicznej długości fali filtru 2,5 mm. Badania dotyczyły tulei cylindrowych gładzonych, dotartych pracą silnika i po badaniach umownych pracy silnika.

4. Wyniki badań

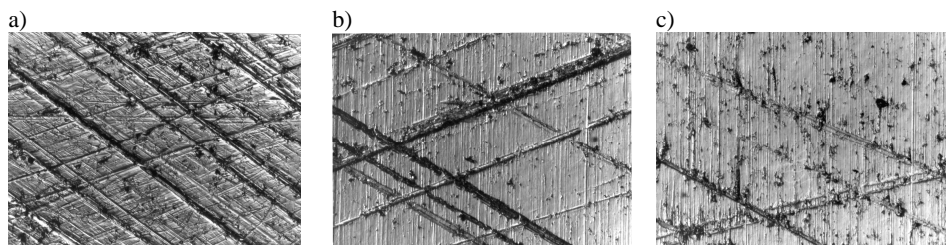
Zakresy wartości parametrów chropowatości powierzchni gładzonych tulei cylindrowych silnika podano w tabeli 1. Zamieszczono wartości: głębokości najniższego wgłębienia profilu R_v , nachylenia prostej regresji obszaru wgłębień materiałowej krzywej gęstości prawdopodobieństwa R_vq , średniego kwadratowego wzniosu profilu $R_{\Delta q}$, pola powierzchni wgłębień A_2 , krzywej udziału materiałowego opisanej metodą siecznej, wysokości najwyższego wzniesienia profilu R_p , zredukowanej wysokości wzniesień R_{pk} , głębokości rdzenia chropowatości R_k , zredukowanej głębokości wgłębień R_{vk} , pola powierzchni krzywej

wzniesień udziału AI oraz średniej arytmetycznej Ra i kwadratowej rzędnych profilu Rq . Podano także charakterystykę wierzchołków profili chropowatości powierzchni: średnią arytmetyczną wysokość Zs , odchylenie standardowe wysokości σ , średni arytmetyczny promień β i gęstość η . Charakterystyczne obrazy topografii powierzchni gładzi cylindrowej, uzyskane mikroskopowo z repliki negatywowej, zamieszczono na rys. 1. Z kolei na rys. 2. zamieszczono charakterystykę profili chropowatości powierzchni tulei cylindrowych i funkcje ich opisu dla gładzenia, docierania silnika pracą i dużego zużycia w badaniach umownych pracą silnika. Przedstawiono kolejno: wykres profilu, funkcję udziału materiałowego, widmową moc skumulowaną, funkcję autokorelacji, funkcję struktury i widmo amplitudowe. Zamieszczono także wartości krzywizny wierzchołków,

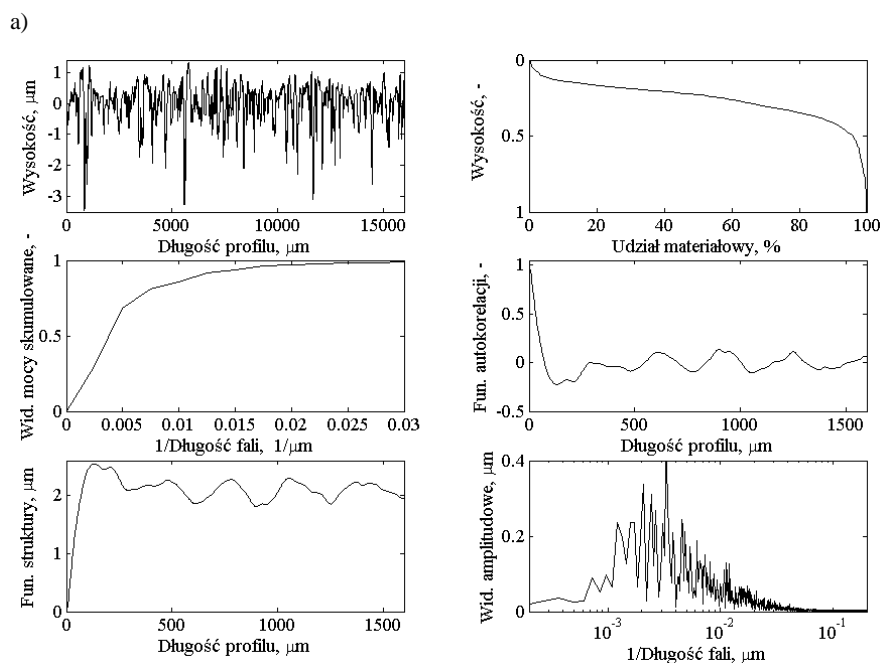
Tabela 1. Zmiana parametrów chropowatości powierzchni gładzonej tulei cylindrowej silnika FRANKLIN F. 4A-235-B4 wzdłuż osi wału korbowego w wyniku docierania (10 h) pracą silnika i badań umownych (21 h) pracy silnika

Parametry, profile	Gładzenie	Docieranie (10 h) pracą silnika	Badania umowne (21 h) pracy silnika
Średnia arytmetyczna rzędnych profilu Ra , μm	0,77	0,24	0,13
Wysokość najwyższego wzniesienia profilu Rp , μm	2,11	0,51	0,36
Głębokość najniższego wgłębienia profilu Rv , μm	5,99	2,63	1,63
Średnia kwadratowa rzędnych profilu Rq , μm	1,02	0,36	0,19
Średnia szerokość rowków elementów profilu RSm , μm	258	233	222
Długość korelacji $DK_{0,1}$, μm	66	64	58
Długość korelacji aproksymowana $2,3\beta^*$, μm	90	89	78
Długość fali wyznaczona punktem największej krzywizny aproksymowanego wykresu widmowej mocy skumulowanej $1/f_{WMS}$, μm	81	54	29
Średni kwadratowy wznios profilu RAq , $^\circ$	2,57	1,07	0,85
Zredukowana głębokość wzniesień Rpk , μm	0,31	0,14	0,09
Głębokość rdzenia chropowatości Rk , μm	1,29	0,20	0,11
Zredukowana głębokość wgłębień Rvk , μm	1,59	1,28	0,91
Pole powierzchni wzniesień AI , $\mu\text{m}^2/\text{mm}$	8,7	8,4	6,1
Pole powierzchni wgłębień $A2$, $\mu\text{m}^2/\text{mm}$	182	71	50
Nachylenie prostej regresji w obszarze plateau Rpq , μm	0,50	0,11	0,07
Nachylenie prostej regresji w obszarze wgłębień Rvq , μm	1,43	1,37	0,72
Średnia arytmetyczna wysokość wierzchołków profilu z 7 współrzędnych Zs , μm	0,26	0,88	0,77
Odchylenie standardowe wysokości wierzchołków z 7 współrzędnych σ , μm	0,37	0,27	0,29
Średni arytmetyczny promień wierzchołków β , μm	42	88	105
Gęstość wierzchołków η , $1/\mu\text{m}$	0,0330	0,0237	0,0239
Wysokość falistości Wt ($\lambda c = 0,8 \text{ mm}$, $\lambda f = 8 \text{ mm}$), μm	4,24	1,37	0,62

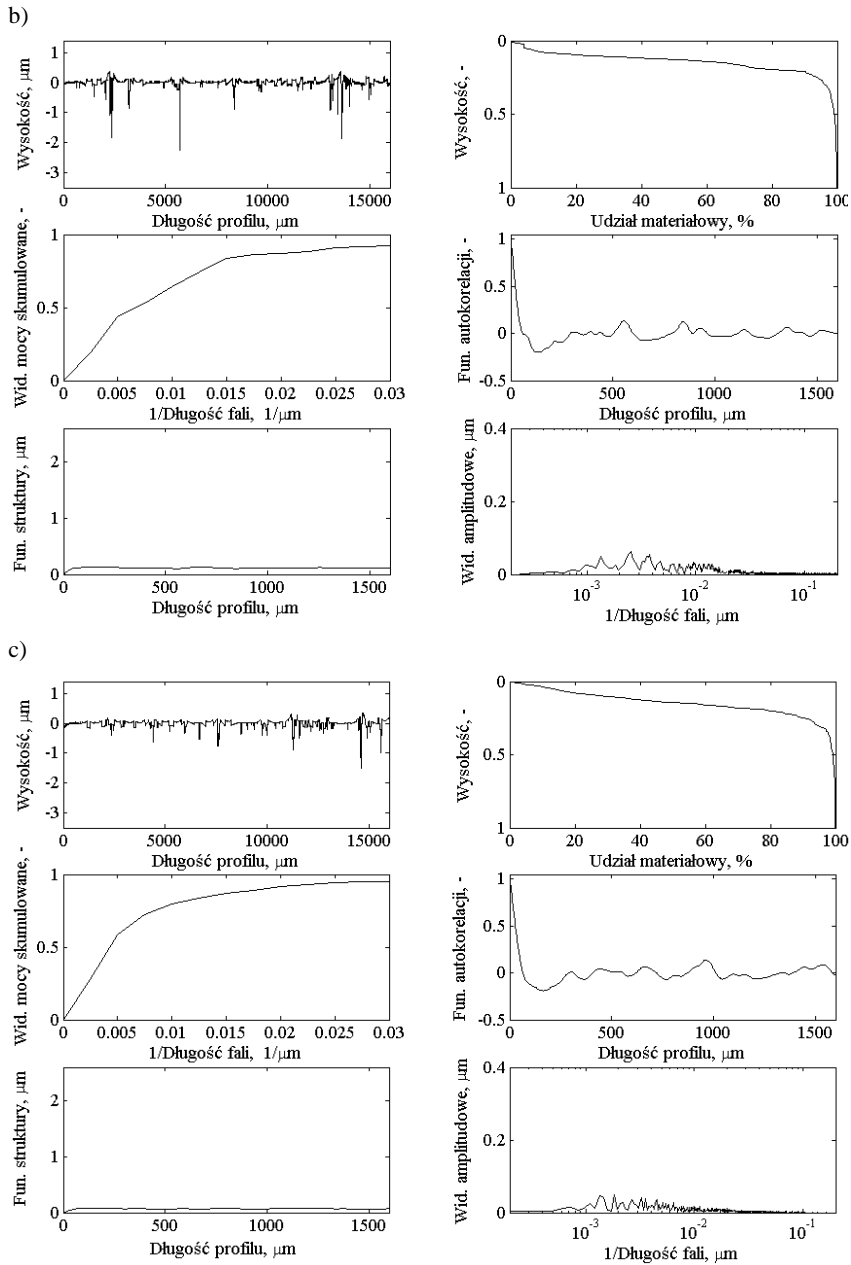
ich wysokości oraz pochylenia boków tulei cylindrowej. Dla analizowanych charakterystyk profilu wyznaczono dystrybuanty (rys. 3.) i gęstości rozkładu (rys. 4.).



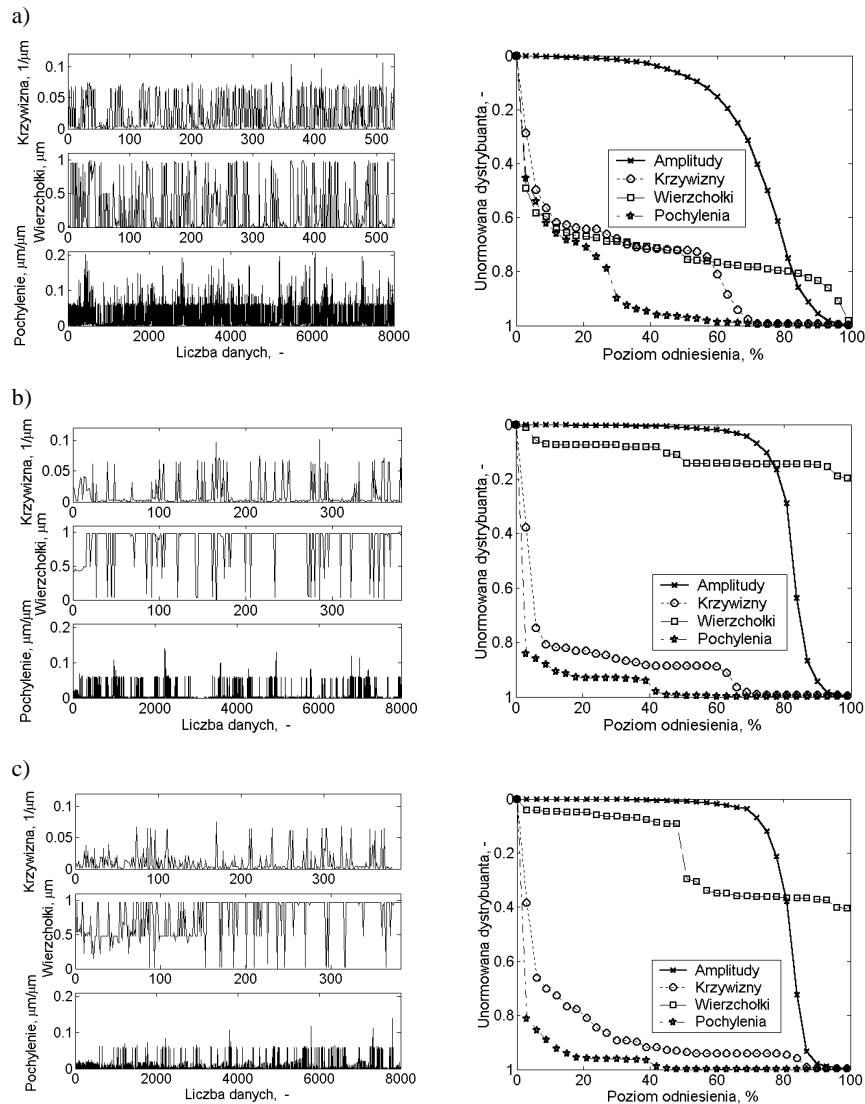
Rys. 1. Topografia powierzchni gładzi cylindra po: a) gładzeniu, b) docieraniu przez 10 h, c) próbie pracy w warunkach zwiększonego zapylenia przez 21 h (pomiar w płaszczyźnie osi wału korbowego, obraz repliki negatywowej „fax-film” w mikroskopie Neophot 2, powiększenie 40x)



Rys. 2. Charakterystyka chropowości powierzchni tulei cylindrowej silnika wzdłuż osi wału korbowego po: a) gładzeniu. Wykres profilu chropowości powierzchni, udziału materiałowego, widmowej mocy skumulowanej, funkcji autokorelacji, funkcji struktury i widma amplitudowego

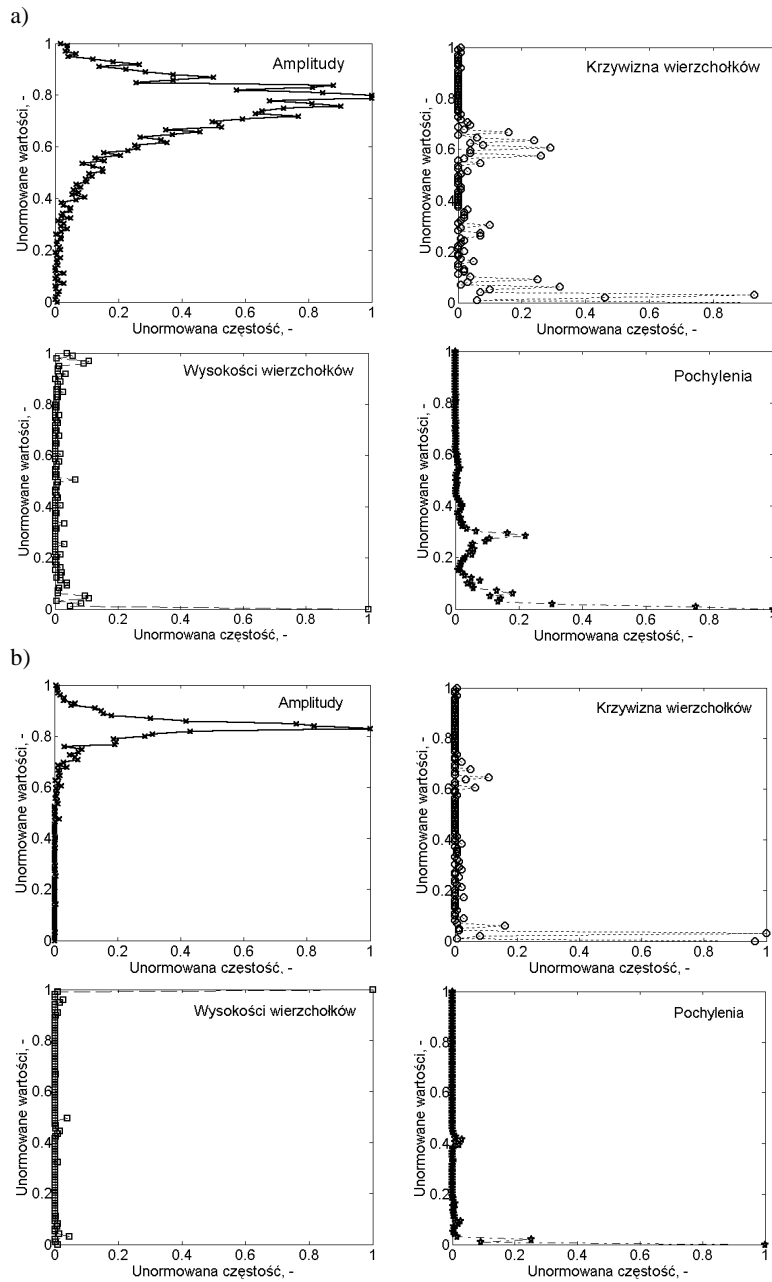


Rys. 2. (cd.). Charakterystyka chropowatości powierzchni tulei cylindrycznej silnika wzdłuż osi wału korbowego po: b) dotarciu przez 10 h pracą silnika, c) badaniach umownych przez 21 h pracy silnika. Wykres profilu chropowatości powierzchni, udziału materiałowego, widmowej mocy skumulowanej, funkcji autokorelacji, funkcji struktury i widma amplitudowego

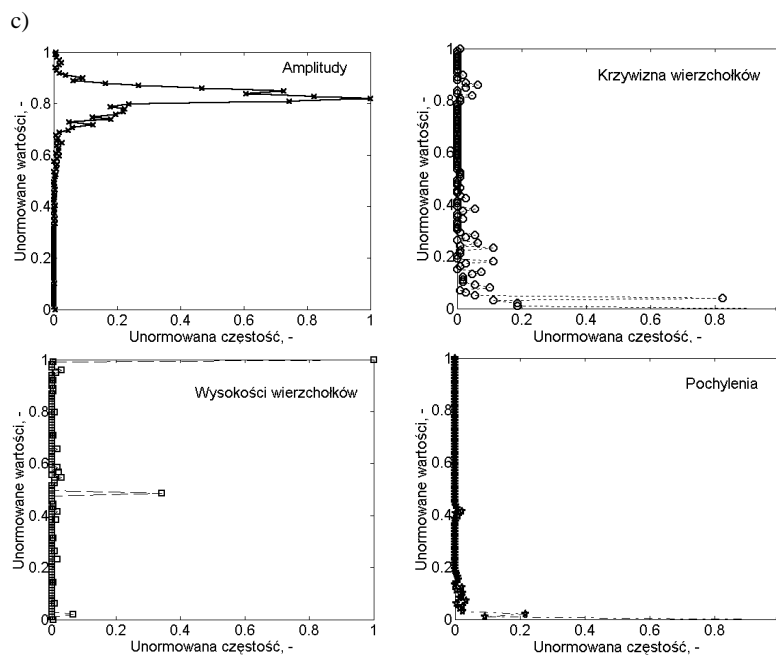


Rys. 3. Przebiegi wartości i dystrybuanty dla wysokości chropowości powierzchni, krzywizny wierzchołków i ich wysokości oraz pochylenia boków nierówności tulei cylindrowej silnika wzdłuż osi wału korbowego po: a) gładzeniu, b) docieraniu przez 10 h pracą silnika, c) badaniach umownych przez 21 h pracy silnika

Tendencje stopniowego zmniejszenia pochylenia nierówności chropowości tulei cylindrowych, dla analizowanych etapów pracy silnika, przedstawiają wykresy unormowanej wysokości profilu w funkcji unormowanego kąta wznio-



Rys. 4. Gęstości rozkładu wysokości chropowatości powierzchni, krzywizny wierzchołków i ich wysokości oraz pochylenia boków nierówności tulei cylindrowej silnika wzdłuż osi wału korbowego po: a) gładzeniu, b) docieraniu przez 10 h pracą silnika

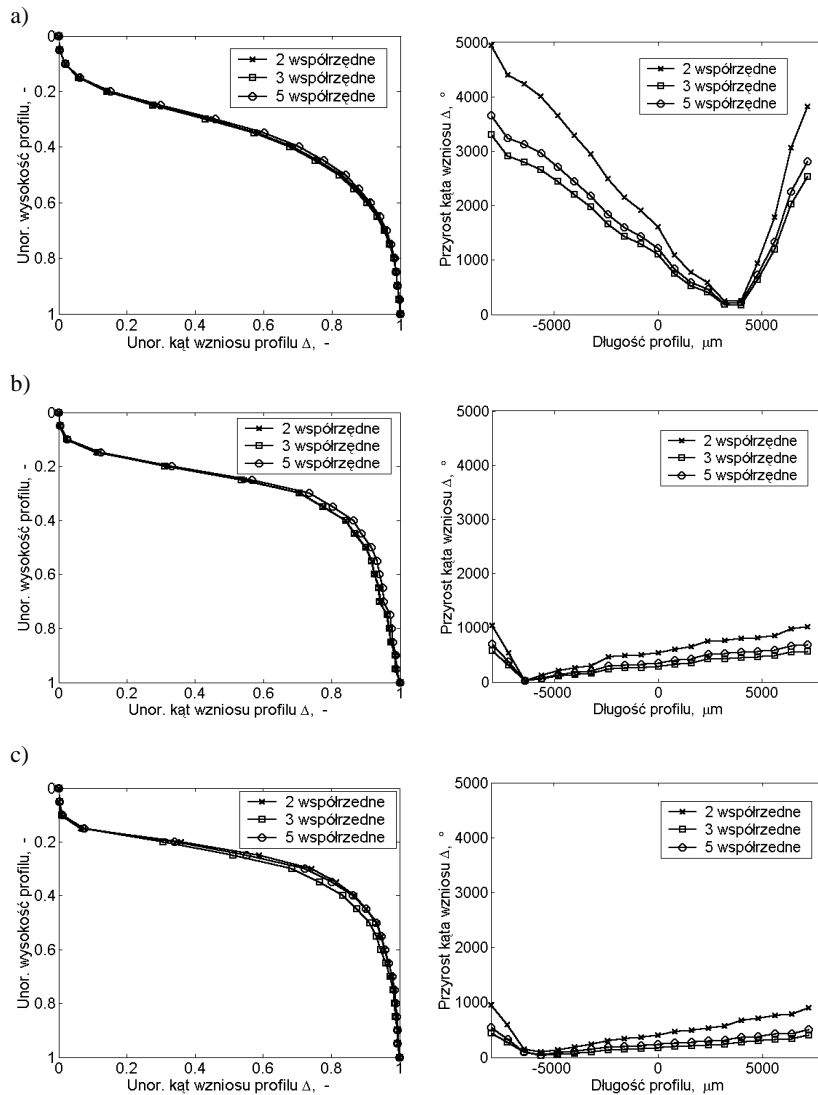


Rys. 4. (cd.). Gęstości rozkładu wysokości chropowatości powierzchni, krzywizny wierzchołków i ich wysokości oraz pochylenia boków nierówności tulei cylindrowej silnika wzdłuż osi wału korbowego po: c) badaniach umownych przez 21 h pracy silnika

su profilu (rys. 5.). Zmiana pochylenia boków profilu chropowatości powierzchni tulei cylindrowych, po gładzeniu i w wyniku docierania pracą i badań umownych silników, jest charakteryzowana tutaj poprzez sumaryczną długość profilu i przyrost kąta ich pochylenia.

5. Analiza wyników badań

Potwierdzono znaną w literaturze [2, 9, 22], małą zmianę odstępów chropowatości powierzchni tulei cylindrowych w miarę ich zużywania tribologicznego. Długość korelacji miała dla gładzonej tulei cylindrowej silnika poddanego następnie (10 h) docieraniu pracą i (21 h) pracą w warunkach umownych zakresy wartości: $DK_{0,1} = 66-58 \mu\text{m}$ i $2,3\beta^* = 90-78 \mu\text{m}$ (tab. 1.). Równocześnie jednak charakterystyczna długość fali, wyznaczona punktem największej krzywizny widmowej mocy skumulowanej, uległa znacznemu zmniejszeniu (rys. 2., tab. 1.). Bowiem jej wartość z $81 \mu\text{m}$ po gładzeniu zmniejszyła się do wartości $54 \mu\text{m}$ po docieraniu i $29 \mu\text{m}$ po pracy silnika w warunkach umownych.



Rys. 5. Charakterystyki wysokości chropowatości powierzchni tulei cylindrowej w funkcji unormowanego kąta wzniosu profilu oraz przyrostu kąta wzniosu profilu wzdłuż długości profilu wyznaczone w płaszczyźnie wzdłuż osi wału korbowego po: a) gładzeniu, b) docieraniu przez 10 h pracą silnika, c) badaniach umownych przez 21 h pracy silnika

Unormowana krzywa udziału materiałowego miała coraz mniejsze względne wysokości powierzchni nośnej i mniejsze względne pochylenie (rys. 2.). Potwierdzają to także parametry profilu chropowatości R_p , R_v i parametry krzywej udziału materiałowego R_{pk} , R_k , R_{pq} , R_{vq} (tab. 1.).

Chropowatość powierzchni gładzi cylindrowej na podstawie funkcji autokorelacji i funkcji struktury, w analizowanych okresach pracy silnika, ma charakter losowy, ze stopniowo malejącym udziałem cech okresowych (rys. 2.). Funkcja struktury ulega dużemu zmniejszeniu, zwłaszcza po dotarciu silnika. Wynika to głównie ze zmniejszenia wysokości chropowatości.

Amplitudy fal profilu chropowatości powierzchni gładzonej tulei cylindrowej, w funkcji ich długości, ulegają znacznemu zmniejszeniu w wyniku docierania i badań umownych pracy silnika (rys. 2.). Dużemu zmniejszeniu ulegają zarówno amplitudy chropowatości powierzchni, jak i amplitudy falistości powierzchni. Znajduje to odzwierciedlenie w zmniejszeniu parametrów wysokości chropowatości i falistości powierzchni tulei cylindrowych (tab. 1.).

Gęstość rozkładu rzędnych profilu tulei cylindrowej gładzonej ma szerokie pasmo wysokości profilu o względnie dużych częstościach (rys. 4.). W wyniku docierania silnika zmieniał się profil chropowatości tulei cylindrowej (rys. 2.). Wówczas gęstość rozkładu rzędnych miała wąskie pasmo wysokości chropowatości powierzchni, o małej wysokości i dużej częstości rozkładu. Tuleja cylindrowa, po badaniach w umownych warunkach pracy silnika, w niewielkim stopniu zwiększała udział materiałowy powierzchni nośnej. Jest to dobrze widoczne na podstawie dystrybuanty gęstości rozkładu rzędnych profilu (rys. 3.) oraz na podstawie gęstości rozkładu rzędnych (rys. 4.).

Profil chropowatości powierzchni tulei cylindrowej silnika dotartego pracą zachowuje charakter gęstości rozkładu krzywizny wierzchołków tulei gładzonej. Cechą charakterystyczną jest występowanie licznych wierzchołków o małych krzywiznach. Równocześnie docieranie tulei cylindrowej, jak i praca silnika w warunkach zwiększonego zanieczyszczenia zasysanego powietrza zmniejszają częstość występowania wierzchołków chropowatości powierzchni (tab. 1.). Liczne wierzchołki występujące po gładzeniu mają wówczas mniejszą wysokość spowodowaną zużyciem ściernym. Kształtują się wierzchołki o większych względnych wysokościach. Jest to diametralnie odmienna ich cecha w porównaniu z gładzeniem. Liczbowo powoduje to zwiększenie średniej arytmetycznej wysokości wierzchołków profilu z $Z_s = 0,26 \mu\text{m}$ po gładzeniu do wartości $Z_s = 0,77 \mu\text{m}$ po wykonanej pracy przez silnik (tab. 1.). Dotarcie tulei cylindrowej pracą silnika zmniejsza odchylenie standardowe wysokości ich wierzchołków σ , w porównaniu z wartością po gładzeniu, natomiast średni arytmetyczny promień wierzchołków β jest znacznie większy. Stwierdzono gęstość wierzchołków chropowatości tulei cylindrowej gładzonej równą $\eta = 0,0330 \text{ 1}/\mu\text{m}$. Po docieraniu pracą silnika zmniejsza się ona do wartości $0,0237 \text{ 1}/\mu\text{m}$, by następnie ulec niewielkiemu zwiększeniu, po pracy silnika w warunkach umownych, do wartości $0,0239 \text{ 1}/\mu\text{m}$. W przypadku wyodrębnienia wierzchołków profilu chropowatości powierzchni z trzech współrzędnych, ten stopień zwiększenia gęstości wierzchołków tulei wynosi aż 22%. Docieranie pracą tulei cylindrowych nie zmienia krzywizny wierzchołków profilu położonych na dużych głębokościach

(rys. 3.). Cechą charakterystyczną gęstości wierzchołków profilu chropowatości powierzchni gładzonej tulei cylindrowej jest największa ich gęstość dla niskiej wysokości chropowatości powierzchni (rys. 4.). Docieranie silnika diametralnie zmienia gęstość rozkładu wysokości wierzchołków tulei cylindrowej. Tuleja cylindrowa, po pracy silnika w warunkach umownych, zachowuje cechy gęstości rozkładu wysokości wierzchołków tulei docieranej, z równoczesnym kształtowaniem nowych wierzchołków wynikających z procesu jej zużycia. Dystrybucja wysokości wierzchołków tulei cylindrowej ulega ciągłemu zmniejszeniu dla poszczególnych poziomów ich głębokości (rys. 3.).

Pochylenie boków chropowatości powierzchni tulei gładzonej ulega zmniejszeniu w wyniku procesu jej zużycia ściernego. Stopniowo zanikają bowiem większe pochYLENIA profilu chropowatości powierzchni tulei cylindrowej (rys. 3.). Powierzchnia nośna profilu tulei cylindrowej, w wyniku docierania pracą silnika, ma małą wartość dystrybucji pochYLENIA. Ulega ona zwiększeniu dla głębiej położonych nierówności tulei cylindrowej po wykonanej pracy silnika w warunkach umownych. Obserwuje się także zmianę pochYLENIA chropowatości powierzchni tulei cylindrowych, docieranych pracą, w porównaniu z powierzchnią gładzoną, polegającą nie tylko na zmniejszeniu jego wartości, ale także na odmiennej relacji długości lewych i prawych boków pochYLENIA profilu powierzchni (rys. 5.). Badania pracy silników w warunkach umownych w małym stopniu zmieniają ukształtowanie pochYLENIA boków profilu chropowatości powierzchni.

Podsumowanie

W wyniku docierania pracą silnika, jak i pracy silnika w warunkach umownych zwiększonego zapylenia powietrza zasysanego tuleje cylindrowe zachowują rysy obróbki ukształtowane gładzeniem. Chropowatość powierzchni tulei cylindrowych, po docieraniu, jak i pracy silnika w warunkach umownych, zachowuje cechy odstępów charakteryzowane długością korelacji, ukształtowane w procesie technologicznym wytwarzania. Równocześnie charakterystyczna długość fali chropowatości powierzchni, wyznaczona punktem największej krzywizny widmowej mocy skumulowanej, ulega znacznemu zmniejszeniu w wyniku zużycia ściernego tulei cylindrowej silnika spalinowego.

Docieranie oraz praca silnika spalinowego powodują zmniejszenie amplitud fal nierówności powierzchni tulei cylindrowych w dużym zakresie ich częstości. Objawia się to zmniejszeniem wysokości profilu chropowatości i falistości ich powierzchni. Występuje bowiem zużycie ściernie wierzchołków. Występują wówczas liczne wysokie wierzchołki, a ich średnia wysokość jest większa aniżeli ukształtowana gładzeniem. Ma miejsce zmniejszenie odchylenia standardowego wysokości wierzchołków. Średni arytmetyczny promień wierzchołków jest

wówczas znacznie większy, a gęstość wierzchołków chropowatości tulei cylindrowej po docieraniu pracą silnika zmniejsza się w porównaniu z tuleją gładzoną, by następnie ulec niewielkiemu zwiększeniu po wykonanej pracy przez silnik w warunkach umownych.

Pochylenie boków chropowatości powierzchni tulei gładzonej ulega zmniejszeniu w wyniku procesu jej zużycia ściernego. Stopniowo zanikają większe pochylenia profilu chropowatości powierzchni tulei cylindrowej i kształtują się odmienne relacje długości lewych i prawych boków pochylenia profilu powierzchni w porównaniu z tuleją gładzoną.

Literatura

- [1] Bezjazycznyj W.F., Kożyna T.D., Konstantinow A.K. i inni: *Optimizacyja tiehniczeskich uslowij miechaniczeskoj obrabotki dietalej awiacyonnych dwigatelej*. Izd. MAI, Moskwa 1993.
- [2] Dong W.P., Stout K.J.: An integrated approach to the characterization of surface wear. I: Qualitative characterization. *Wear*, 181-183 (2), 1995, 700-716.
- [3] Galligan J., Torrance A.A., Liraut G.: A scuffing test for piston ring/bore combinations: Pt. II. Formulated motor lubrication. *Wear*, 236 (1-2), 1999, 210-220.
- [4] Jabłoński J.: Zmniejszenie zużycia liniowego cylindra przez zmianę topografii warstwy wierzchniej. *Materiały IV Sympozjum IPM WAT*, Warszawa 1992, 238-240.
- [5] Jabłoński J., Michalski J., Pawlus P.: Wpływ własności warstwy wierzchniej cylindrów na własności użytkowe ich par ciernych w różnych warunkach pracy. *Materiały Seminarium Naukowego KBN PAN „Współzależność warstwy wierzchniej z właściwościami użytkowymi maszyn”*, Krasiczyn 1995, 45-47.
- [6] Michalski J., Pawlus P.: Changes of the state of cylinders surface layer in dependence on their operating conditions. *Proceedings of the International Congress on Tribology, Eurotrib'93, Budapest 1993*, 4, 317-322.
- [7] Nakahara T., Momozono S.: Effects of surface roughness parameters on static friction coefficient of the contact between rough surfaces with soft film on substrate. *13th Nordic Symposium on Tribology, Tampere University of Technology, Finlandia, 2008*, NT2008-78-15.
- [8] Pawlus P., Jabłoński J., Michalski J.: Zmiany stanu warstwy wierzchniej cylindrów w procesie gładzenia i eksploatacji. *Materiały VI Międzynarodowego Sympozjum Instytutu Pojazdów Mechanicznych. „Doskonalenie konstrukcji oraz metod eksploatacji pojazdów mechanicznych”*, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa-Rynia 1996, 275-280.
- [9] Pawlus P., Jabłoński J.: Cumulative curves characterising load carrying capabilities and wear properties of surfaces. *Measurement Science Review, Institute of Measurement Science, Slovak Academy of Science, section 1: Measurement of physical quantities, t. 1, z. 1, Bratislava 2001*, 85-88.
- [10] Jabłoński J., Pawlus P.: Calculation of the profile peak radii. *Proceedings International Conference on Measurement, Measurement'97, Slovak Academy of Sciences, Bratislava 1997*, 105-108.

- [11] Jabłoński J.: Proposal of the mean value computation for roughness profile of asymmetrical height distribution. Proceedings of the 6th ISMQC IMEKO Symposium „Metrology for Quality Control in Production”, TU, Vienna 1998, 271-276.
- [12] Jabłoński J., Pawlus P.: Problems of surface topography parameters computation based on the peculiar points method. Proceedings of IX International Colloquium of Surfaces, Shaker Verlag Aachen, Chemnitz 2000, 426-433.
- [13] Jabłoński J., Pawlus P.: Theoretical considerations of surfaces having stratified functional properties. Measurement Science Review, Institute of Measurement Science, Slovak Academy of Science, section 1: Measurement of physical quantities, t. 1, z. 1, Bratislava 2001, 77-80.
- [14] Jabłoński J., Pawłowski S.: 3D fraktalny model powierzchni honowanej typu plateau. Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji, PAN, Oddział w Poznaniu, 1999, 83-91.
- [15] Jabłoński J., Pawlus P.: Computer generation of cylinder surface from internal combustion engine. Western Scientific Centre of Ukrainian Transport Academy, 7, 2000, 153-156.
- [16] Jabłoński J.: Digital generation of surface of asymmetrical height distribution. Measurement, 34 (3), 2003, 187-191.
- [17] Liubymov V., Pawłowski S., Jabłoński J.: 3D-numerical model of surface after laser machining. Measurement Science Review, Institute of Measurement Science, Slovak Academy of Science, t. 3, z. 3, Bratislava 2003, 87-90.
- [18] Jabłoński J., Pawłowski S.: Binary method of grinding wheel surface descriptions. Journal of Physics: Conference Series, Bristol and Philadelphia 2005, 13 (1), 40-43.
- [19] Jabłoński J., Pawlus P.: Binary method of porous surface description. Dietzsch M. (ed.), Proceedings of XI International Colloquium on Surfaces, Shaker Verlag Aachen, February 2nd and 3rd Chemnitz, Part II, 2004, 69-74.
- [20] Sahoo P., Roy Chowdhury S.K.: A fractal analysis of adhesive friction between rough solids in gentle sliding. Journal Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 214 (6), 2000, 583-595.
- [21] Wu J. J.: Characterization of fractal surfaces. Wear, 239 (1), 2000, 36-47.
- [22] Pawlus, P.: A study on the functional properties of honed cylinders surface during running-in. Wear, 176 (2), 1994, 247-254.
- [23] Suh M-S., Chae Y-H., Kim S-S., Hinoki T., Kohyama A.: Influence of angle and width on friction in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction. 13th Nordic Symposium on Tribology, Tampere University of Technology, Finlandia 2008, NT2008-55-26.

A MACHINED CYLINDER LINER SURFACE ROUGHNESS VERSUS THE ROUGHNESS AFTER ENGINE RUNNING-IN

S u m m a r y

The paper's topic deals with the surface characteristics of machined and used cylinders of the internal combustion engine. The changes of some basic roughness parameters and functions were analyzed on the basis of measurements performed for new honing cylinders and after their

running-in and wear bed testing through the engine operation. The study considers the parameters such as: cumulative spectral power, structure function, bearing ratio, autocorrelation function, power spectral density, peak curvature, density peak of the profile, slope of the profile. Distributions of profile roughness slope angle are also shown. Alike to other parameters, integrals of profile roughness slope angle were determined along the cylinder surface and the plane, which crosses both the crankshaft axis and cylinder axis.

Złożono w redakcji w czerwcu 2010 r.

Andrzej PACANA

Politechnika Rzeszowska

OCENA ISTOTNOŚCI PARAMETRÓW PROCESU KRĄŻKOWANIA METODĄ SHAININA

W pracy podjęto próbę oceny istotności parametrów technologicznych metodą Shainina. Zadanie zrealizowano na podstawie procesu nagniatania naporowego tocznego (krążkowania) wałków ze stali 1.503 uprzednio toczonych. Uwzględnianymi w badaniach, sterowalnymi parametrami były: wcisk, prędkość obrotowa i chropowatość przed obróbką (R_a). Badania prowadzone w kierunku minimalizacji parametru R_a po obróbce pozwoliły szybko uzyskać wskazówki do osiągnięcia pożądanej chropowatości po krążkowaniu.

Wprowadzenie

Obróbka nagniataniem jest jedną z metod obróbki mechanicznej wykańczającej. Jej zadaniem jest uzyskanie dużej gładkości powierzchni obrobionej, jak również dużego umocnienia mechanicznego, a nawet zwiększenie dokładności wymiarowo-kształtowych. Za najpopularniejszy sposób nagniatania uważa się krążkowanie naporowe toczne. Umiejętny dobór parametrów takiego krążkowania pozwala na uzyskanie pożądanej chropowatości R_a . Chropowatość powierzchni ma bardzo duże znaczenie dla współpracy elementów części maszyn. Istnieje bowiem pewna optymalna wartość chropowatości zależna od warunków eksploatacji, przy której zużycie elementów jest najmniejsze. Wartość chropowatości ma wpływ również na odporność korozyjną i zmęczeniową oraz przewodnictwo elektryczne i cieplne. Poszukiwanie istotnych dla konkretnego procesu krążkowania parametrów procesu jest więc koniecznością. Warto również zaznaczyć, że przez wybór istotnych parametrów i optymalizację obróbki można również obniżyć koszty produkcji. Obróbka ta wyklucza bowiem często wykańczającą obróbkę ścierną, taką jak szlifowanie, gładzenie, dogładzanie, polerowanie i inne.

Fakty te stały się podstawą do przeprowadzenia badań oceny istotności krążkowania naporowo-tocznego. Wykorzystano w nich metodę Shainina. Celem badań była ocena istotności (z punktu widzenia minimalnej wartości R_a po obróbce) parametrów krążkowania naporowo-tocznego.

Przygotowanie eksperymentu

Eksperyment prowadzono, wykorzystując urządzenie do bezkłowego krążkowania naporowo-tocznego, opisane w pracy [1]. Proces krążkowania odbywał się na wałkach ze stali 1.503 ulepszanych cieplnie (32 HRC) i następnie toczonych. Poszukiwanie minimalnej chropowatości po obróbce zrealizowano metodą Shainina. W przeprowadzonym eksperymencie za parametry sterowalne przyjęto wcisk, prędkość obrotową i chropowatość przed obróbką. Możliwe było wykorzystanie jeszcze jednego parametru, tj. krotności odkształcania powierzchni obrabianej. Przeprowadzone badania wstępne (opisane w literaturze [2]) nie wykazały istotności tego parametru w zakresie krotności równej od 4 do 16. Do realizowanego eksperymentu przyjęto krotność równą 16.

Ostatecznie parametrami ocenianymi podczas tej operacji były: posuw, obroty wrzeciona oraz siła docisku krążka. Wartości te zostały zakodowane na potrzeby obliczeń:

- x_1 – wcisk – w , μm ,
- x_2 – prędkość obrotowa – f , obr./min,
- x_3 – chropowatość przed obróbką – R_{a0} , μm ,
- r – liczba powtórzeń – 3.

Wartości tych parametrów zmieniały się na dwóch zadanych poziomach (ustalonych we wcześniejszych badaniach [3, 4]), przedstawionych w tab. 1.

Tabela 1. Plan badań w metodzie z systematyczną zmianą czynników w procesie krążkowania

Kod czynnika	Opis czynnika	Czynniki na poziomie teoretycznie niekorzystnym	Czynniki na poziomie teoretycznie korzystnym
X_1	wcisk – w , μm	11	107
X_2	prędkość obrotowa – f , obr./min	150	50
X_3	chropowatość przed obróbką – R_{a0} , μm	5,7	1,5

Dla każdej operacji krążkowania wykonywanej przy różnych parametrach dobranych odpowiednio dla danej metody oceny istotności zostały wykonane po trzy pomiary chropowatości za pomocą metody stykowej. Średnia arytmetyczna uzyskanych wartości została przyjęta jako chropowatość elementu mierzonego, w tym przypadku wałka. Wartości te zostały umieszczone w środkowej części tab. 2.

Analiza doboru parametrów procesu metodami Shainina

Analiza wyników przeprowadzonej oceny istotności parametrów procesu za pomocą metody Shainina opartej na systematycznej zmianie czynników procesu polegała na porównaniu wartości chropowatości po krążkowaniu. Metodę postępowania opisuje literatura przedmiotu, np. [5]. Plan badań z systematyczną zmianą czynników i wynikami eksperymentu przedstawia tab. 2., w której zawarto również indywidualne wnioski dla konkretnych kombinacji poziomów parametrów.

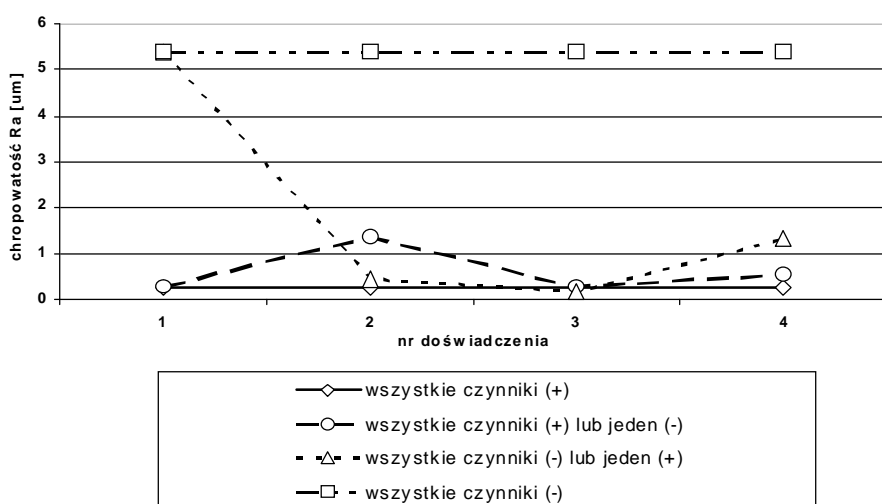
Tabela 2. Wyniki eksperymentu

Numer doświadczenia	Kombinacja czynników	Chropowatość powierzchni (mierzona) $R_a, \mu\text{m}$	Chropowatość powierzchni (średnia) $R_a, \mu\text{m}$	Wnioski
1	X_1, X_2, X_3-	5,34	5,373	chropowatość dla czynników niekorzystnych, brak widocznej poprawy chropowatości
		5,39		
		5,39		
2	X_1+, X_2+, X_3+	0,28	0,273	chropowatość dla czynników korzystnych, znacząca poprawa chropowatości
		0,29		
		0,25		
3	X_1+, X_2-, X_3-	0,36	0,427	znacząca poprawa chropowatości
		0,37		
		0,55		
4	X_1-, X_2+, X_3+	1,50	1,350	poprawa chropowatości
		1,25		
		1,30		
5	X_2-, X_1+, X_3+	0,28	0,267	znacząca poprawa chropowatości
		0,25		
		0,27		
6	X_2+, X_1-, X_3-	5,39	5,403	brak widocznej poprawy chropowatości
		5,42		
		5,40		
7	X_3+, X_2-, X_1-	1,28	1,343	poprawa chropowatości
		1,37		
		1,14		
8	X_3-, X_2+, X_1+	0,54	0,547	znacząca poprawa chropowatości
		0,72		
		0,38		

Z przedstawionych wyników można wyciągnąć następujące, wstępne wnioski:

- na chropowatość powierzchni najsilniej wpływają czynniki X_1 i X_3 ,
- wpływ na chropowatość wykazuje również czynnik X_2 , jednak jego działanie jest niejednoznaczne,
- w doświadczeniu, w którym czynnik X_1 znajdował się na poziomie (-), a pozostałe czynniki na (+), uzyskano chropowatość na poziomie $0.267 \mu\text{m}$, czyli nastąpiło znaczące polepszenie, co miało miejsce również przy konfiguracji, gdy wszystkie czynniki występowały na poziomie (+),
- najgorszą chropowatość po obróbce zaobserwowano w przypadku, gdy czynnik X_2 był na poziomie (+), a pozostałe na poziomie (-),
- nie zaobserwowano pogorszenia chropowatości w żadnym z wariantów eksperymentu.

Na rys. 1. przedstawiono wizualizację wyników przeprowadzonego eksperymentu.



Rys. 1. Ilustracja wyników oceny istotności parametrów krążkowania metodą Shainina

Uogólniając, można przyjąć, że chcąc uzyskać minimalną chropowatość po krążkowaniu naporowo-tocznym, należy zastosować korzystne wartości parametrów przyjętych do eksperymentu, a dokładniej przede wszystkim wysoki poziom wcisku oraz niski poziom chropowatości powierzchni po toczeniu poprzedzającym krążkowanie.

Wnioski płynące z eksperymentu ukazują, w jakim kierunku należy ewentualnie prowadzić dalsze doświadczenia (w zmodyfikowanych zakresach), w celu zoptymalizowania parametrów procesu nagniatania naporowego-tocznego.

Podsumowanie

Metoda Shainina jest stosunkowo mało praco- i czasochłonna. Daje ona, co prawda, wyniki mniej dokładne niż w innych metodach, ale są one poprawne i często zadowalające (ze względu na dokładność). Selektywna zmiana czynników procesu nie odrzuca wprost parametrów, lecz daje wskazówki, które parametry są mniej istotne, a które należy odrzucić, jako mające bardzo mały wpływ na efekt końcowy procesu. W analizowanym przypadku krążkowania naporowego-tocznego wałków okazało się, że metoda Shainina wykazała jako parametry istotne wcisk i chropowatość przed krążkowaniem. Jako parametr prawdopodobnie nieistotny lub niejednoznaczny w przebadanym zakresie wskazała prędkość krążkowania. Metoda Shainina nie wykazała jednak tego stanowczo, wskazując jedynie jego niewielki wpływ na poprawę chropowatości powierzchni.

Literatura

1. Pacana A., Koszela W.: Nagniatarka do bezkłowego krążkowania wałków. Materiały VII KNT „Technologia obróbki przez nagniatanie”, Bydgoszcz 2000.
2. Pacana A., Korzyński M.: Centreless roller burnishing parameters influence on burnished shaft surface roughness. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowej „Mechanika 2000”, Rzeszów 2000.
3. Korzyński M., Pacana A.: Centreless roller burnishing parameters. Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Mechanika '98”, Rzeszów 1998.
4. Korzyński M., Pacana A.: Możliwości bezkłowego krążkowania naporowego-tocznego zewnętrznych powierzchni walcowych. IV KNT "Technologia i organizacja produkcji wielkoseryjnej", Rzeszów-Bystre 1998.
5. Korzyński M.: Metodyka Eksperymentu. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2006.

ASSESSMENT OF PARAMETER SIGNIFICANCE BY SHAINING METHOD IN ROLLER BURNISHING PROCESS

Summary

In this work the attempt was done in order to assess production engineering parameters significance by Shaining method. This task was done on the basis of roller burnishing of shafts from steel 1.502 after preliminary turning. The following control factors were taken into consideration:

interference, rotational speed and roughness before machining (Ra). Investigations carried out in order to minimize Ra parameter value allowed quickly to obtain directions to achieve required surface roughness after roller burnishing.

Wpłynęło do redakcji w lipcu 2010 r.

Rafał REIZER

Uniwersytet Rzeszowski

Paweł PAWLUS

Politechnika Rzeszowska

PRZEGLĄD METOD MODELOWANIA STRUKTURY GEOMETRYCZNEJ POWIERZCHNI

W artykule przedstawiono dwa zasadnicze sposoby podejścia do modelowania struktury geometrycznej powierzchni. Pierwszym z nich jest modelowanie nieuwzględniające warunków technologicznego lub eksploatacyjnego kształtowania powierzchni, natomiast drugim modelowanie odzwierciedlające rzeczywiste warunki tworzenia powierzchni. Przedstawiono wyniki własnych badań na tle osiągnięć innych badaczy.

1. Wstęp

Modelowanie struktury geometrycznej powierzchni jest dziedziną inżynierii powierzchni o dużej perspektywie rozwoju. Obecnie modelowanie znajduje się nadal w fazie badań, a różnorodność i złożoność struktury geometrycznej powierzchni (SGP) to poważne utrudnienia szerokiego zastosowania modelowania w praktyce. Procedury modelowania stają się narzędziem do przewidywania skutków działań zamierzonych i zakłóceń losowych. Zastosowanie symulacji komputerowej i współczesnych technik obliczeniowych umożliwia stosowanie modeli coraz bardziej zbliżonych do rzeczywistej SGP.

Można wyodrębnić dwa zasadnicze sposoby podejścia do modelowania SGP. Pierwszym z nich jest modelowanie nieuwzględniające warunków technologicznego lub eksploatacyjnego kształtowania powierzchni. Stosowanie takiego modelowania może zapewnić bardzo dobre przybliżenie powierzchni modelowanych do powierzchni rzeczywistych. Sposób ten zapewnia również możliwości generowania powierzchni o specyficznych kształtach, trudnych do uzyskania w procesach obróbki, lecz przydatnych podczas eksploatacji skojarzeń materiałowych w określonych warunkach. Drugim sposobem jest modelowanie odzwierciedlające rzeczywiste warunki tworzenia powierzchni. Zapewnia możliwości analizowania wpływu warunków kształtowania technologicznego i eksploatacyjnego na strukturę geometryczną powierzchni elementów maszyn. Za-

zwyczaj przybliżenie powierzchni modelowych do rzeczywistych jest gorsze niż w metodzie pierwszej.

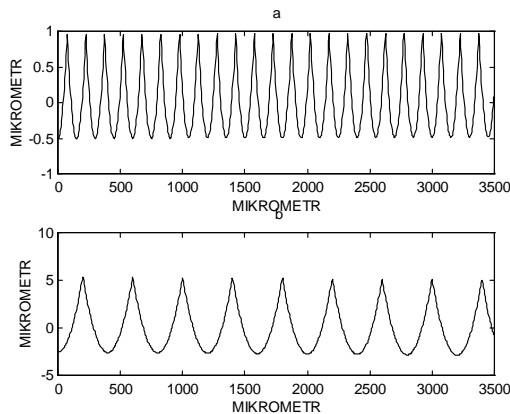
2. Modelowanie SGP powstającej w wyniku odwzorowania geometryczno-kinematycznego geometrii ostrza na przedmiocie obrabianym

Oba sposoby modelowania mogą się do siebie zbliżyć, np. gdy pierwszy z nich uwzględni powierzchnie otrzymane w określony sposób. Dotyczy to między innymi powierzchni powstającej w wyniku odwzorowania geometryczno-kinematycznego geometrii ostrza na przedmiocie obrabianym. Modele chropowatości powierzchni w procesie toczenia pojedynczym punktem zakładają wpływ posuwu i promienia zaokrąglenia noża. Najczęściej występującym profilem jest profil promieniowy, utworzony przez kolejne nałożenie okręgów o promieniu r_e (promień naroża ostrza) ze skokiem f_w (posuw wzdłużny).

Teoretyczną wysokość profilu zdeterminowanego określa się z zależności:

$$R = f_w^2 / 8r_e$$

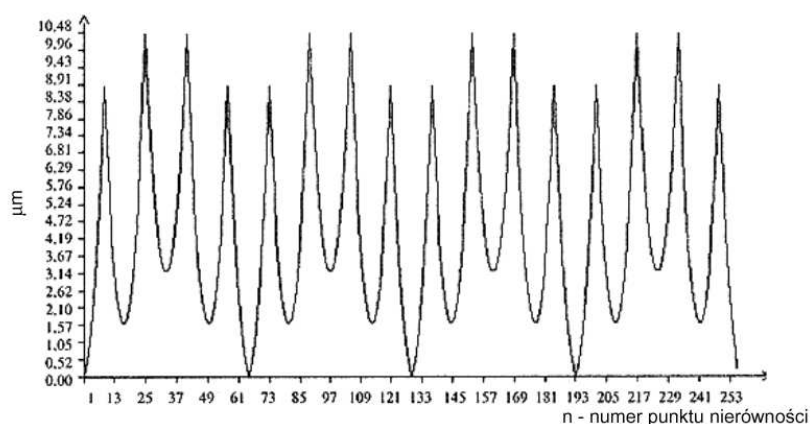
Rysunek 1. przedstawia teoretyczne profile promieniowe o różnych wartościach posuwu i promienia naroża ostrza.



Rys. 1. Teoretyczne profile promieniowe:
a) $f_w = 0.15$ mm, $r_e = 1.9$ mm, b) $f_w = 0.4$ mm, $r_e = 2.5$ mm [1]

Zazwyczaj modele uwzględniające tylko dwa czynniki, tzn. posuw oraz promień zaokrąglenia ostrza, nie są dokładne. Prace dotyczące modelowania chropowatości powierzchni toczonej były rozwijane w ostatnich latach [2-7]. Przykładowo Boryczko [3] zajmował się wpływem przemieszczeń narzędzia w stosunku do przedmiotu na kształt profilu toczonego. Generował komputero-

wo profile powierzchni toczonych, uwzględniając analizowane zakłócenia (rys. 2.).



Rys. 2. Model profilu po toczeniu, uwzględniający zakłócenia o małej częstotliwości

W pracy [8] symulowano topografię powierzchni po szybkościowym frezowaniu. Wykorzystano fakt zniekształcenia dokładności geometrycznej powierzchni przez drgania wywołane dużą prędkością wrzeciona. Powstał model pozwalający generować profile chropowatości powierzchni. Modelowaniem chropowatości powierzchni frezowanych zajmuje się Miko [9]. W modelu chropowatości powierzchni frezowanych walcowo uwzględnił: stereometryczno-kinematyczne odwzorowanie ostrzy frezu, nieusuwalną część nadkładu obróbkowego, przemieszczenia względne frezu i materiału obrabianego, bicie promieniowe ostrzy frezu, zużycie ostrzy skrawających.

Wymienione dwa podejścia do modelowania różnią się od siebie w przypadku modelowania powierzchni losowych. Dlatego zostaną one omówione osobno.

3. Metody modelowania nieuwzględniające warunków kształtowania powierzchni

Jako pierwsze zostaną przedstawione metody nieuwzględniające warunków kształtowania powierzchni na drodze wytwarzania lub eksploatacji. Generowanie komputerowe powierzchni losowej wymaga informacji o jej cyfrowej charakterystyce. Metody modelowania profili można podzielić na: generowanie profili o normalnym rozkładzie rzędnych i generowanie profili o rozkładzie rzędnych różnym od normalnego. Pierwszą czynnością w obu przypadkach jest

zazwyczaj generowanie wysokości nierówności z generatora sygnałów pseudolosowych.

Wcześniejsze prace opierały się na analizie szeregów czasowych (ARMA). Do opisu szeregów czasowych, w których operacje są zależne, stosowane są modele stochastyczne. Oparte są one na pomysł, że szereg czasowy, w którym kolejne wartości są silnie zależne, można traktować jako szereg generowany przez ciąg niezależnych impulsów a_t (zwany białym szumem). W modelu autoregresji bieżąca wartość procesu jest wyrażona jako skończona kombinacja liniowa poprzednich wartości procesu i impulsu a_t . Gdy wartości \tilde{z}_t są odchyleniami procesu od jakiegoś punktu lub od swojej średniej μ ,

$$\tilde{z}_t = \phi_1 \tilde{z}_{t-1} + \phi_2 \tilde{z}_{t-2} + \dots + \phi_p \tilde{z}_{t-p} + a_t,$$

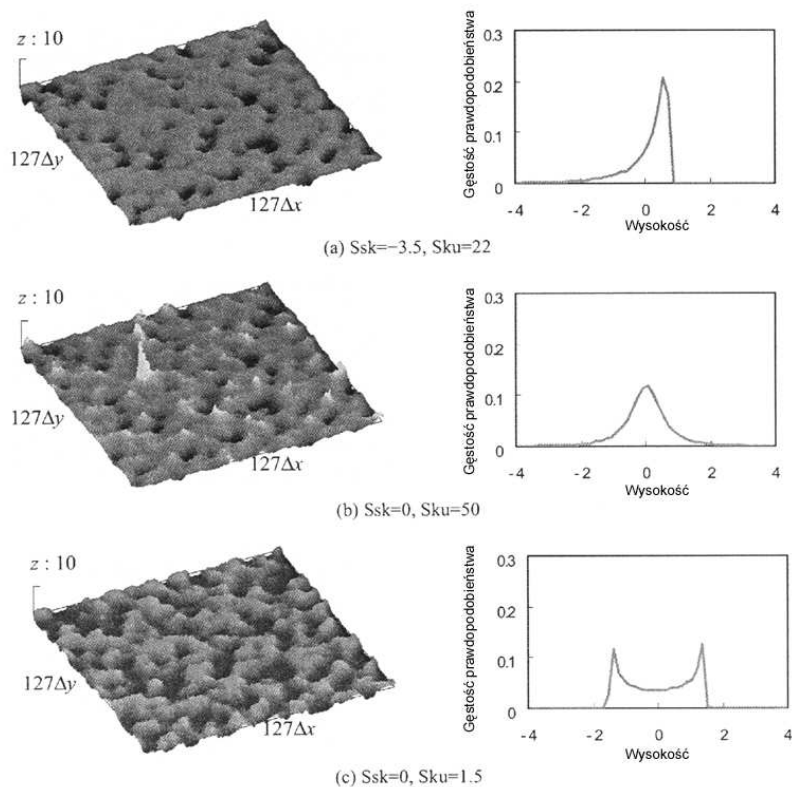
proces nazywa się procesem autoregresji rzędu p lub procesem AR(p). Proces autoregresji można traktować jako wyjście \tilde{z}_t filtru liniowego z funkcją przeniesienia $\phi^{-1}(B)$, w którym wejściem jest szum biały a_t [10].

Do analizy profili często stosowano metody szeregów czasowych, opisujące właściwości poziome profilu. Najczęściej stosuje się model AR. Whitehouse [11] podał zależności między parametrami modelu AR(2) a wartościami dwóch punktów funkcji autokorelacji. Autorzy pracy [12] analizowali zastosowanie modeli AR(1) i AR(2) do modelowania profili powierzchni losowych o normalnym i asymetrycznym rozkładzie rzędnych. Stwierdzono podobieństwo rozkładu rzędnych i kształtu profili rzeczywistych i symulowanych. Natomiast występowały różnice kształtu funkcji autokorelacji. Ci sami autorzy w pracy [13] zastosowali przekształcenie Johnsona do symulacji profili o innym rozkładzie rzędnych, przy danych wartościach parametrów R_{sk} i R_{ku} .

DeVries analizował aspekty modelowania AR profili powierzchni szlifowanych i toczonych [14]. Modele szeregów czasowych posłużyły do estymacji widmowej gęstości mocy, momentów spektralnych i wynikających z nich parametrów. Stwierdzono, że w celu szczegółowej analizy częstotliwościowej powinny być stosowane momenty rzędu większego niż 2. Staufert [15] uważał, że model AR(4) jest odpowiedni tylko w zastosowaniu do symetrycznych profili losowych.

Numeryczna procedura generowania powierzchni w układzie 3D, na podstawie szeregów czasowych, została opisana w pracy [16]. Możliwe jest generowanie powierzchni izo- lub anizotropowych o normalnym rozkładzie rzędnych, przy założeniu funkcji autokorelacji w dwóch prostopadłych kierunkach. Zastosowano liniową transformatę macierzy losowych. Generowanie powierzchni o liniowym kształcie funkcji autokorelacji jest najprostsze, natomiast symulacja powierzchni o wykładniczym kształcie funkcji autokorelacji wymaga rozwiązania układu równań nieliniowych.

Gu i Huang [17] zastosowali metodę szeregów czasowych do modelowania powierzchni o rozkładzie rzędnych różnym od rozkładu normalnego. W pracach [18-20] zastosowano metodę AR do generowania komputerowego stereometrii powierzchni. Założono kształt funkcji autokorelacji w układzie 3D. Podobnie jak w większości prac do modelowania SGP o rozkładzie rzędnych różnym od normalnego (rys. 3.) zastosowano metodę translacyjną Johnsona wykorzystującą system Pearsona krzywych częstotliwościowych.

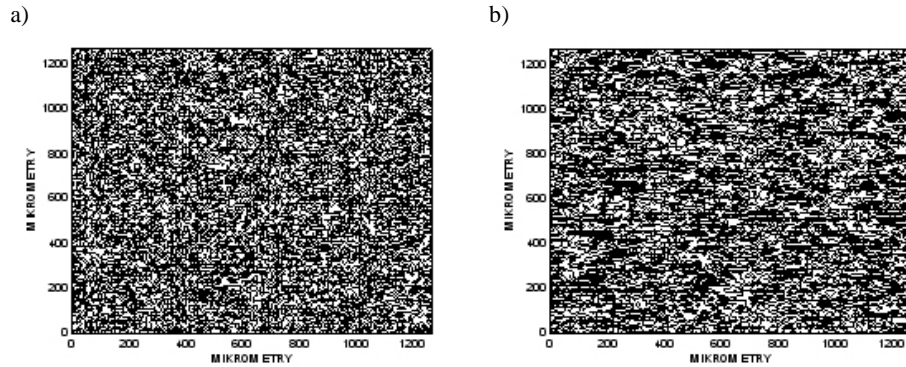


Rys. 3. Modelowane powierzchnie o różnych rozkładach rzędnych (na podstawie [19])

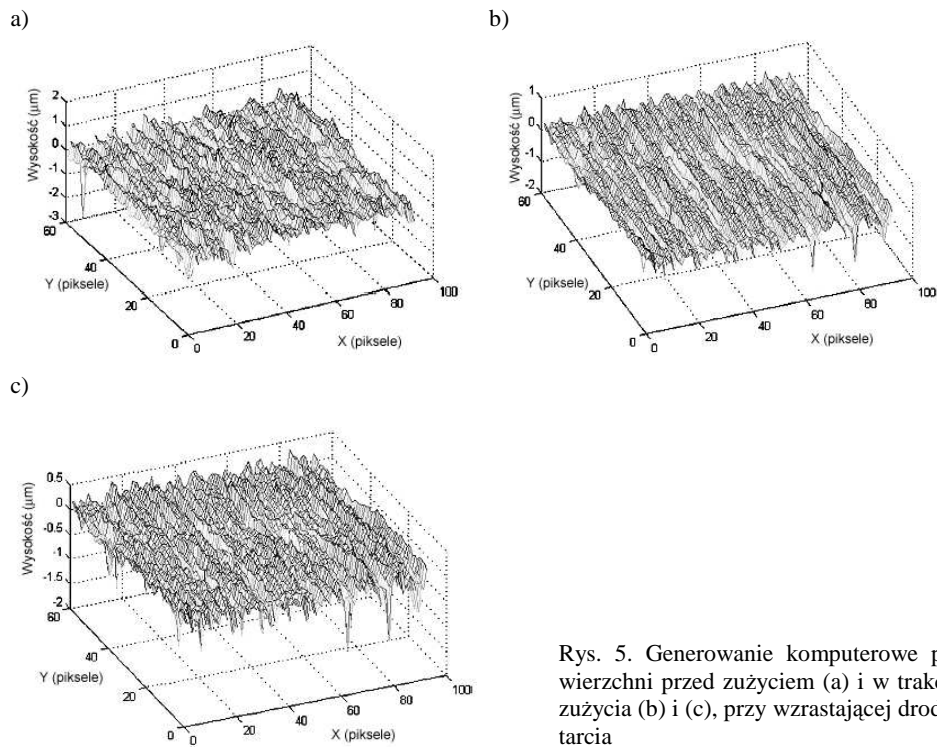
Metodę szeregów czasowych do modelowania SGP zastosowali również naukowcy z Politechniki Poznańskiej [21]. W większości przedstawionych prac zastosowano metody szeregów czasowych.

Alternatywą jest wykorzystanie szybkiej transformaty Fouriera. Możliwości generowania komputerowego powierzchni o różnym kształcie funkcji autokorelacji w dwóch prostopadłych kierunkach opisano w pracy [22]. Rysunek 4. przedstawia mapy konturowe powierzchni izotropowej oraz anizotropowej

o niewielkim stopniu anizotropii. Zastosowano dolnoprzepustowe filtry 2D o skończonej odpowiedzi impulsowej, zależnej od zadanej funkcji autokorelacji. W podobny sposób modelowano powierzchnię zużytą o rozkładzie rzędnych różnym od normalnego [23] – rys. 5.



Rys. 4. Mapa konturowa powierzchni izotropowej (a) i anizotropowej o normalnym rozkładzie rzędnych (b), [1]

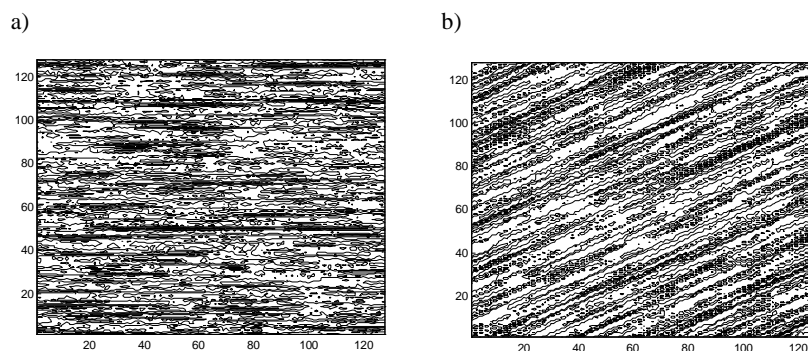


Rys. 5. Generowanie komputerowe powierzchni przed zużyciem (a) i w trakcie zużycia (b) i (c), przy wzrastającej drodze tarcia

Autorzy pracy [24] zastosowali modyfikację metody Patira [16]. Jest ona oparta na liniowej transformacji macierzy. W celu ułatwienia rozwiązania układów równań nieliniowych i zmniejszenia wymogów pamięci komputera, zastosowano metodę nieliniowego sprzężonego gradientu. Wyniki otrzymane z użyciem tej metody porównano z rezultatami stosowania metodyki Hu i Tondera [22], stwierdzając, że zaproponowana metoda zapewnia lepsze wyniki dotyczące parametrów wzdłużnych w przypadku ich większych wartości.

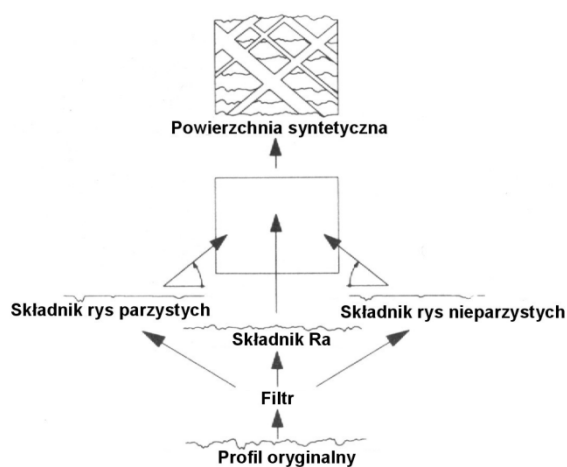
Uważa się, że stosowane metody ARMA niskich rzędów potrafią zachować cechy funkcji autokorelacji tylko blisko jej początku. Dlatego autor artykułu [25] również zastosował szybką transformatę Fouriera w celu generowania powierzchni 3D i profili 2D o znanej funkcji autokorelacji lub widmowej gęstości mocy. Punkty powierzchni symulowanej otrzymano na podstawie odwrotnej transformaty funkcji Fouriera, zależnej od zadanej widmowej gęstości mocy. Podobną metodę zastosował wcześniej Newland [26], pewne różnice dotyczyły postaci funkcji autokorelacji i widmowej gęstości mocy.

Metodykę generowania komputerowego arbitralnie zorientowanych powierzchni chropowatych o założonym rozkładzie rzędnych opisano w publikacji [27]. Jest rozwinięciem metody liniowej transformaty macierzy losowych zaproponowanej przez Patira. Stereometria powierzchni powstaje na podstawie założonej funkcji autokorelacji ustawionej w pewnym kierunku. Można też stosować inną metodę. W pierwszym etapie powstaje powierzchnia anizotropowa, tzw. jednokierunkowa, ukierunkowana zgodnie z układem współrzędnych. Następnie struktura taka zostaje obrócona o pewien kąt. Można w tym celu zastosować różne metody, np. obrót osi współrzędnych. Rysunek 6. przedstawia powierzchnię anizotropową oraz powierzchnię obróconą. Oczywiście, początkowy obszar próbkowania powierzchni jednokierunkowej powinien być większy od obszaru powierzchni obróconej. Taką metodykę zastosowali autorzy niniejszego opracowania [1, 28].



Rys. 6. Powierzchnia jednokierunkowa (a), obrócona o pewien kąt (b), [1]

W pracy [29] przedstawiono modelowanie stereometrii zorientowanej powierzchni cylindra. Opisano metodykę tworzenia syntetycznej powierzchni 3D po gładzeniu płaskowierzchołkowym na podstawie pomiaru profili osiowych. W odniesieniu do jednego z takich profili zastosowano filtr oddzielający część wgłębień od części wierzchołkowej (np. na poziomie linii średniej). Następnie doszło do podziału rys na 2 zbiory: co druga z nich zostaje tzw. rysą parzystą, a co druga nieparzystą. Profile z rysami parzystymi i nieparzystymi są przemieszczane po powierzchni pod kątem równym połowie kąta gładzenia α w jedną i drugą stronę. Powstaje więc powierzchnia charakteryzująca się wartością parametru Ra powierzchni nośnej, tzw. „pojemnością olejową”, i kątem gładzenia, czyli parametrami wpływającymi na właściwości eksploatacyjne powierzchni. Syntetyczna powierzchnia w układzie 3D może też powstać tylko na podstawie znajomości tych trzech parametrów (rys. 7.).

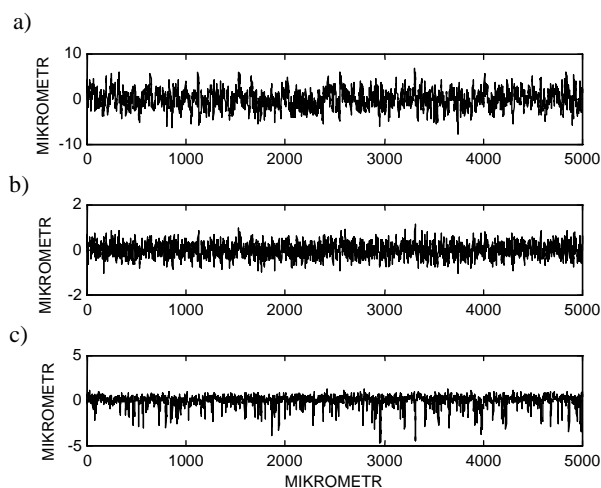


Rys. 7. Procedura syntezy powierzchni gładzonej w układzie 3D

Autorzy prac [30] zaproponowali metodykę generowania powierzchni cylindrów po gładzeniu. Generowanie komputerowe topografii powierzchni cylindrów o rozkładzie rzędnych Gaussa składa się z kilku etapów. W pierwszym z nich powstaje powierzchnia anizotropowa, tzw. jednokierunkowa. Następnie struktura taka zostaje obrócona o kąt ϕ , równy połowie kąta gładzenia. Następnie powierzchnię anizotropową powstałą na początku obraca się o kąt $180-\phi$. Kolejną czynnością jest nakładanie się dwóch zapamiętanych struktur. Metoda ta została zmodyfikowana w pracy Reizera [31].

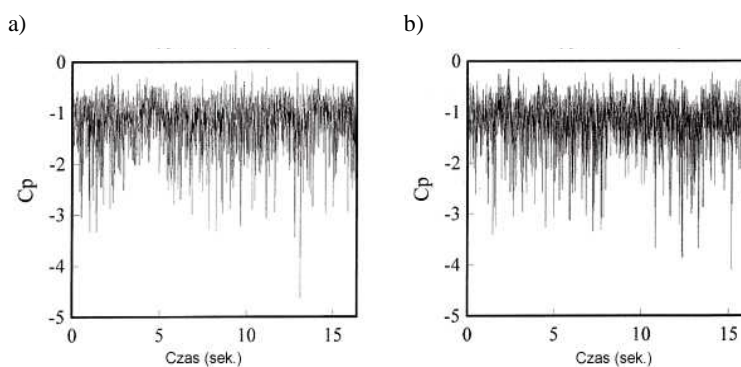
Do generowania SGP o rozkładzie rzędnych różnym od normalnego stosuje się zazwyczaj przekształcenie Johnsona. Możliwością modelowania struktury dwuprosowej jest nakładanie na siebie dwóch profili nierówności o normalnym rozkładzie rzędnych. Profile te (podstawowy i wtórny) są charakteryzowa-

ne odchyleniem standardowym wysokości nierówności P_q oraz parametrem wzdłużnym (rys. 8). Procedura polega na wyborze mniejszych rzędnych z tych dwóch rozkładów. Opiera się ona na normie ISO 13565-3 [32, 33]. Metodę tę zastosowano do modelowania SGP cylindrów po gładzeniu płaskowierzchłkowym [34].



Rys. 8. Generowanie komputerowe profilu po dwóch procesach: a) profil podstawowy, b) profil wtórny, c) profil końcowy [1]

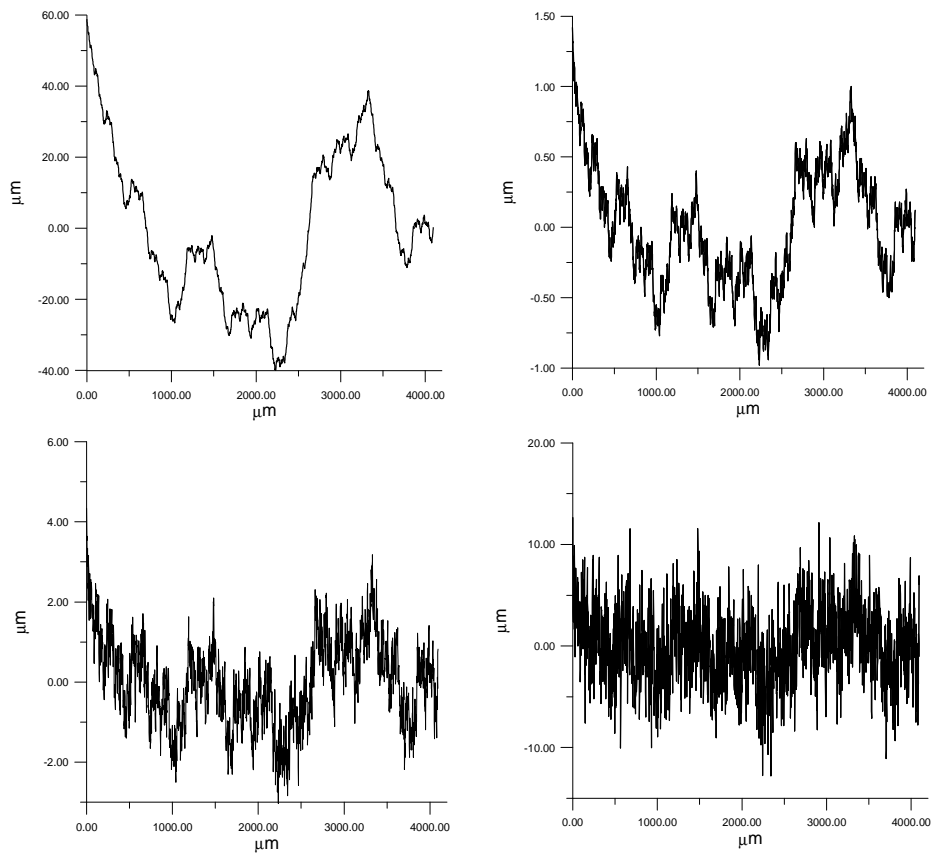
Modelowanie ciśnienia wiatru jest podobne do modelowania profili nierówności. Autorzy pracy [35] zastosowali szybką transformatę Fouriera do generowania sygnałów o rozkładzie rzędnych różnym od normalnego. Istnieje możliwość modelowania sygnału o zadanych wartościach parametrów R_q , R_{sk} i R_{ku} . Metody te nie uwzględniają jednakże symulacji funkcji autokorelacji. Można je zastosować do modelowania profili nierówności. Rysunek 9. przedstawia sygnał rzeczywisty i modelowany z wykorzystaniem metody opisanej w artykule [35].



Rys. 9. Sygnały: a) rzeczywisty, b) modelowany

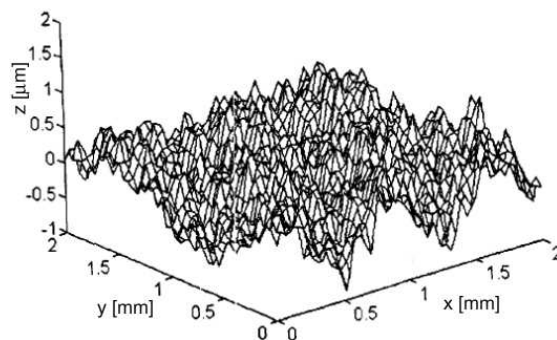
Wu zaproponował metodę symulacji powierzchni losowej o rozkładzie rzędnych różnym od normalnego, z wykorzystaniem szybkiej transformaty Fouriera [36]. Wykorzystano szybką transformatę Fouriera i system translacyjny Johnsona. Autorzy artykułu [37] symulowali rozkład rzędnych SGP różny od normalnego, z wykorzystaniem systemu krzywych częstotliwościowych Pearsona.

Podjęmowano próby generowania profili fraktalnych. W pracy [38] zastosowano funkcję W-M (Weierstrassa-Maldenbrotta). Oryginalną procedurę zastosowano w artykule [39] do symulowania niestacjonarnych profili za stacjonarnym przyrostem. Wykorzystano szybką transformatę Fouriera. Profile fraktalne były też generowane komputerowo w monografii [40]. Rysunek 10. przedstawia przykłady profili fraktalnych generowanych komputerowo.



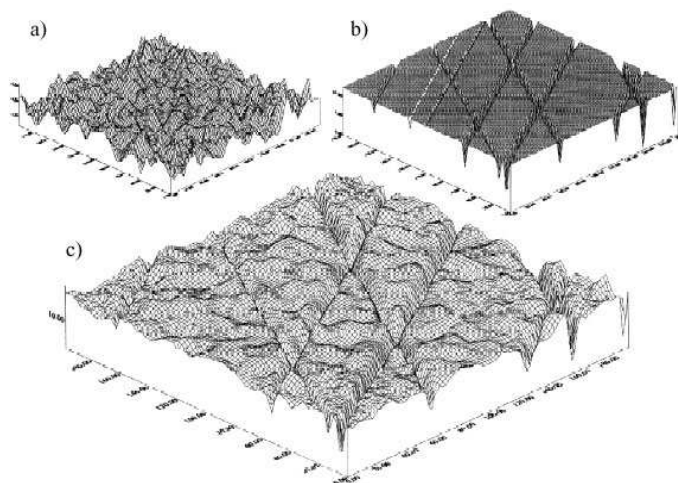
Rys. 10. Przykładowe profile fraktalne [1]

Poprzez transformację spektrum profili na spektrum powierzchni można generować komputerowo powierzchnie w układzie 3D przez uogólnienie funkcji W-M w kierunkach x i y [41]. W pracy [42] zasymulowano anizotropową powierzchnię w układzie 3D (rys. 11.).



Rys.11. Przykład modelowanej powierzchni fraktalnej

Możliwością generowania powierzchni cylindrów jest nakładanie składnika fraktalnego na głębokie rysy [43, 44], (rys. 12.). Autorem takiej koncepcji opublikowanej w pracy [44] był Jerzy Jabłoński. W podobny sposób (przez nakładanie struktury fraktalnej na tzw. strukturę podstawową) generowano topografie powierzchni po obróbce laserowej [45].

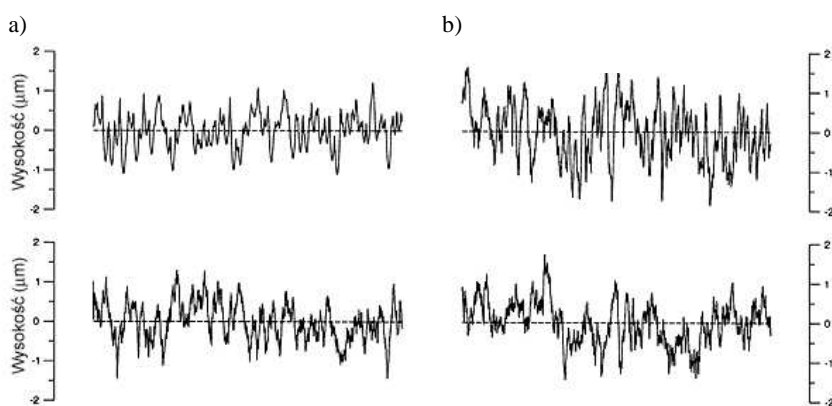


Rys. 12. Symulowana powierzchnia cylindra: a) powierzchnia fraktalna, b) generowana komputerowo powierzchnia gładzona, c) powierzchnia symulowana, będąca sumą powierzchni a i b

4. Metody modelowania odzwierciedlające rzeczywiste warunki tworzenia powierzchni

Przykładami drugiego podejścia jest modelowanie powierzchni obrabianej lub zużywanej. Modele powstawania powierzchni losowej podczas obróbki dotyczą głównie szlifowania.

Symulacja procesu obróbki zazwyczaj polega na komputerowym generowaniu ściernicy oraz analizie kinematycznej obróbki. Inną możliwością jest modelowanie oddziaływania rzeczywistej (mierzonej) powierzchni ściernicy na SGP szlifowanej. Można generować komputerowo profil nierówności, stereometrię powierzchni lub tylko niektóre z parametrów chropowatości (przede wszystkim amplitudowe). Modelowanie szlifowania ściernicą diamentową opisali Koshy i inni [46], (rys. 13.).

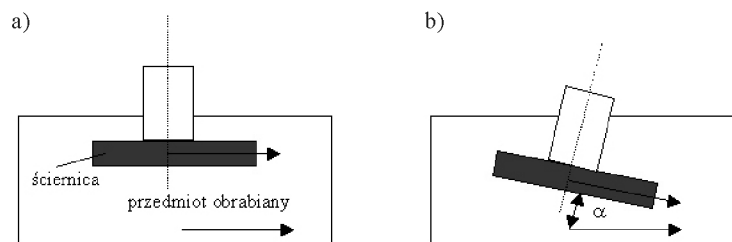


Rys.13. Porównanie profili powierzchni modelowanych i powierzchni mierzonych powstałych podczas szlifowania: a) profile symulowane, b) prawe profile mierzone

Autor pracy [47] prognozował profil poprzeczny i wzdłużny przedmiotu po obróbce szlifowaniem. Uwzględniono ugięcie ziaren ściernych. Autor publikacji [48] do prognozowania SGP powierzchni szlifowanych płaszczyzn zastosował metodę obwiedniową. Autorzy artykułu [49] modelowali proces szlifowania na podstawie pomiaru powierzchni ściernicy. Uwzględnienie warunków obróbki prowadziło do symulacji skrawania ziarnami ściernymi. Inasaki [50] zastosował własną procedurę wyodrębniania krawędzi tnących. W modelu założono tylko występowanie mikroskrawania. Czynnikiem wyjściowym modelu jest chropowatość oraz siła szlifowania. Autorzy prac [51-54] symulowali proces mikroskrawania każdego ziarna ściernego generowanej komputerowo powierzchni ściernicy. W celu analizy procesu ścierania określano wartości sił szlifowania wszystkich ziaren współpracujących z przedmiotem obrabianym. W modelu

uwzględniono ugięcia ziaren oraz zachodzenie procesu bruzdowania. Autorzy publikacji [55] przewidywali wysokość chropowatości powierzchni szlifowanej na podstawie grubości wióra. W modelu teoretycznym założono stożkowy kształt ziaren ściernych. Salisbury i inni [56] symulowali proces szlifowania z wykorzystaniem rzeczywistej i symulowanej ściernicy. Model uwzględnia parametry procesu, jak również topografię powierzchni ściernicy. Autorzy pracy [57], zakładając cięcie w momencie zagłębienia ścierniwa w próbkę, symulowali komputerowo proces szlifowania, uwzględniając jego kinematykę. W modelu wzięto dodatkowo pod uwagę zużycie ściernicy.

W pracy [58] badano proces szlifowania śrubowego (ang. *helical scan grinding*) – rys. 14. Taka obróbka pozwala na zmniejszenie wysokości nierówności do 1/7 w porównaniu ze szlifowaniem poprzecznym. W szlifowaniu śrubowym rowki wytwarzane przez ziarna ściernie nie pokrywają się, jak w szlifowaniu poprzecznym. W modelowaniu założono występowanie jedynie cięcia (nie uwzględniono np. ugięć, bruzdowania, zużycia). Założono skrawanie próbki przez ściernicę o losowym rozkładzie wysokości punktów skrawających. Ziarna ściernie modelowano stożkami. Modelowanie powstawania powierzchni i badania eksperymentalne dowodzą, że maksymalna wysokość chropowatości zmniejsza się ze wzrostem kąta śruby.



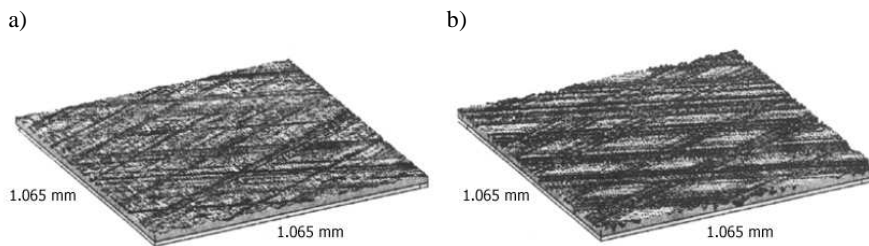
Rys. 14. Schemat szlifowania poprzecznego (a) i śrubowego (b), [1]

Praca [59] dotyczy ultraprecyzyjnego szlifowania materiałów optycznych ściernicami diamentowymi o spoiwie żywicznym. Powierzchnia taka ma strukturę periodyczną, jak powierzchnia luster po toczeniu diamentowym. Powstają profile o zarysie trójkątnym, których kształt zależy od posuwu i kątów ostrza (uzależnionych od wymiarów ziaren, ściernicy, siły normalnej i czasu szlifowania). Generowaniem powierzchni przedmiotu obrabianego podczas procesu szlifowania zajmowali się ponadto autorzy prac [60-65]. Autorzy artykułu [66] zaproponowali model oddziaływania rozpędzonego ziarna na powierzchnię w obróbce strumieniowo-ścierniej. Pokazali efekty symulacji obróbki strumieniowo-ścierniej. Autorzy artykułu [67] symulowali SGP po obróbce strumieniowo-ścierniej. Kowalski [68], modelując powierzchnie powstające przez losowe odci-

śnięcie ziarna ściernego, starał się jak najwierniej odtworzyć warunki rzeczywiste, uwzględniając:

- wielkość ziarna, różną dla poszczególnych zabiegów,
- losowość wyboru miejsca uderzenia ziarna,
- wprowadzenie zakłóceń losowych na powierzchniach modelowych ziaren ściernych,
- losową głębokość penetracji ziaren ściernych,
- losową wielkość ziarna stosowanego w każdym zabiegu.

Rysunek 15. podaje przykład rzeczywistej i modelowej powierzchni cylindra po gładzeniu płaskowierzchołkowym [68].



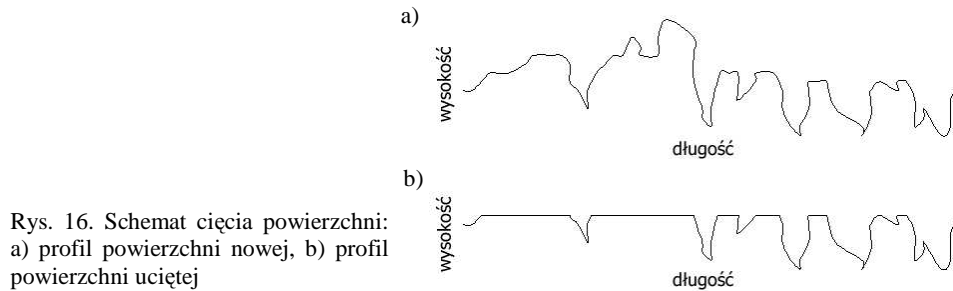
Rys. 15. Widoki rzeczywistej (a) i modelowej (b) powierzchni cylindra

Autorzy prac [69-72] proponują cięcie (rys. 16.) powierzchni cylindrów, co odpowiada działaniu pierścieni tłokowych. Jednakże SGP otrzymane po użyciu tego modelu różniły się znacznie od powierzchni rzeczywistych. Autorzy pracy [69] uważają, że przyczyną tych różnic jest niejednorodna struktura materiału cylindra (żeliwa). Natomiast Rosen i inni [70] utrzymują, że przyczyną rozbieżności jest brak możliwości wnikania końcówki pomiarowej w najgłębsze doliny podczas pomiaru SGP oraz tworzenie warstwy ochronnej na powierzchni cylindra w wyniku reakcji chemicznych podczas smarowania.

Model uwzględniający odkształcenia plastyczne jest alternatywą do stosowanego powszechnie modelu cięcia. Model ten, oparty na pracy Sugimury [73], bierze pod uwagę zmianę rozkładu rzędnych podczas zużycia. Analizowano zużycie powierzchni równoważnej. Badano zużycie profili prostopadłych do kierunku tarcia. Wyniki porównywano z modelem cięcia. Stwierdzono podobne tendencje zmiany parametrów R_{sk} i R_q , przy różnych ich wartościach podczas zużycia z wykorzystaniem dwóch modeli. Zmiany parametrów zależą od rozkładu wielkości cząstek zużycia. Rysunek 17. pokazuje ideę zmiany rozkładu rzędnych.

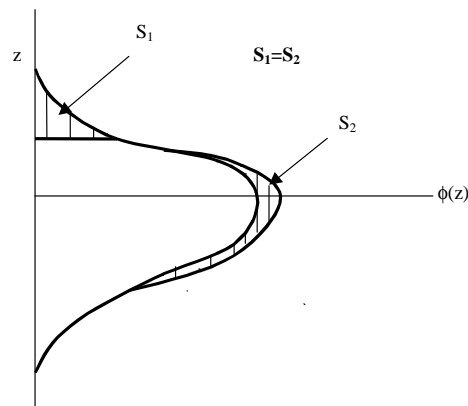
Lepszą alternatywą od modelu cięcia jest nakładanie SGP o rozkładzie Gaussa na powierzchnię obrabianą [74, 75]. W modelach tego typu stosuje się

również pierwsze podejście, tzn. nakłada się powierzchnię modelową na powierzchnię obrabianą. Natomiast parametry powierzchni modelowej zależą od tendencji zaobserwowanych podczas analizy zużycia. Przykładowo symulowano zużycie profili osiowych powierzchni cylindra przez nakładanie profilu o normalnym rozkładzie rzędnych na profil po gładzeniu [1, 76, 77]. Rysunek 18. przedstawia profil powierzchni cylindra oraz profile symulowane otrzymane za pomocą różnych metod. Podobną procedurę zastosowano do symulowania zużycia cylindra w układzie 3D.

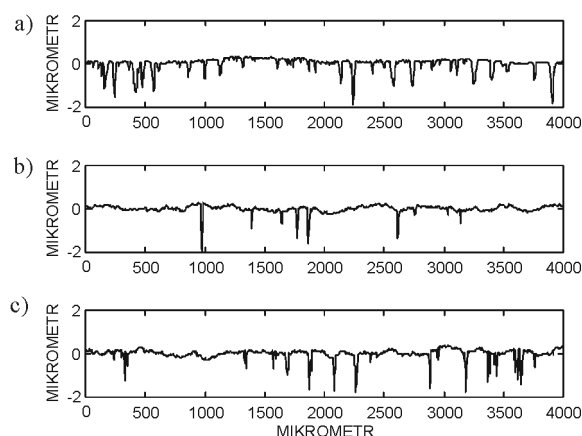


Rys. 16. Schemat cięcia powierzchni: a) profil powierzchni nowej, b) profil powierzchni uciętej

Rys. 17. Zmiany rozkładu rzędnych SGP w trakcie zużycia zgodnie z modelem deformacji plastycznej [1]



W podobny sposób symulowano zużycie zerowe profili powierzchni płaszczy tłoków [77, 78]. Podobnie jak w przypadku modelowania procesu szlifowania, symuluje się zużycie ściernie elementów maszyn. Przykładowo autorzy publikacji [79, 80] uwzględnili jedynie występowanie mikroskrawania. W modelach opisanych w artykułach [81, 82] rozważono ponadto zachodzenie deformacji plastycznej.



Rys. 18. Wykres profilu powierzchni dotartej (a), powierzchni symulowanej w wyniku nakładania profilu symulowanego na profil rzeczywisty (b) oraz nakładania profilu symulowanego na profil symulowany (c), [1]

5. Podsumowanie

Ze względu na możliwość symulacji procesów obróbki, tarcia i zużycia rola modelowania struktury geometrycznej powierzchni stale wzrasta. Można wyróżnić dwa podejścia do modelowania: uwzględniające oraz nieuwzględniające warunków technologicznego lub eksploatacyjnego kształtowania powierzchni. Stwierdzono, że nakładanie się dwóch powierzchni pozwala na poprawne modelowanie struktury geometrycznej powierzchni o warstwowych właściwościach funkcjonalnych. W modelach uwzględniających zachodzenie zużycia lub obróbki ściernej jest rozważany proces ubytku materiału (mikroskrawania) lub deformacji plastycznej. Tendencjami rozwojowymi jest modelowanie stereometrii powierzchni oraz łączenie obu podejść. W przypadku uwzględniania deformacji plastycznej powierzchni podczas obróbki lub zużycia często jest wykorzystywana metoda elementów skończonych.

Literatura

1. Pawlus P.: Topografia powierzchni. Pomiar, analiza, oddziaływanie. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
2. Bernardos P.G., Vosniakos G.-C.: Predicting surface roughness in machining: a review. *Int. J. of Machine Tools and Manufacture*, 43/8, 2003, 833-84.
3. Boryczko A.: Measurement of relative tool displacement to the workpiece for the assessment of influences of machining errors on surface profiles. *Measurement*, 31, 2002, 93-105.
4. Ehmann K.F.: Machining process modelling: a review. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 119, 1997, 655-663.
5. Grzesik W.: Surface finish assessment using a tribo-mechanical coupled model of the cutting process. *Tribologia*, 6, 1995, 726-744.

6. Lin W.S., Lee B.Y., Wu C.L.: Modelling the surface roughness and cutting force in turning. *Journal of Material Processing Technology*, 108, 2001, 286-293.
7. Lipski J., Nieszczeta W., Warmiński J., Zaleski K.: Wpływ nierówności powierzchni obrabianej na siły skrawania i chropowatość powierzchni po toczeniu. III Ogólnokrajowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Postępy w technice wytwarzania maszyn”. Politechnika Krakowska, Kraków 1999, 153-160.
8. Lee K.Y., Kang M.C., Jeong Y.H., Lee D.W., Kim J.S.: Simulation of surface roughness and profile in high-speed end milling. *Journal of Material Processing Technology*, 113, 2001, 410-415.
9. Miko E.: Chropowatość powierzchni frezowanych walcowo. *Przegląd Mechaniczny*, 11, 2002, 30-36.
10. Box G.E.P., Jenkins G.M.: *Analiza szeregów czasowych. Prognozowanie i sterowanie*. PWN, Warszawa 1983.
11. Whitehouse D.J.: *Handbook of surface metrology*. Bristol and Philadelphia: Inst. of Physics, 1994.
12. Watson Q., King T.G., Spedding T.A., Stout K.J.: The machined surface – time series modelling. *Wear*, 57, 1979, 195-205.
13. Watson W., Spedding T.A.: The time series modelling of non-Gaussian engineering processes. *Wear*, 83, 1992, 215-231.
14. DeVries W.R.: A three-dimensional model of surface asperities developed using moment theory. *ASME Journal of Engineering for Industry*, 104, 1982, 342-348.
15. Stauffert G.: Characterization of random profiles – a comparison of AR-modeling technique and profile description by means of commonly used parameters. *CIRP Annals*, 28/1, 1979, 431-435.
16. Patir N.: A numerical procedure for random generation of rough surfaces. *Wear*, 45, 1977, 263-277.
17. Gu X., Huang Y.: The modelling and simulation of rough surface. *Wear*, 137, 1990, 275-285.
18. Uchidate M., Shimizu T., Iwabuchi A., Yanagi K.: Generation of reference data of 3-D texture using the non-casual 2-D AR model. 9th International Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces. Halmstad University, Szwecja 2003.
19. Nemoto K., Yanagi K., Aketagawa M., Kanda D., Yoshida I., Uchidate M.: A study on surface material measures for areal surface texture measuring instruments – measuring conditions for the areal profiling. *Proceedings of ISTMII 2007 Congress, Sendai, Japan*, 801-804.
20. Uchidate M., Yanagi K., Yoshida I., Shimizu T., Iwabuchi A.: Generation of 3-D random topography datasets with periodic boundaries for surface metrology algorithms and measurement standards. *Proceedings of the 12th Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces. Rzeszów 2009*, 71-75.
21. Wieczorowski M., Cellary A., Ehmann K.F.: Trójwymiarowa analiza chropowatości powierzchni za pomocą autoregresji. *Materiały konferencji „Metrologia w technikach wytwarzania, Rzeszów 1995*, 101-109.
22. Hu Y.Z., Tonder K.: Simulation of 3-D random surface by 2-D digital filter and Fourier analysis. *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, 32, 1992, 82-90.
23. Ao Y., Wang Q.J., Chen P.: Simulating the worn surface in a wear process. *Wear*, 252, 2002, 37-47.

24. Manesh K.K., Ramamoorthy B., Singaperumal M.: Numerical calculation of anisotropic 3D Gaussian engineering surfaces. 9th International Symposium on Measurement and Quality Control (9th ISMQC), 2007, Madras (Indie), 48-53.
25. Wu J.-J.: Simulation of rough surfaces with FFT. *Tribology International*, 33, 2000, 47-58.
26. Newland D.E.: An introduction to random vibration and spectral analysis. 2nd ed, Longman, London 1984.
27. Bakolas V.: Numerical generation of arbitrary oriented non-Gaussian three-dimensional rough surfaces. *Wear*, 254/5-6, 2003, 546-554.
28. Reizer R.: Simulation of 3D Gaussian surface topography. 12th International Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces, Rzeszów 2009, 77-82. (w druku).
29. Rosen B.-G.: Mathematical machining – a way to control the surface engineering cycle. *Proceedings of the Workshop of Engineered Surfaces, Corps la Salette*, 1998.
30. Michalski J., Pawlus P.: Modelowanie komputerowe topografii powierzchni cylindrów po gładzeniu. *Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatykacji, Politechnika Wroclawska*, t. 82, z. 39, 2002, 261-266.
31. Reizer R.: Modelowanie struktury geometrycznej powierzchni kształtowanych procesami ściernymi. *Praca doktorska, Politechnika Rzeszowska*, Rzeszów 2009.
32. Malburg M.C., Raja J.: Characterization of surface texture generated by plateau-honing process. *CIRP Annals*, 42/1, 1993, 637-640.
33. Whitehouse D.J.: Assessment of surface finish profiles produced by multi-process manufacture. *Proceeding of the Inst. Mech. Engrs*, 199/4, 1985, 263-270.
34. Pawlus P., Reizer R.: Modelling of cylinder surface topography. *ASPE 2008 Annual Meeting and the 12th ICPE*.
35. Kumar K.S., Stathopoulos T.: Synthesis of non-Gaussian wind pressure time series on low building roofs. *Engineering Structures*, 21, 1999, 1086-1100.
36. Wu J.-J.: Simulation of non-Gaussian surfaces with FFT. *Tribology International*, 27, 2004, 339-346.
37. Tayebi N., Polycarpou A.A.: Modeling the effect of skewness and kurtosis on the static friction coefficient of rough surfaces. *Tribology International*, 37, 2004, 491-505.
38. Hasegawa M., Liu J., Okuda K., Nunobiki M.: Calculation of the fractal dimension of machined surface profiles. *Wear*, 192, 1996, 40-45.
39. Ganti S., Bhushan B.: Generalized fractal analysis and its application to engineering surfaces. *Wear*, 180 1995, 17-34.
40. Russ J.C.: *Fractal Surfaces*. Plenum Press, New York 1994.
41. Majumdar A., Tien C.L.: Fractal characterization and simulation of rough surfaces. *Wear*, 136, 1990, 313-327.
42. Blackmore D., Zhou G.: A new fractal model for anisotropic surfaces. *Transactions of 7th International Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces*. Gothenburg, Sweden, 1997, 147-153.
43. Jabłoński J., Pawłowski S.: 3-D fraktalny model powierzchni honowanej typu plateau. *Archiwum Technologii Maszyn i Automatykacji*, 19/2, Poznań 1999, 83-91.
44. Jabłoński J.: Digital generation of surface of asymmetrical height distribution. *Measurement*, 34, 2003, 187-191.

45. Jabłoński J., Pawłowski S., Liubimov W.: 3D-numerical model of surface after laser machining. Proceedings of the 4th International Conference „Measurement 2003”, Bratysława, Słowacja, 451-454.
46. Koshy P., Ives L.K., Jahanmir S.: Simulation of diamond-ground surfaces. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 39, 1999, 1451-1470.
47. Pandit S.M., Sathyanarayan G.: Data-dependent systems approach to surface generation in grinding. Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 106, 1984, 205-212.
48. Bhateja C.P.: An enveloping profile approach for the generation of ground surface texture. CIRP Annals, 26, 1977, 333-337.
49. König W., Steffens K.: A numerical method to determine the kinematics of grinding. CIRP Annals, 31/1, 1982, 201-204.
50. Inasaki I.: Grinding process simulation based on wheel topography measurement. CIRP Annals, 45, 1996, 347-350.
51. Chen X., Rowe B.: Analysis and simulation of the grinding process. Part I: Generation of the grinding wheel surface. Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 36/8, 1996, 871-892.
52. Chen X., Rowe B.: Analysis and simulation of the grinding process. Part II: Mechanics of grinding. Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 36/8, 1996, 883-89.
53. Chen X., Rowe B.: Analysis and simulation of the grinding process. Part III: Comparison with experiment. Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 36/8, 1996, 897-906.
54. Chen X., Rowe B.: Analysis and simulation of the grinding process. Part IV: Effects of wheel wear. Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 38/1,2, 1998, 41-49.
55. Hecker R.L., Liang S.L., Woodruff G.W.: Predictive modelling of surface roughness in grinding. Int. J. of Machine Tools and Manufacture, 43/8, 2003, 755-761.
56. Salisbury E.J., Domala K.V., Moon K.S., Miller M.H., Sutherland D.W.: A three-dimensional model for the surface texture in surface grinding. Part I. Surface generation model. ASME J. of Manufacturing Science and Engineering, 123, 2001, 576-581.
57. Zhou X., Xi F.: Modeling and predicting surface roughness of the grinding process. Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 42, 2002, 969-977.
58. Zhang B., Uematsu T.: Surface generation mechanism in helical scan grinding: an analytical study. Journal of Material Processing Technology, 91, 1999, 206-214.
59. Namba Y., Shiokawa M., Yu J.: Surface roughness generation mechanism of ultra-precision grinding of optical materials with a cut-type resinoid-bonded diamond wheels. CIRP Annals, 1997, 46/1, 253-256.
60. Ali Y.M., Zhang L.C.: Surface roughness predictions of ground components using a fuzzy logic approach. Journal of Material Processing Technology, 89-90/1999, 561-568.
61. Storz G.E., Dow T.A.: Virtual modelling of contour grinding. Proceedings of the ASPE, 1993, 193-196.
62. Warnecke G., Zitt U.: Kinematic simulation for analyzing and predicting high-performance grinding process. CIRP Annals, 47/1, 1998, 265-270.
63. Porzycki J.: Modelowanie szlifowania osiowego zewnętrznych powierzchni walcowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2004.

64. Kacalak W.: Metody i zastosowania sztucznej inteligencji do diagnostyki, optymalizacji i sterowania w procesach szlifowania. XIX Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej, Łódź 1996, 231-246.
65. Królikowski T., Kacalak W, Białasz B.: Wybrane problemy generowania modeli topografii ściernicy. XXII Naukowa Szkoła Obróbki Ściernej, Gdańsk 1999, 179-184.
66. Jain R.K., Jain V.K.: Simulation of surface generated in abrasive flow machining process. *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, 15, 1999, 403-312.
67. Pawlus P., Reizer R., Dzierwa A.: Surface topography of chromium coatings after pneumatic ball peening. *Key Engineering Materials*, 381-382, 2008, 635-638.
68. Kowalski M.: Metodyka wyboru parametrów chropowatości do opisu topografii powierzchni. Praca doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2005.
69. Mathia T.G., Zahouani T., Schissler J.M., Rakowski W.: Analysis of cylinder bores – the relationship between metallurgical structure, manufacture and wear characterization. *Proc. Int. Congress on Tribology*, Vol. 4, 1993, 311-316.
70. Rosen B.-G., Ohlsson R., Thomas T.R.: Wear of cylinder bore microtopography. *Wear*, 198, 1996, 271-279.
71. Stout K.J., Davis E.J., Sullivan P.J.: *Atlas of Machined Surfaces*. Chapman and Hall, London 1990.
72. Stout K.J., Davis E.J.: Surface topography of cylinder bores – the relationship between manufacture, characterization and function. *Wear*, 95, 1984, 111-125.
73. Sugimura J., Kimura Y., Amino K.: Analysis of the topography changes due to wear – geometry of the running-in process. *JSLE*, 31/11, 1986, 813-820.
74. King T.G., Watson W., Stout K.J.: Modelling the micro-geometry of lubricated wear. [In:] *Proceedings of the 4th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. MEP, London 1978, 333-343.
75. Nonogaki M., Morimoto T., Nakahara T.: Method of determination of truncation parameters from measured surface profile. *Tribology International*, 36/10, 2003, 745-752.
76. Pawlus P., Michalski J.: Simulation of cylinder “zero-wear” process. *Wear*, 266, 2009, 208-13.
77. Pawlus P.: Simulation of stratified surface topographies. *Wear*, 264, 2008, 457-63.
78. Krzyżak Z.: Modelowanie topografii powierzchni eksploatowanych płaszczyz łoków silników spalinowych. Rozprawa doktorska, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2005.
79. Jacobson S., Wallen P., Hogmark S.: Correlation between groove size, wear rate and topography of abraded surfaces. *Wear*, 115, 1987, 83-93.
80. Jacobson S., Wallen P., Hogmark S.: Fundamental aspects of abrasive wear studied by a new numerical simulation model. *Wear*, 123, 1988, 207-223.
81. Jiang J., Sheng F., Ren F.: Modelling of two-body abrasive wear under multiple contact conditions. *Wear*, 217, 1998, 35-45.
82. Fang L., Cen Q., Sun K., Liu W., Zhang X., Huang Z.: FEM computation of groove ridge and Monte Carlo simulation in two-body abrasive wear. *Wear*, 258, 2005, 265-274.

REVIEW OF METHODS OF SURFACE TOPOGRAPHY MODELING**S u m m a r y**

Two fundamental approaches to surface topography modeling are presented. Modeling not taking into consideration surface creation during technological or operational processes is the first of them. The second approach takes into account real condition of surface creation. The authors presented the results of own investigations in relation to works of other scientists.

Złożono w redakcji w lipcu 2010 r.

Mirosław ŚMIESZEK
Magdalena DOBRZAŃSKA
Politechnika Rzeszowska

WPŁYW UKŁADU NAPĘDOWEGO NA BŁĘDY W PROWADZENIU AUTOMATYCZNIE KIEROWANEGO POJAZDU TRANSPORTOWEGO

Praca dotyczy automatycznie kierowanych pojazdów transportowych stosowanych w przemyśle. W pracy dokonano przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych układów napędowych stosowanych w tego typu pojazdach. Główna uwaga została skupiona na określeniu wpływu rodzaju układu napędowego, a w szczególności jego parametrów na dokładność realizowanej przez pojazd trasy.

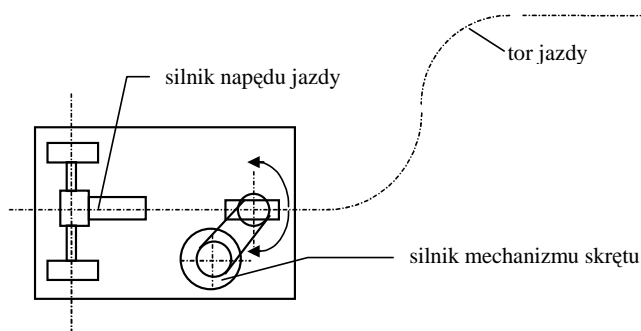
1. Wprowadzenie

W drugiej połowie ubiegłego stulecia wraz z rozwojem konkurencji pojawiła się konieczność obniżenia kosztów związanych z działalnością przedsiębiorstwa. W całości kosztów wytwarzania jednym ze składników były koszty związane z transportem materiałów. Na koszty te miał wpływ zarówno transport pomiędzy stanowiskami obróbkowymi, montażowymi, jak również transport realizowany wewnątrz magazynów. W pierwszym etapie zmiany te polegały na wyeliminowaniu człowieka z cyklu produkcyjnego nastawionego na wytwarzanie wielkich serii. Stało się to możliwe poprzez wprowadzenie transportu zautomatyzowanego, opierającego się w głównej mierze na takich elementach, jak: taśmociągi, przenośniki rolkowe czy też automatyczne wózki poruszające się po szynach. System transportu oparty na tych środkach w miarę upływu lat okazał się sztywny, podatny na wszelkiego rodzaju awarie i nieprzydatny do produkcji mało- i średnioseryjnej wymagającej znacznej elastyczności. Pierwsze udane próby wprowadzenia nowych systemów transportu [1] zapewniających znaczną elastyczność zostały zapoczątkowane w USA w latach 50. Systemy te opierają się w głównej mierze na nowych środkach transportu, jakimi są automatycznie kierowane wózki transportowe. W literaturze angielskojęzycznej przeważnie są one oznaczane skrótem AGV (ang. *Automated Guided Vehicle*). Pierwszy system wykorzystujący te środki został zainstalowany w roku 1954 w fabryce Mercury Motor Freight w mieście Columbia w stanie Południowa

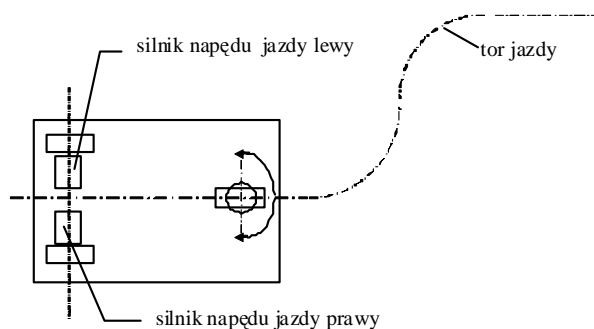
Karolina. Przełom lat 60. i 70. XX wieku to pewien regres w rozwoju i przemysłowych aplikacjach tego systemu transportowego w USA. W znacznym stopniu przyczyniły się do tego ograniczone możliwości techniczne, jakimi dysponowały ówczesne konstrukcje, jak również naciski ze strony amerykańskich związków zawodowych obawiających się o miejsca pracy. Nowy bodziec przyczyniający się do rozwoju tych systemów transportowych miał miejsce początkiem lat 80. Przyczyniły się do tego w znacznej mierze firmy europejskie oraz rozwój techniki komputerowej wykorzystywanej do sterowania systemem i kontroli przepływu materiałów. Wiodącym, modelowym rozwiązaniem był tu nowy zakład montażowy pojazdów firmy Volvo w miejscowości Kalmar w Szwecji, który uruchomiono w 1974 roku. W zakładzie tym zrezygnowano ze sztywnej linii montażowej i wykorzystywano do transportu nadwozi samochodów w montażu końcowym samojezdne platformy. Wprowadzono również nową organizację pracy zespołowej. Sukces tego rozwiązania był impulsem do dalszych prac rozwojowych w tym kierunku. Nowatorskie osiągnięcia firm europejskich zostały dostrzeżone również w USA. W 1981 roku w zakładach John Deere w Waterloo w stanie Iowa zastosowano automatyczny system transportowy pomiędzy magazynami i wydziałami produkcyjnymi. Kolejnym znaczącym krokiem w rozwoju tych środków transportu było zastosowanie w 1984 roku przez firmę General Motors pierwszego w USA elastycznego systemu montażowego. Od tego czasu General Motors stał się jednym z największych użytkowników tych środków transportowych. Duże zapotrzebowanie na systemy transportowe spowodowało powstanie w latach 80. wielu firm produkujących i dostarczających te systemy. W chwili obecnej rozwój nowoczesnych technik nawigacji i sterowania umożliwił zastosowanie automatycznych pojazdów transportowych nie tylko w obszarach związanych z produkcją przemysłową. Pojazdy tego typu są stosowane dzisiaj w magazynach, placach składowych, branży usługowej, a także w ochronie zdrowia. W ostatnich latach są prowadzone intensywne badania nad zastosowaniem tego typu środków transportu w bezobsługowych systemach transportowych wykorzystujących drogi publiczne. Automatycznie kierowane pojazdy transportowe mogą mieć różnorodne rozwiązania konstrukcyjne układu napędowego. Przegląd takich rozwiązań konstrukcyjnych przedstawiono w rozdziale 2. pracy. W praktyce przemysłowej najczęściej można spotykać dwa rozwiązania różniące się diametralnie sposobem kierowania – wymuszania zmiany kierunku ruchu. Pierwszy z nich, stosowany w ciężkich pojazdach, wykorzystuje dwa niezależnie napędzane koła jezdne. Natomiast do kierowania i napędu wykorzystuje on indywidualnie kierowane i napędzane pojedyncze koło jezdne. Tym dwóm grupom pojazdów wyposażonym w odmienne sposoby kierowania ruchem oraz ich wpływowi na błędy w realizacji zadanej trajektorii jest poświęcona zasadnicza część pracy.

2. Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych

Jedną z bardzo istotnych cech charakteryzujących właściwości użytkowe pojazdu są możliwości ruchowe. One to w znacznej mierze decydują o konstrukcji pojazdu. Automatycznie kierowane pojazdy transportowe ze względu na właściwości ruchowe można podzielić na dwie zasadnicze grupy. Grupa pierwsza obejmuje pojazdy mogące realizować ruch do przodu i do tyłu. Grupa druga to pojazdy poruszające się w dowolnym kierunku. W grupie pierwszej występują najczęściej pojazdy o konstrukcji trzykołowej i czterokołowej. Przykładowe schematy konstrukcyjnych rozwiązań trzykołowych przedstawiono na rysunkach 1., 2. i 3.



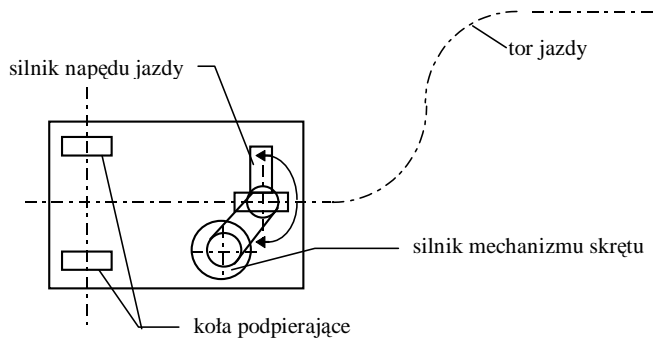
Rys. 1. Schemat pojazdu trójkołowego o klasycznym układzie napędowym



Rys. 2. Schemat pojazdu trójkołowego z dwoma niezależnie napędzanymi kołami jezdnymi

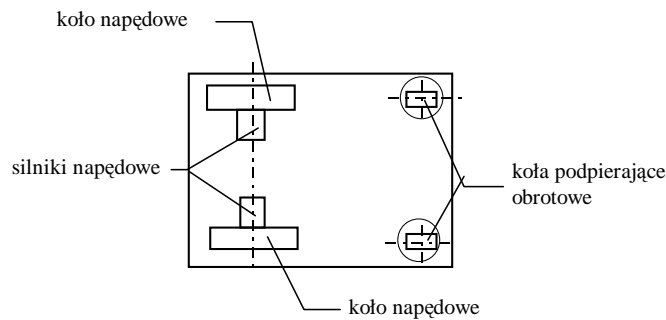
Pojazd przedstawiony na rys. 1. ma klasyczny układ napędowy zbliżony swą konstrukcją do układów napędowych występujących w samochodach. Silnik napędu jazdy poprzez przekładnię napędza most napędowy, gdzie za pomocą mechanizmu różnicowego napęd jest rozdzielany na koła napędowe. Pojazd pokazany na rys. 2. ma dwa niezależnie napędzane koła jezdne. Wymuszenie zmiany kierunku ruchu odbywa się poprzez różnicowanie prędkości poszczegól-

nych kół napędowych. Trzecie koło w pojeździe jest kołem samonastawnym i spełnia funkcję podpory. Rysunek 3. przedstawia najczęściej spotykane rozwiązanie konstrukcyjne w grupie lekkich i średnich pojazdów transportowych stosowanych w przemyśle. Silnik napędu jazdy wraz z odpowiednimi przekładniami znajduje się bezpośrednio przy kole przednim, skręcającym. Konstrukcja taka jest bardziej zwarta i umożliwia zastosowanie budowy modułowej pojazdu. Grupa tych pojazdów charakteryzuje się małym promieniem skrętu, który w skrajnym przypadku, przy skręcie koła przedniego o 90° równa się długości pojazdu.



Rys. 3. Schemat pojazdu trójkołowego z napędzanym i kierowanym kołem

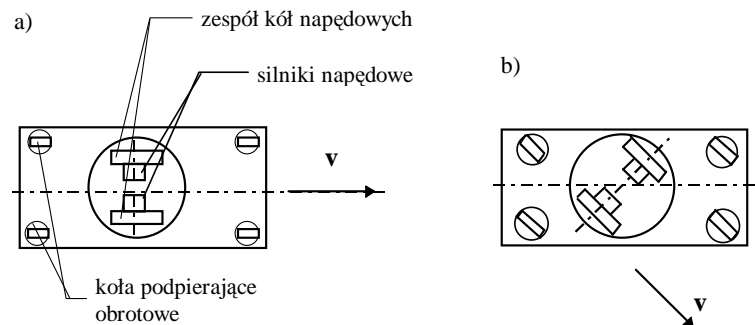
Przykład rozwiązania konstrukcyjnego, czterokołowego został zamieszczony na rys. 4. Pojazd jest wyposażony w dwa silniki napędowe i stanowi modyfikację konstrukcji z rysunku 2. Zastosowanie dwóch kół samonastawnych zwiększa stabilność pojazdu. W szczególnym przypadku ruchu, gdy silniki napędowe obracają koła w przeciwnych kierunkach, pojazd z rys. 2. i 4. może obracać się dookoła swojej pionowej osi.



Rys. 4. Schemat pojazdu czterokołowego z dwoma kołami napędowymi i dwoma podpierającymi

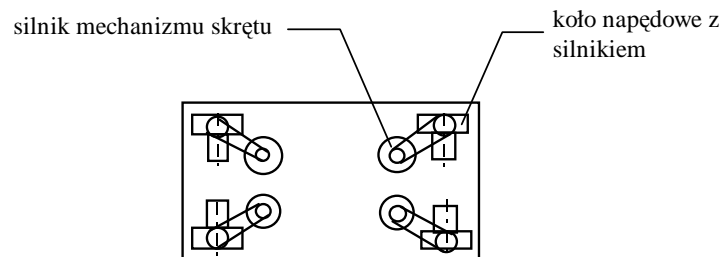
Najkorzystniejsze właściwości ruchowe mają pojazdy z grupy drugiej. Pojazdy te mogą odbywać ruch w dowolnym kierunku, po łuku o różnych promie-

niach, a także po linii łamanej, w poprzek lub na ukos w stosunku do swej osi podłużnej. Na rysunku 5. przedstawiono schemat rozwiązania konstrukcyjnego takiego pojazdu wyposażonego w dwa silniki napędowe. Silniki te, tak jak w rozwiązaniu na rys. 4., napędzają dwa oddzielne koła. Jednakże w tym przypadku koła wraz z silnikami nie są sztywno przymocowane do pojazdu. Zamontowane są one do elementu, który może obracać się wraz z silnikami i kołami względem osi pionowej pojazdu. W zależności od prędkości obrotowej silników, pojazd może kontynuować ruch w dowolnym kierunku, po dowolnej trajektorii. Podobnie jak pojazd z rysunku 4. jest on wyposażony również w obrotowe koła podpierające.



Rys. 5. Schemat pojazdu mogącego poruszać się w dowolnym kierunku:
a) jazda w kierunku wzdłużnym, b) jazda w kierunku ukośnym do osi podłużnej pojazdu

Najbardziej skomplikowany układ napędu jazdy i sterowania ma pojazd przedstawiony na rys. 6. Może on poruszać się w dowolnym kierunku. Wyposażony musi być jednak w cztery silniki napędu jazdy i cztery silniki napędzające

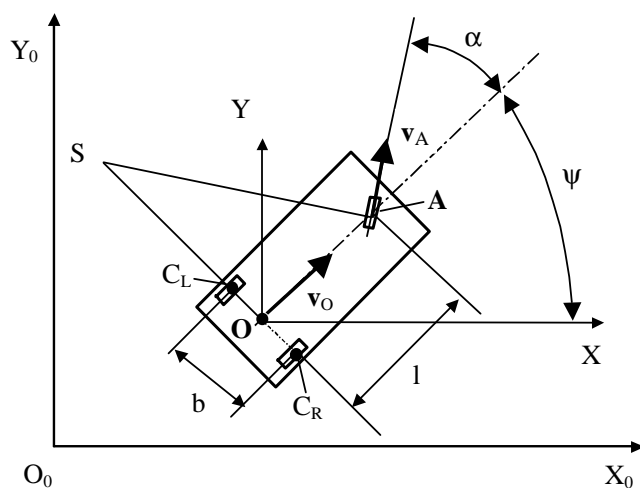


Rys. 6. Schemat pojazdu wyposażonego w cztery indywidualnie skręcane i napędzane koła

mechanizm skrętu. Ze względu na znaczną liczbę elementów układu napędowego i skomplikowany układ sterowania, pojazdów o układzie konstrukcyjnym z rys. 5. i 6. nie stosuje się powszechnie w systemach transportowych, obsługujących produkcję przemysłową.

3. Opis ruchu i sposobu wyznaczania pozycji

W celu osiągnięcia zadanej pozycji oraz wykonania określonej pracy przewozowej niezbędne do kierowania ruchem pojazdu i nadzoru procesu realizacji wyznaczonej trasy jest zastosowanie odpowiedniego systemu nawigacji. Jednym z systemów nawigacji, który umożliwia ruch wzdłuż zadanej wirtualnej trajektorii, jest odometria – nawigacja obliczeniowa. Istota tego rozwiązania została przedstawiona na rys. 7. W zależności od zastosowanego sposobu kierowania pojazdem może polegać na ciągłym zliczaniu drogi przebytej przez koło A i pomiarze jego kąta skrętu α lub na pomiarze drogi przebytej przez koła C_L i C_R oraz na wyznaczaniu kąta kierunkowego ruchu pojazdu ψ . Pierwszy sposób, polegający na pomiarze kąta skrętu koła kierowanego α i przebytej przez niego drogi, jest wykorzystywany w pojazdach mających niezależnie skręcane koło kierowane. Drugi sposób polega na pomiarze przebytej drogi przez koła napędzane C_L i C_R i wyznaczaniu kąta kierunkowego ruchu pojazdu ψ . Jest stosowany w pojazdach, w których do kierowania są wykorzystywane niezależnie napędzane dwa koła napędowe. Odpowiednie zróżnicowanie prędkości obrotowych tych kół wymusza obrót pojazdu wokół pionowej osi obrotu przechodzącej przez punkt O i zmianę kąta kierunkowego ψ .



Rys. 7. Przyjęty układ współrzędnych w nawigacji obliczeniowej

Bieżąca pozycja (x,y) w czasie t wybranego punktu pojazdu O kierowanego za pomocą dwóch niezależnie napędzanych kół C_L i C_R w bazowym układzie odniesienia $X_0O_0Y_0$ (rys. 7.) może być wyznaczona za pomocą następujących zależności:

$$x = x_0 + \int_0^t v_0 \cos \psi dt \quad (1)$$

$$y = y_0 + \int_0^t v_0 \sin \psi dt \quad (2)$$

$$\psi = \psi_0 + \int_0^t \omega dt \quad (3)$$

gdzie: v_0 – prędkość punktu O ,

ω – prędkość kątowna ramy pojazdu względem pionowej osi obrotu przechodzącej przez punkt O ,

x_0, y_0, ψ_0 – wartości początkowe.

Prędkość v_0 i ω można wyznaczyć z zależności (4), (5).

$$v_0 = (v_{CR} + v_{CL})/2 \quad (4)$$

$$\omega = (v_{CR} - v_{CL})/b \quad (5)$$

gdzie: v_{CR} – prędkość w punkcie styku C_R koła prawego,

v_{CL} – prędkość w punkcie styku C_L koła lewego,

b – rozstaw kół napędzanych.

Po uwzględnieniu zależności (6) i (7) otrzymuje się prędkość kątową ω (8) i prędkość v_0 w funkcji wyznaczonej bezpośrednio z pomiarów prędkości kątowej kół napędzanych $\dot{\theta}_L$ i $\dot{\theta}_R$.

$$v_{CR} = \dot{\theta}_R r \quad (6)$$

$$v_{CL} = \dot{\theta}_L r \quad (7)$$

$$\omega = (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_L)r/b \quad (8)$$

$$v_0 = (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_L) r / 2 \quad (9)$$

gdzie: $\dot{\theta}_R$ – prędkość kątowna koła prawego,

$\dot{\theta}_L$ – prędkość kątowna koła lewego,

r – promień kół napędzanych – taki sam dla koła lewego i prawego.

W podanych rozważaniach przyjęto założenie, że koła są sztywne i toczą się bez poślizgu, styk koła z jezdnią jest punktowy, a promienie r kół napędzanych są sobie równe.

W pojeździe wykorzystującym do kierowania indywidualnie skręcane koło najprościej jest wyznaczyć w bazowym układzie współrzędnych $X_0O_0Y_0$ położenia punktu A. Prędkość kątową ramy pojazdu wokół pionowej osi obrotu przechodzącej przez punkt O można wyznaczyć z następujących zależności:

$$\omega = v_A / SA \quad (10)$$

$$v_A = \dot{\theta}_A r_A \quad (11)$$

$$SA = l / \sin \alpha \quad (12)$$

gdzie: $\dot{\theta}_A$ – prędkość kątowna koła kierowanego względem poziomej osi obrotu,

α – kąt skreślenia koła kierowanego względem osi podłużnej pojazdu,

v_A – prędkość w punkcie styku z jezdnią koła kierowanego A,

l – rozstaw osi,

SA – chwilowy promień łuku, po którym toczy się koło kierowane (rys. 7.),

r_A – promień koła kierowanego.

Pozostałe zależności służące do wyznaczania położenia punktu A lub dowolnie wybranego innego punktu pojazdu w bazowym układzie współrzędnych $X_0O_0Y_0$ są podobne jak w przykładzie dla pojazdu kierowanego za pomocą dwóch niezależnie napędzanych kół. We wzorach (1) i (2) zamiast kąta ψ należy uwzględnić sumę kątów $\alpha + \psi$. Bardziej szczegółowe opisy dotyczące kinematyki tych pojazdów oraz wyznaczania ich pozycji można znaleźć w pracy [2].

4. Źródła błędów

W rzeczywistym pojeździe występuje szereg odstępstw od przyjętych założeń [3-5]. W trakcie wyznaczania pozycji pojawiają się błędy. Wyróżnia się kilka źródeł błędów mających wpływ na dokładność ustalenia pozycji. Źródła te podzielono odpowiednio na dwie kategorie.

I. Błędy systematyczne spowodowane przez:

- 1) nierówne średnice kół,
- 2) złe połączenie kół,
- 3) niepewność w rozstawie osi (spowodowana niepunktowym kontaktem kół z podłożem),
- 4) ograniczoną rozdzielczość enkodera,
- 5) ograniczoną częstotliwość próbkowania enkodera.

II. Błędy niesystematyczne spowodowane przez:

- 1) jazdę po nierównym podłożu,
- 2) jazdę po przypadkowych obiektach znajdujących się na podłożu,
- 3) poślizgi kół wywołane przez
 - śliskie podłoże,
 - przyśpieszenie,
 - szybkie skręty (tzw. zarzucanie),
 - siły zewnętrzne (interakcja z ciałami zewnętrznymi),
 - siły wewnętrzne (kółko samonastawne),
 - niepunktowy kontakt koła z podłożem.

Błędy systematyczne powstałe przy określaniu bieżącej pozycji w trakcie ruchu pojazdu ulegają sumowaniu, pogarszając tym samym ostateczny wynik. Na najbardziej gładkiej powierzchni w obiektach zamkniętych błędy systematyczne mają większy udział w błędach odometrii niż błędy niesystematyczne. Jednak na powierzchniach ze znaczącymi nierównościami błędy niesystematyczne mogą być dominujące.

Dodatkowo błędy nawigacji obliczeniowej mogą być spowodowane poprzez same równania odometrii, ponieważ przybliżają one dowolny ruch jako serię krótkich prostoliniowych odcinków. Dokładność tej aproksymacji zależy od częstotliwości próbkowania z uwzględnieniem prędkości pojazdu.

Za dwa dominujące źródła błędów w odometrii uważa się przede wszystkim:

- różne średnice kół – większość automatycznie kierowanych pojazdów transportowych (robotów mobilnych) używa ogumionych kół w celu poprawienia przyczepności. Bardzo trudno jest wyprodukować koła o jednakowej średnicy. Ponadto guma na kołach ulega zgnieceniu w różnym stopniu w zależności od asymetrycznego rozkładu ładunku. Oba te przypadki są źródłami błędów odometrii. Błąd ten jest oznaczany jako błąd średnic E_d :

$$E_d = \frac{d_R}{d_L} \quad (13)$$

gdzie: d_R i d_L – aktualne średnice kół.

- niepewność w rozstawie kół – rozstaw kół jest definiowany jako odległość pomiędzy punktami styczności dwóch kół poruszającego się pojazdu a podłożem. Niepewność w rozstawie kół jest spowodowana faktem, że ogumione koło nie styka się z podłożem w jednym punkcie, ale raczej istnieje pewna przestrzeń styczności. Błąd ten jest oznaczany jako błąd rozstawu E_b :

$$E_b = \frac{b_a}{b_n} \quad (14)$$

gdzie: b_a – aktualny rozstaw kół pojazdu,

b_n – nominalny rozstaw kół pojazdu.

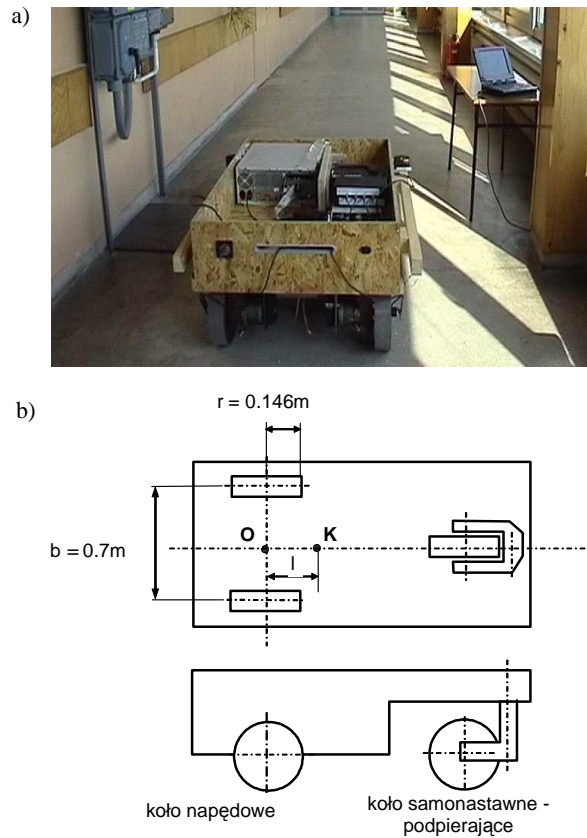
Błędy E_b i E_d są wielkościami bezwymiarowymi, wyrażonymi jako ułamki wartości nominalnej.

5. Analiza błędów w ruchu pojazdu

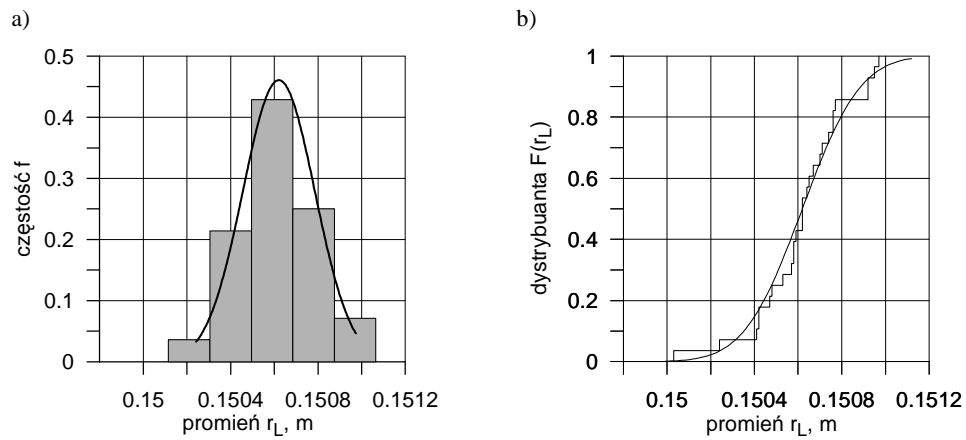
Do procesu analizy błędów powstałych w realizacji zadanej trajektorii ruchu wykorzystano wyniki badań doświadczalnych oraz wyniki badań symulacyjnych. Badania doświadczalne zostały przeprowadzone na pojeździe przedstawionym na rysunku 8a. Schemat pojazdu przedstawiono na rysunku 8b. W badaniach symulacyjnych wykorzystano matematyczny model ruchu pojazdu i metodykę symulacji komputerowej.

Zgodnie z założeniami przedstawionymi w podpunkcie 3. – zależności (6)-(9), podstawowym parametrem niezbędnym do określenia chwilowej i całkowitej pozycji pojazdu z rys. 8. jest promień toczny koła napędowego r . Przyjęto, że jest on stały i taki sam dla obu kół napędzanych. W rzeczywistości promienie te są różne. Różnica ta jest źródłem dość znaczących błędów. Na rysunkach 9. i 10. przedstawiono wyniki analizy statystycznej dla pomiarów promieni tocznych koła lewego i prawego. W obu przypadkach pomiarów bez dodatkowego obciążenia uzyskano rozkłady normalne. Zróznicowanie promieni tocznych kół napędowych i nieuwzględnienie tych zmian w programie sterującym ruchem pojazdu prowadzi do odchylenia rzeczywistego ruchu pojazdu od zadanej trajektorii. Rzeczywisty ruch pojazdu w takich warunkach jest realizowany po łuku. Promień łuku jest uzależniony od stosunku promieni tocznych r_l/r_p .

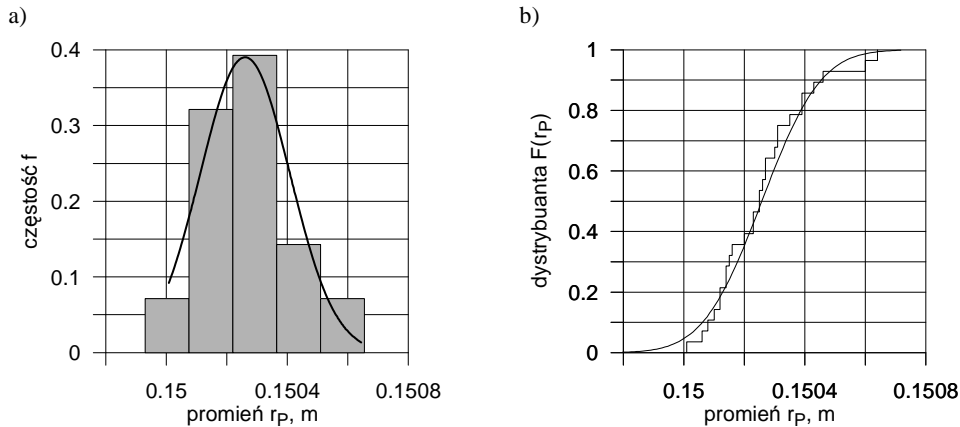
Wykorzystując technikę symulacji komputerowej oraz model matematyczny ruchu, określono wpływ stosunku rzeczywistych promieni tocznych na realizowaną przez pojazd trajektorię. Wyniki symulacji przedstawiono na rys. 11. Zakładając, że pojazd poruszał się w korytarzu o szerokości 2.15 m i w chwili startu oś wzdłużna pojazdu pokrywała się z osią korytarza, to przy wzajemnym



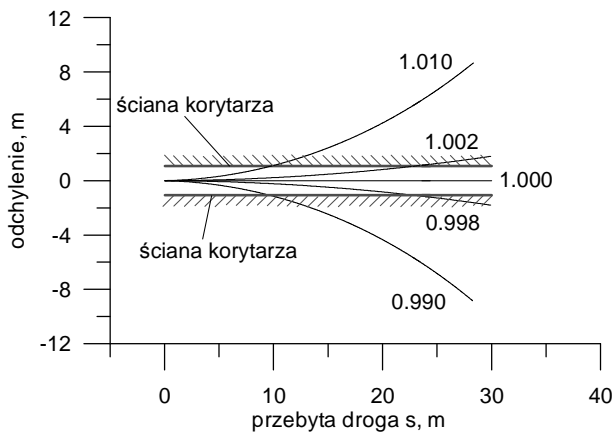
Rys. 8. Widok (a) i schemat (b) wykorzystywanego w badaniach doświadczalnych pojazdu



Rys. 9. Analiza statystyczna wyników pomiarowych promienia tocznego koła lewego r_L : a) histogram wraz z teoretyczną krzywą rozkładu, b) dystrybuanta empiryczna i teoretyczna



Rys. 10. Analiza statystyczna wyników pomiarowych promienia tocznego koła prawego r_p : a) histogram wraz z teoretyczną krzywą rozkładu, b) dystrybuanta empiryczna i teoretyczna

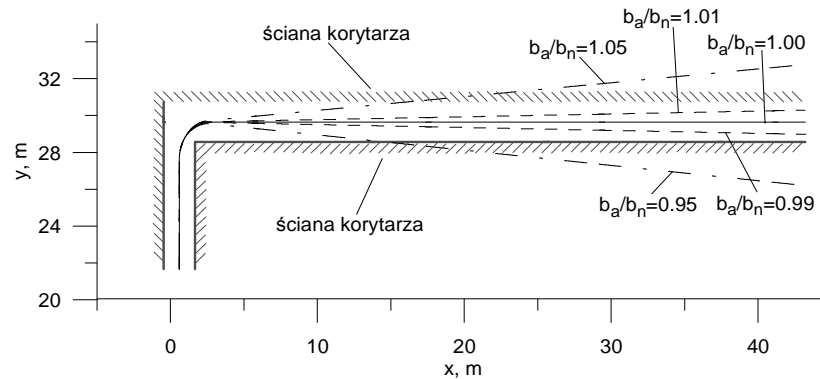


Rys. 11. Symulowane przebiegi trasy pojazdu w korytarzu o szerokości 2.15 m przy różnych stosunkach promieni kół r_l/r_p

stosunku promieni tocznych r_l/r_p równym 1.01 lub 0.99 pojazd może pokonać tylko około 8 m drogi wzdłuż korytarza. Pięciokrotne zmniejszenie różnicy pomiędzy promieniami tocznymi kół napędowych wydłuża możliwą do przebycia drogę do około 23 m.

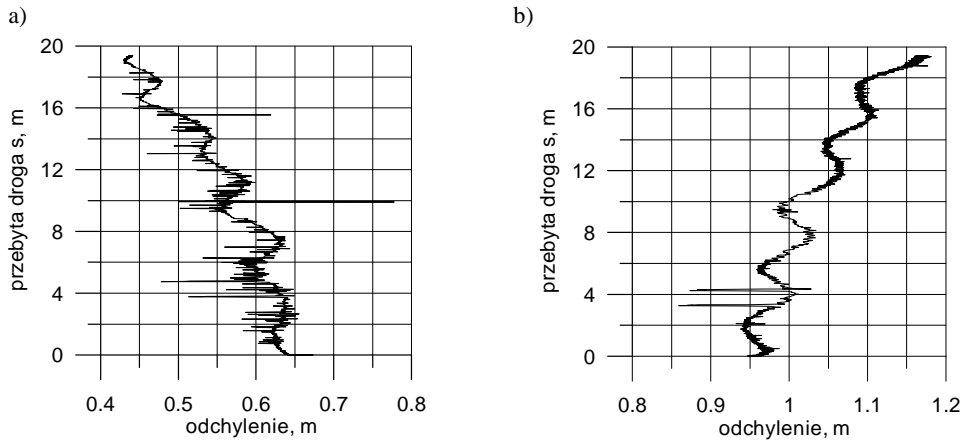
Gdy pojazd wykorzystuje do napędu i kierowania dwa niezależnie napędzane koła, kolejnym niemożliwym do dokładnego określenia parametrem jest rozstaw kół napędzanych b (rys. 7. i 8.). Zgodnie z wzorami (3) i (5) wielkość ta decyduje o ostatecznym położeniu kątowym pojazdu względem bazowego układu odniesienia. Przyjęcie nieodpowiadającej rzeczywistości wartości rozstawu kół b skutkuje błędnym określeniem pozycji pojazdu. Skutkiem takiego błędu jest kontynuacja dalszego ruchu niezgodnie z przyjętymi pierwotnie założenia-

mi. Przypadki takiego ruchu zostały pokazane na rys. 12. Przy stosunku b_a/b_n większym od jedności pojazd nie wykonuje pełnego skrętu. Dla stosunku mniejszego od jedności rzeczywisty kąt skrętu jest większy od 90° .

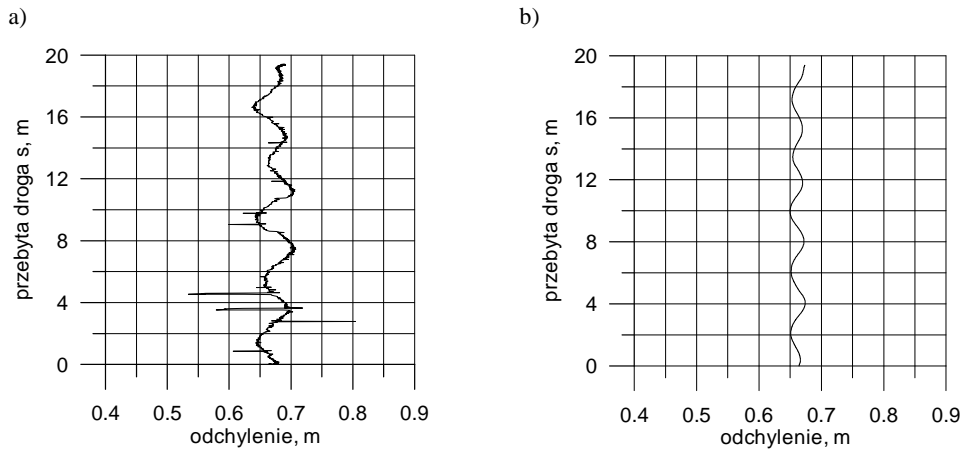


Rys. 12. Symulowane przebiegi trasy pojazdu w korytarzu o szerokości 2.15 m po wyjściu z zakrętu prawego przy różnych stosunkach rozstawu kół b_a/b_n

Błędy wynikające ze zmiany promieni tocznych kół napędzanych mogą zostać zniwelowane poprzez zabieg kalibracji. Wymaga to wykonania odpowiednich czynności pomiarowych i dokonania obliczeń korygujących. Na rysunku 13. pokazano rzeczywisty przebieg pojazdu na zadanym odcinku trasy, uzyskany z pomiarów dalmierzem ultradźwiękowym. Pojazd poruszał się wzdłuż tej samej trasy, ale w przeciwnych kierunkach (rys. 13a i b). W obu przypadkach odchylenie od zadanej trasy jest takie samo i wynosi około 0.2 m. Zmienia się tylko kierunek odchylenia. Na rysunku 13a pojazd zbliża się do powierzchni pomiarowej. Na rysunku 13b pojazd oddala się od przyjętej powierzchni bazowej stanowiącej płaszczyznę ściany na rysunku 8a. Kalibracja promieni tocznych dla danych, niezmiennych warunków badań jest w stanie zapewnić właściwy kierunek ruchu pojazdu. Efekty tego zabiegu zostały pokazane na rys. 14. W obu pokazanych przypadkach widać wyraźne oscylacje względem zadanego toru ruchu pojazdu. Oscylacje od zadanego toru prostoliniowego na rysunku 14a są prawie dwukrotnie większe niż na rysunku 14b. Oscylacje na rysunku 14a zostały wyznaczone dla punktu mocowania dalmierza. Na rysunku 14b oscylacje zostały wyznaczone dla punktu charakterystycznego K (rys. 8b). Jest to szczególny punkt pojazdu [6, 7], dla którego jest wyznaczana w każdym kroku obliczeniowym bieżąca pozycja. Punkt ten leży na osi wzdłużnej pojazdu. Jego odległość od pionowej osi obrotu, względem której odbywają się oscylacje, jest znacznie mniejsza od odległości pomiędzy osią obrotu a dalmierzem.



Rys. 13. Przebiegi ruchu pojazdu przed kalibracją promieni tocznych kół napędowych, wyznaczone na podstawie pomiarów z dalmierzy ultradźwiękowych



Rys. 14. Przebieg ruchu pojazdu po kalibracji promieni tocznych kół uzyskany: a) na podstawie pomiarów z dalmierza ultradźwiękowego, b) na podstawie pomiarów z enkoderów kół napędowych

Występujące zjawisko oscylacji jest trudnym problemem do rozwiązania, występującym w pojazdach wykorzystujących do napędu dwa niezależnie napędzane koła jezdne. Tego typu problemów na taką skalę nie spotyka się w napędach wykorzystujących koło napędzane i kierowane. W tym drugim przypadku zmiana rozstawu kół tylnych w wyniku lokalnych poślizgów jest również bez znaczenia dla sposobu wyznaczania pozycji i dokładności ruchu wzdłuż zadanej trajektorii.

6. Podsumowanie

Każdy z rozpatrywanych układów napędowych ma odpowiednie wady i zalety. Dla pojazdu wyposażonego w dwa niezależnie napędzane koła jezdne bardzo istotna jest znajomość aktualnych, rzeczywistych wartości promieni tocznych. W przypadku nieuwzględnienia tych zmian pojazd realizuje zamiast ruchu prostoliniowego ruch krzywoliniowy. Długość przebytej przez pojazd drogi jest wielkością średnią z dróg przebytych przez poszczególne koła. W przypadku gdy odchylenia od wielkości nominalnej w poszczególnych promieniach tocznych są takie same co do wartości, ale o przeciwnych znakach, pojazd pokona dokładnie zadaną odległość. Jego końcowy punkt zrealizowanej trasy będzie znajdował się jednak w pewnej odległości od punktu zadanego, gdyż pojazd poruszał się po łukach, a nie po odcinkach prostoliniowych. Kolejnym istotnym parametrem wpływającym na dokładność ruchu jest rozstaw kół napędzanych. Zmiany w rozstawie kół napędowych mają miejsce tylko podczas ruchu na odcinku krzywoliniowym. Czynnikiem powodującym podane zmiany w rozstawie kół są poślizgi w styku koła z powierzchnią posadzki. Poślizgi te w każdym z przypadków ruchu po zakręcie lewym lub prawym powodują, że rzeczywisty rozstaw kół jest różny od nominalnego. Wymienione tu niedogodności powodują, że tego typu układ napędowy nie ma zastosowania w przemysłowych aplikacjach pojazdów transportowych o małej i średniej do paru ton masie całkowitej.

W pojazdach wykorzystujących indywidualnie napędzane i kierowane koło jezdne błąd w przyjęciu do obliczeń niewłaściwej wartości promienia tocznego skutkuje przede wszystkim wydłużeniem lub skróceniem rzeczywiście zrealizowanego odcinka ruchu. Błąd ten jest jednak dosyć prosty do skorygowania. Jedyną istotną i nieznaną do końca wielkością jest wartość rzeczywistego skretu koła kierowanego, określona na rys. 7. poprzez kąt α . Korekcja tego błędu nie jest jednak kłopotliwa. Tego typu rozwiązanie konstrukcyjne charakteryzuje się większą zwartością i umożliwia zastosowanie budowy modułowej pojazdu.

W przypadku pojazdów ciężkich, gdzie konieczne jest rozwinięcie dużej siły napędowej – siły tarcia w styku koła z jezdnią, układ z jednym kołem napędzanym i kierowanym nie zdaje egzaminu. Konieczne jest w takich sytuacjach stosowanie rozwiązań konstrukcyjnych z dwoma kołami napędzanymi

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006-2007 jako projekt badawczy nr 4 T12C 051 30.

Bibliografia

1. Hammond G.C.: Evolutionary AGVS – from concept to present reality. Proceeding of 6th Int. Conf. Automated Guided System, Holier R. (Ed.), Brussels, Belgium, 25-26 October 1987, IFS Publications Ltd, Kempston UK, 3-9.
2. Dobrzańska M., Śmieszek M.: Analiza błędów odometrii automatycznie kierowanego pojazdu transportowego. Visnik Nacionalnogo Transportnogo Univeristetu ta

- Transportnoj Akademii Ukraini, Naukowo-mechanicnij zbirnik, nr 14, Kijów 2007, 25-29.
3. Lindgren D.R., Hague T., Probert Smith P.J., Marchant J.A.: Relating Torque and Slip in an Odometric Model for an Autonomous Agricultural Vehicle. *Autonomous Robots*, 13 (2002), 73-86.
 4. Meng Q., Bischoff R.: Odometry Based Pose Determination and Errors Measurement for a Mobile Robot with Two Steerable Drive Wheels. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 41 (2004), 263-282.
 5. Ojeda L., Borenstein J.: Methods for the Reduction of Odometry Errors in Over-Constrained Mobile Robots. *Autonomous Robots*, 16 (2004), 273-286.
 6. Śmieszek M., Dobrzańska M.: Estimation of odometry errors during AGV motion. 7-th International Scientific Conference, 17-18.06.2004, Presov, *New Ways in Manufacturing Technologies*, 2004, 559-562.
 7. Śmieszek M., Dobrzańska M.: Przegląd metod nawigacji automatycznie kierowanych pojazdów transportowych ze szczególnym uwzględnieniem odometrii. *Prace Akademii Transportu Ukrainy Zachodnie Centrum pt. "Proektuwanja, virobnictvo ta ekspluatacja avtotransportnich zasobiv i poizdiv"*, Lwów 2003, t. 10, 215-223.

INFLUENCE OF THE AGV DRIVE UNIT ON THE ERROR DURING MOTION

S u m m a r y

This paper describes different system of the AGV drive unit. Special attention was paid to the dependence between kind of AGV drive unit and the error during motion. Using laboratory examination the error of wheel radius and base during motion on curvilinear trajectory was estimated. Computer simulation done after laboratory examination gave interesting results. Some results were presented in this paper.

Złożono w redakcji w sierpniu 2010 r.

Adam USTRZYCKI
Hubert KUSZEWSKI
Politechnika Rzeszowska

PROBLEMY IDENTYFIKACJI WYBRANYCH SYGNAŁÓW STERUJĄCYCH W UKŁADZIE WTRYSKOWYM TYPU *COMMON RAIL* SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO

Rozwój silników wysokoprężnych z bezpośrednim wtryskiem paliwa, wyposażonych w zasobnikowe, elektronicznie sterowane układy zasilania typu *Common Rail*, jest podyktowany głównie względami ekologicznymi. Duża elastyczność sterowania umożliwiającą realizację wtrysku wielofazowego w szerokim zakresie, możliwość precyzyjnego dawkowania paliwa w odpowiednim momencie, dobre rozpylenie paliwa ze względu na wysokie ciśnienia i łatwość adaptacji do silnika są głównymi przyczynami rozpowszechnienia się silników z tego typu układami zasilania. W artykule przedstawiono wybrane problemy związane ze sterowaniem takim układem, wynikające ze zjawisk falowych w układzie, zmianami właściwości paliwa na skutek podgrzewania się paliwa, zmianami napięcia w instalacji pojazdu, jak również stabilnością sygnału sterującego wtryskiwaczem.

Słowa kluczowe: *Common Rail*, wtrysk paliwa, sterowanie wtryskiem

1. Wprowadzenie

Zasobnikowe systemy zasilania typu *Common Rail* charakteryzują się dużymi możliwościami w zakresie kształtowania charakterystyki wtrysku. Możliwość realizacji wtrysku wielofazowego, pod wysokim ciśnieniem, łatwość przystosowania układu do silnika, prosta kompensacja rozrzutu parametrów wtryskiwacza, które wynikają z tolerancji wykonania, jak również łatwość wprowadzania zmian w elektronicznym sterowniku umożliwiającą tworzenie silników o różnych osiąгах powodują, że tego typu rozwiązania są obecnie szeroko stosowanymi układami wtryskowego zasilania w silnikach wysokoprężnych [1].

Układ wtryskowy powinna charakteryzować, przede wszystkim, wysoka precyzja dawkowania paliwa do cylindrów silnika, dokładność w sterowaniu początkiem poszczególnych faz wtrysku, powtarzalność oraz niezawodność i trwałość, jak również utrzymanie tych parametrów przez możliwie długi okres eksploatacji.

Układ wtryskowy pracuje w trudnych warunkach, wynikających z wysokiego ciśnienia, drgań, zakłóceń elektromagnetycznych oddziałujących na elektronikę oraz wysokich temperatur, na które szczególnie narażony jest wtryskiwacz. Jest on istotnym podzespołem układu wtryskowego, gdyż precyzja dawkowania w dużej mierze zależy właśnie od wtryskiwacza. Szeroki zakres temperatury pracy może dodatkowo wpływać na elementy elektroniczne sterownika, których parametry ulegają także zmianie na skutek starzenia. Rodzi to wiele problemów, które muszą być rozwiązane w celu utrzymania stałych parametrów układu wtryskowego, niezależnie od warunków pracy [2].

W niniejszym artykule zaprezentowano niektóre problemy związane ze sterowaniem zasobnikowym układem wtryskowym, wynikające ze zmian temperatury, zmian napięcia zasilającego, zmian parametrów sygnałów sterujących wtryskiwaczem oraz zmian ciśnienia paliwa, będących skutkiem zjawisk falowych powstających w układzie wtryskowym przy realizacji wtrysku wielofazowego.

2. Sterowanie układem wtryskowym typu *Common Rail*

Układ wtryskowy *Common Rail* wymaga do poprawnej pracy oraz w celu sterowania pozostałym osprzętem silnika wielu informacji niezbędnych do określenia wielkości dawki paliwa i sposobu jej wtryskiwania. Schemat układu wtryskowego silnika przedstawiono na rys. 1.

W skład układu wtryskowego wchodzi w tym przypadku następujące elementy [3]:

- pompa wstępnego tłoczenia paliwa, która tłoczy stale paliwo do obiegu,
- zawór podgrzewania paliwa, który przy niskich temperaturach zewnętrznych zapobiega zapychaniu się filtra przez wykrystalizowane kryształy parafiny,
- dodatkowa pompa paliwa, która tłoczy paliwo ze zbiornika paliwa pod ciśnieniem ok. 5 barów do pompy wysokiego ciśnienia, dzięki czemu jest zagwarantowane zasilanie paliwem pompy wysokiego ciśnienia we wszystkich stanach pracy,
- filtr paliwa,
- czujnik temperatury paliwa, który określa aktualną temperaturę paliwa,
- pompa wysokiego ciśnienia, wytwarzająca wymagane do wtrysku paliwa wysokie ciśnienie paliwa,
- zawór dozowania paliwa, który reguluje ilość paliwa do sprężania w zależności od zapotrzebowania,
- zawór regulacyjny ciśnienia paliwa,

- zasobnik wysokiego ciśnienia (*rail*), który gromadzi paliwo pod wysokim ciśnieniem,
- czujnik ciśnienia paliwa, który określa aktualne ciśnienie paliwa w części wysokociśnieniowej układu,
- zawór utrzymujący ciśnienie w obiegu powrotnym z wtryskiwaczy,
- wtryskiwacze.

W układzie wtrysku *Common Rail* silnika 2,0 l TDI CR wysokie ciśnienie paliwa jest regulowane na zasadzie regulacji dwudrożnej. W zależności od trybu pracy silnika ciśnienie paliwa regulowane jest albo zaworem regulacyjnym ciśnienia paliwa przy zasobniku paliwa, albo zaworem dozowania paliwa przy pompie wysokiego ciśnienia. Przy dużych dawkach wtrysku i wysokich ciśnieniach w zasobniku paliwa, ciśnienie paliwa jest regulowane zaworem dozowania paliwa, w zależności od zapotrzebowania. Dzięki temu, pobór mocy przez pompę wysokiego ciśnienia zostaje zmniejszony i unika się niepotrzebnego ogrzewania się paliwa.

W celu określenia odpowiedniej wielkości dawki paliwa sterownik analizuje informacje o:

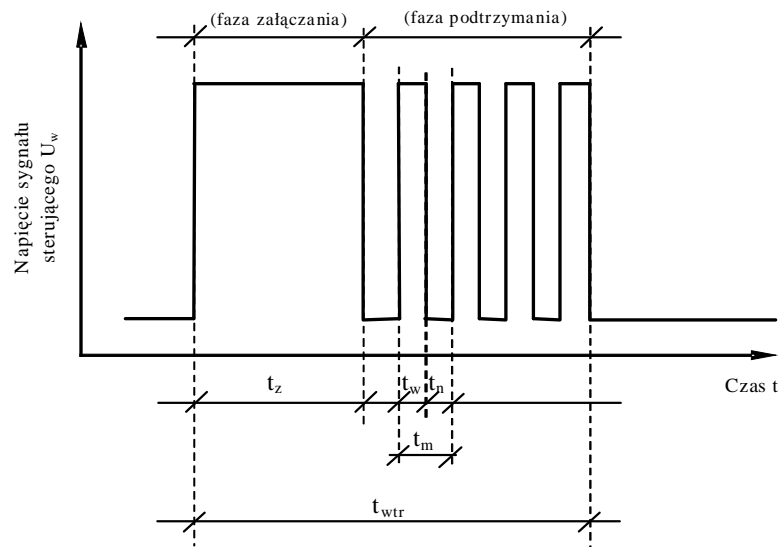
- żądanym przez kierowcę obciążeniu silnika z czujnika położenia pedału przyspieszenia,
- masie i temperaturze powietrza zasysanego przez silnik na podstawie sygnałów z czujników masy i powietrza,
- ciśnieniu paliwa w szynie paliwa z czujnika ciśnienia paliwa,
- prędkości obrotowej wału korbowego i położeniu wałka rozrządu (czujnik Halla),
- składzie spalin na podstawie sygnału z szerokopasmowej sondy lambda,
- temperaturze paliwa w układzie,
- temperaturze płynu chłodzącego.

Na podstawie tych informacji jest dobierana odpowiednia strategia sterowania, na podstawie której jest określany czas wtrysku i liczba wtrysków (przy realizacji wtrysku wielofazowego) oraz parametry sterowania pozostałymi urządzeniami wykonawczymi układu. Na proces wtrysku paliwa mają także wpływ inne parametry, związane szczególnie z przekroczeniem dopuszczalnych warunków pracy silnika (prędkość obrotowa, przegrzanie silnika lub zarejestrowane przez sterownik błędy w układzie). W zależności od stopnia zaawansowania układu, na proces wtrysku paliwa wpływ będą miały także inne parametry z pozostałych układów pojazdu (np. stwierdzenie przez układ ASR poślizgu kół napędzanych, co powinno prowadzić do ograniczenia momentu napędowego przez zmianę kąta wyprzedzenia wtrysku i czasu wtrysku).

3. Badania zasobnikowego układu wtryskowego na stanowisku

Celem badań doświadczalnych było określenie zmian w dawkowaniu wtryskiwaczy na skutek zmieniających się warunków pracy związanych ze zmianą:

- temperatury wtryskiwanego paliwa,
- ciśnienia paliwa w układzie na skutek zjawisk falowych,
- parametrów sygnału sterującego
 - napięcia,
 - długości impulsu załączającego wtryskiwacz t_z na wielkość dawki paliwa w odniesieniu do całkowitego czasu wtrysku t_{wtr} (rys. 2.),
 - wypełnienia modulowanego sygnału podtrzymania t_w/t_m (rys. 2.),



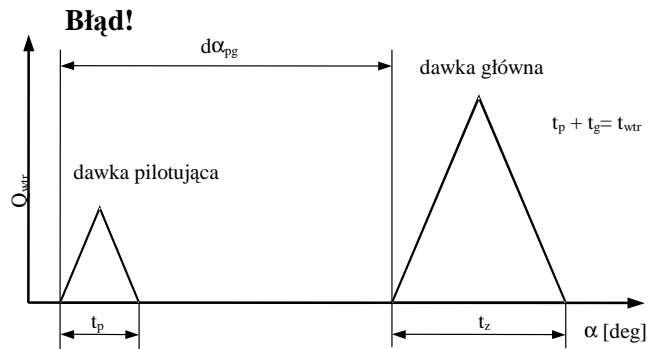
Rys. 2. Przebieg sygnału sterującego wtryskiwaczem na wyjściu z procesora [4]: t_{wtr} – czas trwania sygnału sterującego otwarciem wtryskiwacza, t_z – czas trwania sygnału załączania, t_w – czas trwania sygnału wysokiego poziomu, t_n – czas trwania sygnału niskiego poziomu, t_m – okres sygnału modulowanego

W celu określenia wpływu tych czynników zbudowano stanowisko badawcze na postawie stołu probierczego Boscha EPS-815, który był wyposażony w moduł KMA-822 elektronicznego pomiaru dawki z wymiennikiem ciepła oraz moduł CRS-845 do badania elementów układu *Common Rail*. Układ wtryskowy poddany badaniom składał się z pompy wysokociśnieniowej oraz wtryskiwacza sterowanego elektromagnetycznie. W skład systemu wchodził zasobnik paliwa, będący na wyposażeniu stołu probierczego, wyposażony w czujnik ciśnienia, czujnik temperatury, trzy elektrozawory do sterowania ciśnieniem w zasobniku

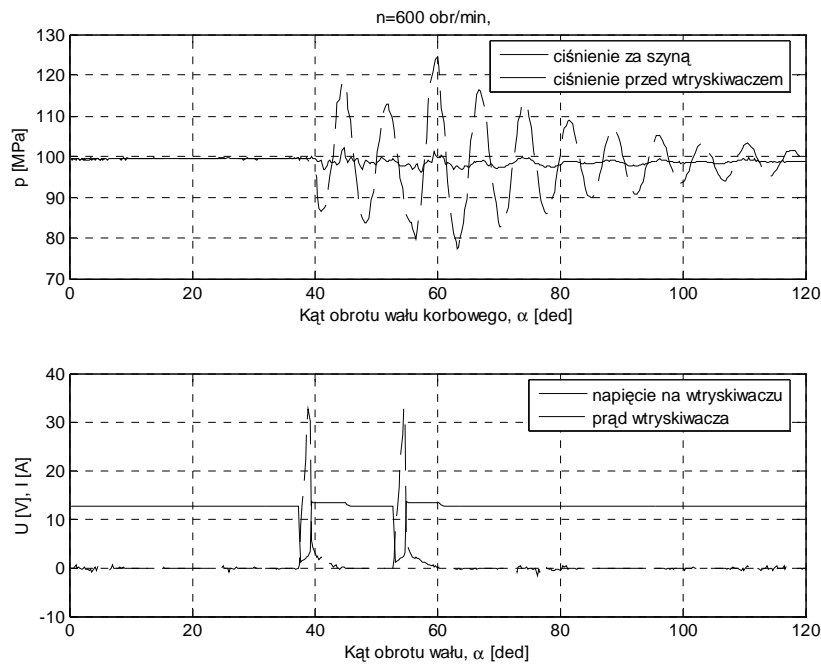
oraz zawór bezpieczeństwa. Wtryskiwaczem sterowano za pomocą opracowanego sterownika, umożliwiającego realizację trzyfazowego wtrysku. Sterownik umożliwiał również zmiany czasu załączania i wypełnienia modulowanego sygnału podtrzymania [5]. Układ wtryskowy był zasilany z akumulatora współpracującego z zasilaczem w celu utrzymania założonej wartości napięcia [6]. Paliwo było wtryskiwane do specjalnej komory, która podczas badań była całkowicie wypełniona paliwem, a pomiar temperatury paliwa realizowano na wypływie paliwa z tej komory (w króćcu wylotowym) za pomocą termopar i współpracujących z nimi mierników typu EMT 101 [7]. Pomiary wykonywano dla różnych czasów wtrysku. Opis stanowiska przedstawiono m. in. w pracach [6, 8].

Badania wpływu temperatury na wielkość dawki paliwa prowadzono dla różnych temperatur oleju probierczego w zbiorniku, jako temperatury wyjściowej t_{wyj} , wynoszącej 30, 45 i 54°C [7]. W celu określenia wpływu temperatury na wielkość dawki badania prowadzono dla dwóch różnych czasów otwarcia wtryskiwacza (1 i 3 ms). Badania rozpoczynano przy najniższej temperaturze pozwalającej na stabilny pomiar i każdorazowo przerywano, gdy temperatura oleju na wylocie z komory w danych warunkach pracy stabilizowała się.

Badania wpływu zmian ciśnienia na skutek zjawisk falowych na wielkość dawki prowadzono poprzez realizację wtrysku dwufazowego (dawka pilotowa i dawka główna), zmieniając odległości kątowe pomiędzy poszczególnymi fazami wtrysku, co skutkowało powstawaniem fali ciśnienia (rys. 3), [8, 9]. Przyjęty sumaryczny czas wtrysku paliwa t_{wtr} wynosił 1 lub 3 ms. Ciśnienie w przewodzie mierzono za pomocą torów pomiarowych firmy Kistler i rejestrowano za pomocą karty pomiarowej firmy National Instruments. Poza przebiegami ciśnienia rejestrowano także napięcie i prąd wtryskiwacza. W tym wypadku badania prowadzono przy ustalonej temperaturze wtryskiwanego paliwa. Temperatura paliwa w zbiorniku była stabilizowana i wynosiła $40 \pm 1^\circ\text{C}$. Schemat realizowanego wtrysku dwufazowego przedstawiono na rys. 3., natomiast przykładowe przebiegi na rys. 4.



Rys. 3. Schemat przyjętych oznaczeń parametrów wtrysku wielofazowego [8]



Rys. 4. Przebiegi ciśnień w przewodzie za szyną przed wtryskiwaczem oraz napięcia i prądu wtryskiwacza uzyskane przy realizacji wtrysku dwufazowego dla układu z wtryskiwaczem Fiat Multijet ($n = 600$ obr./min, sumaryczny czas wtrysku $t_{wtr} = 1$ ms, ciśnienie w szynie $p_{rail} = 100$ MPa), [8, 9]

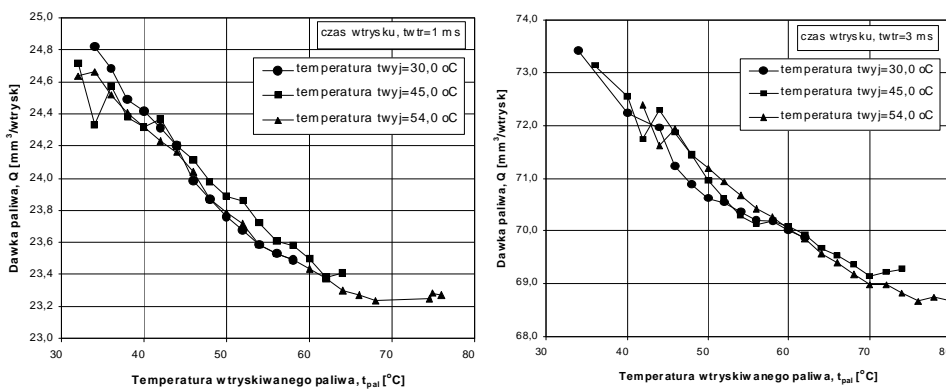
Badania wpływu napięcia zasilającego na wielkość dawki prowadzono przy realizacji wtrysku jednofazowego, celem uniknięcia zmian w procesie dawkowania wynikających z wahań ciśnienia powstających przy wtrysku wielofazowym. Badania w poszczególnych seriach pomiarowych przeprowadzono również przy ustalonej temperaturze wtryskiwanego paliwa. Temperatura paliwa w zbiorniku była stabilizowana i wynosiła $40 \pm 1^\circ\text{C}$. Badania prowadzono dla napięć w zakresie od 9 do 13 V, czasów wtrysku zmieniających się w zakresie od 1 do 3 ms, ciśnień w układzie wynoszących 75, 100 i 125 MPa oraz prędkości obrotowej wynoszącej 1000 obr./min.

Badania wpływu długości impulsu załączającego wtryskiwacz t_z na wielkość dawki paliwa prowadzono również przy wtrysku jednofazowym i przy stałej temperaturze wtryskiwanego paliwa i ustabilizowanej temperaturze w zbiorniku, która – podobnie jak poprzednio, wynosiła $40 \pm 1^\circ\text{C}$. Napięcie zasilania utrzymywano na poziomie $13 \pm 0,02$ V. Badania prowadzono dla dwóch różnych czasów wtrysku $t_{wtr} = 0,9$ ms i $t_{wtr} = 3$ ms, przy czym czas załączania t_z zmieniany był w zakresie od 250 do 900 μs . Sygnał modulowany charakteryzował się zaprogramowanym 50% stopniem wypełnienia.

Badania wpływu stopnia wypełnienia sygnału modulowanego na wielkość dawki paliwa prowadzono w warunkach jak poprzednio, przy stałym czasie złączenia wynoszącym 0,5 ms i czasach wtrysku t_{wtr} wynoszących 1 lub 3 ms. Badania prowadzono przy różnych wartościach stopnia programowego wypełnienia sygnału modulowanego w zakresie od 30 do 90%.

3. Analiza wyników badań

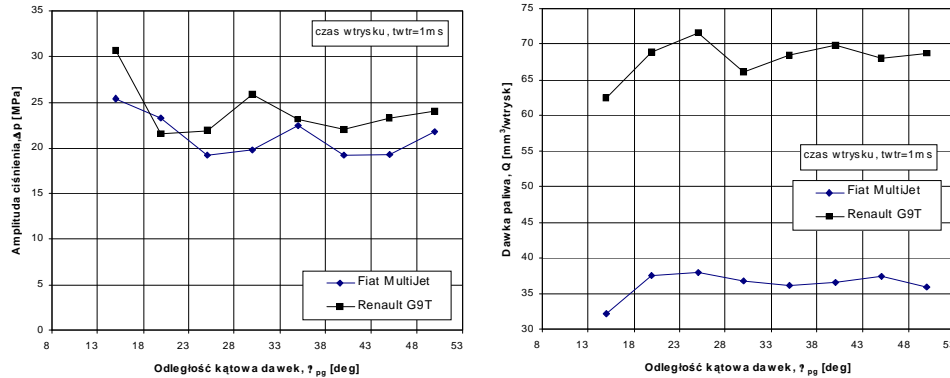
Na rys. 5. przedstawiono zależność masy dawki paliwa Q_{wtr} od temperatury wtryskiwanego paliwa t_{pal} dla trzech różnych temperatur oleju probierczego znajdującego się w zbiorniku, t_{wyj} wynoszących 30, 45 i 54°C. Wpływ temperatury wyjściowej t_{wyj} jest znikomy w porównaniu z wpływem temperatury paliwa wtryskiwanego z wtryskiwacza do komory. Przy ciśnieniu w szynie wynoszącym $p_{rail} = 60$ MPa zmiana dawki paliwa wyniosła ok. 6%, przy osiągniętej różnicy temperatur wtrysku wynoszącej 44°C. Należy przy tym podkreślić, że w warunkach silnikowych przedział zmian temperatury wtryskiwanego paliwa może być większy niż zmiany temperatury na stanowisku i w związku z tym zmiany w dawkowaniu również mogą być większe.



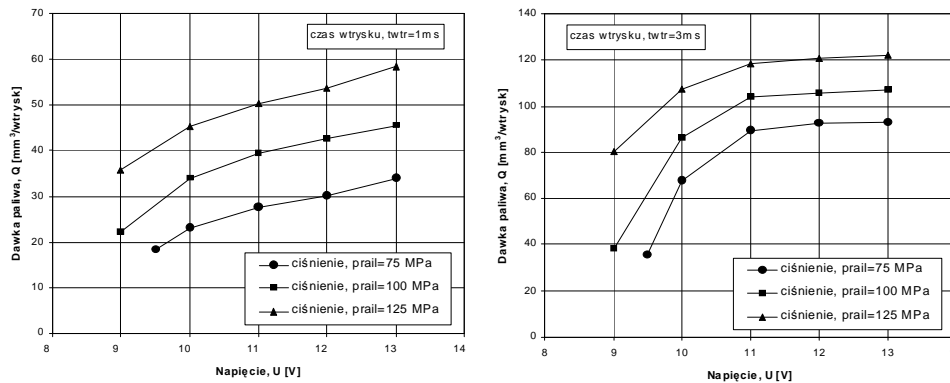
Rys. 5. Zależność dawki paliwa Q od temperatury wtryskiwanego paliwa t_{pal} dla różnej temperatury wyjściowej paliwa w zbiorniku t_{wyj} i dwóch różnych czasów wtrysku t_{wtr} (wtryskiwacz Renault G9T, prędkość obrotowa pompy $n_p = 1000$ obr./min, ciśnienie w szynie $p_{rail} = 60$ MPa)

Istotny wpływ na wielkość dawki mogą mieć zjawiska falowe występujące w układzie wtryskowym. W wyniku realizacji wtrysku wielofazowego powstająca fala ciśnienia po wtrysnięciu dawki pilotującej może powodować zmiany w dawkowaniu, przy zmianach kątowej odległości tej dawki od dawki głównej (rys. 6.). Jak widać na rys. 6., wahania ciśnienia w przewodzie przed wtryskiwaczem przekraczają 30 MPa przy ciśnieniu w szynie $p_{rail} = 100$ MPa. Pociąga to

za sobą w tych warunkach zmiany dawki rzędu 14%, przy czym przy mniejszych ciśnieniach w szynie i krótkich czasach wtrysku, zmiany dawki mogą dochodzić nawet do 20% [8].



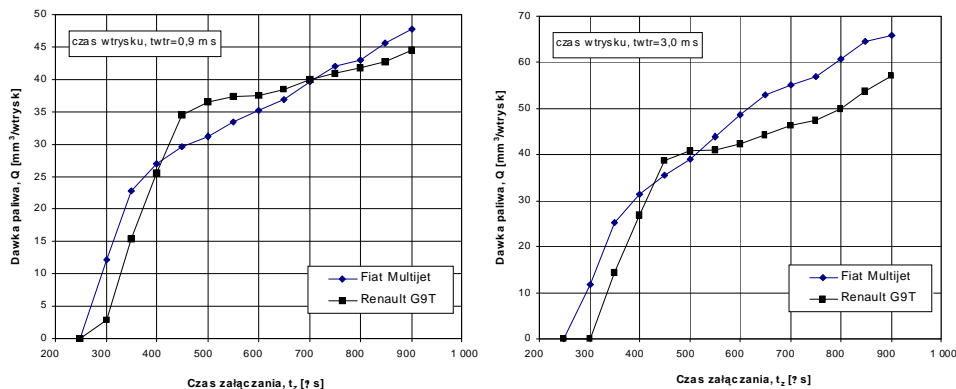
Rys. 6. Zmiany dawki wtryskiwanego paliwa Q i amplitudy ciśnień w przewodzie przed wtryskiwaczem w zależności od odległości kątowej dawki pilotowej od zasadniczej α_{pz} ($n = 600$ obr./min ciśnienia w szynie $p_{rail} = 100$ MPa, $n = 600$ obr./min)



Rys. 7. Wpływ napięcia zasilania U na dawkę wtryskiwanego paliwa Q dla różnych wartości ciśnienia w szynie p_{rail} i czasu wtrysku t_{wtr} (wtryskiwacz Fiat Multijet, $n = 1000$ obr./min)

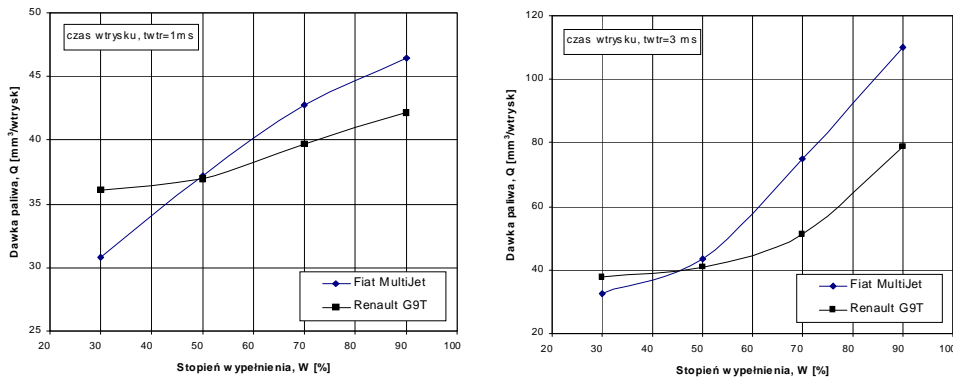
Na rys. 7. przedstawiono wpływ napięcia zasilającego na wielkość dawki paliwa dla wtryskiwacza Fiat Multijet. Jak widać, zakres zmian dawki jest bardzo duży i wynosi średnio ok. $5 \text{ mm}^3/\text{wtrysk}$ na każdy 1 V spadku napięcia zasilającego, przy czym poniżej 10 V wartość ta ulega jeszcze zwiększeniu. W przypadku większego czasu wtrysku, wynoszącego 3 ms, zmiany dawki mają przebieg zbliżony do wykładniczego, przy czym istotne zmniejszenie dawki występuje tu już przy napięciu 11 V.

Na rys. 8. przedstawiono zmiany dawkowania paliwa dla dwóch badanych wtryskiwaczy Fiat Multijet i Renault G9T, przy całkowitym czasie wtrysku wynoszącym 0,9 i 3 ms oraz zmieniającym się czasie załączania t_z . Jak widać, minimalny czas wtrysku, przy którym wtryskiwacz zaczyna pracować, wynosi powyżej 250 μ s. Wszystkie krzywe charakteryzują się specyficznym przebiegiem, które występuje przy czasie załączania t_z wynoszącym 400÷450 μ s. Od tego momentu zależność staje się prawie liniowa i wpływ impulsu załączającego staje się mniej widoczny (mniejsze nachylenie charakterystyki). Wartość 450 μ s można uznać za wystarczającą do prawidłowej pracy wtryskiwacza. Przy czym, jak widać, charakterystyki obu wtryskiwaczy są nieco odmienne. Należy tu zauważyć, że przy zbyt długim czasie załączania wtryskiwacz zaczyna pracować bardzo głośno.



Rys. 8. Wpływ czasu załączania t_z wtryskiwacza na wielkość dawki paliwa Q dla dwóch typów wtryskiwaczy, przy różnych czasach wtrysku t_{wtr} ($n = 1000$ obr./min, ciśnienie w szynie $P_{rail} = 100$ MPa)

Na rys. 9. przedstawiono wpływ stopnia wypełnienia sygnału modulowanego na wielkość dawki paliwa. Jak widać, jest on bardzo duży, przy czym w większym stopniu na zmiany stopnia wypełnienia reaguje wtryskiwacz Fiat Multijet. Podobny zakres zmian występował także przy innych wartościach ciśnienia w szynie. Należy tu podkreślić, że przedstawiony na rys. 9. zakres zmian stopnia wypełnienia był zakładany programowo w sterowniku, natomiast rzeczywiste zmiany stopnia wypełnienia były znacznie mniejsze. Dla programowego wypełnienia sygnału sterującego, który mieścił się w zakresie od 30 do 90%, wartości rzeczywiste określone za pomocą pomiarów oscyloskopowych wynosiły od 6 do 30%. Zależność pomiędzy wartościami rzeczywistymi a programowanymi była zbliżona do liniowej.



Rys. 9. Wpływ stopnia wypełnienia sygnału modulowanego na wielkość dawki paliwa Q dla dwóch typów wtryskiwaczy, przy różnych czasach wtrysku t_{wtr} ($n = 1000$ obr./min, ciśnienie w szynie $p_{rail} = 100$ MPa)

4. Wnioski

Przeprowadzone badania wykazały, że zarówno temperatura wtryskiwanego paliwa, jak również parametry sygnału sterującego wpływają na precyzję dawkowania paliwa przez zasobnikowy układ wtryskowy, co może prowadzić do zwiększenia emisji związków szkodliwych. Rodzi to istotne problemy przy sterowaniu układem wtryskowym, gdyż zmiany dawkowania występujące z wymienionych przyczyn powinny zostać skompensowane przez algorytmy korygujące w sterowniku. Jednakże obecne rozwiązania nie dostarczają sterownikowi wystarczających informacji o systemie. Pomiar temperatury w układzie wtryskowym przeprowadza się zazwyczaj w części niskociśnieniowej układu lub co najwyżej w zasobniku ciśnienia. Nie uwzględnia to podgrzewania się paliwa we wtryskiwaczu, na skutek pracy cewki elektromagnesu i przejmowania ciepła od silnika. Podobnie sytuacja wygląda w przypadku napięcia i pozostałych parametrów sygnału sterującego wtryskiwaczem. Wartość napięcia i płynącego prądu może ulegać zmianom ze względu na zwiększający się opór elektryczny na stykach, które podlegają korozji. Także zmiana parametrów stopni końcowych sterujących wtryskiwaczami, na skutek starzenia się elementów i wahań temperatury, może skutkować znaczącą zmianą parametrów sygnału sterującego i pogorszeniem precyzji dawkowania. Zmiany parametrów w funkcji temperatury mogą być trudne do skompensowania, bowiem konieczny jest wówczas pomiar temperatury. W samym sterowniku można taki pomiar zrealizować stosunkowo prosto, natomiast poza nim wymaga to dodatkowych czujników, np. do pomiaru temperatury pracy cewki wtryskiwacza.

Zastosowanie szerokopasmowej sondy lambda daje pewne możliwości kompensacji zmian parametrów układu wtryskowego, wynikających z podanych powodów, gdyż układ może adaptować się do zmieniających się warunków pra-

cy. Jednakże, biorąc pod uwagę rozrzut parametrów poszczególnych wtryskiwaczy [10], może to być niewystarczające przy zastosowaniu jednej sondy lambda.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że zasobnikowy układ wtryskowy może w dalszym ciągu podlegać zmianom rozwojowym, mającym na celu poprawę jakości i precyzji sterowania wtryskiem paliwa tak, by w jeszcze większym stopniu zmniejszyć uciążliwość ekologiczną silnika spalinowego.

Literatura

- [1] Zasobnikowe układy wtryskowe *Common Rail*. Informatory techniczne Bosch. WKiŁ, Warszawa 2005.
- [2] Praca zbiorowa: Automotive electrics, automotive electronics. John Wiley & Sons Ltd, Chichester 2007.
- [3] Materiały szkoleniowe: Silnik Audi 2,0 l TDI z układem wtrysku *Common-Rail*. AUDI AG, Ingolstadt 2007.
- [4] Balawender K., Kuszewski H., Ustrzycki A.: Wpływ wybranych parametrów sygnału sterującego wtryskiwaczem na proces wtrysku paliwa w układzie zasilania typu *Common Rail*. Journal of KONES, Vol. 16, No. 2/2009.
- [5] Balawender K., Kuszewski H., Ustrzycki A.: Stanowisko do badań wpływu sygnału sterującego na pracę elektromagnetycznych wtryskiwaczy układów *Common Rail*. Науково-технічний збірник, No 18, 2009, Вісник Національного транспортного університету, Київ 2008, s. 43-49.
- [6] Lejda K., Ustrzycki A.: Effect of supply voltage on the dosage of fuel in injection system the *Common Rail* type. Journal of Polish CIMAC, Vol. 4, No. 2, 2009.
- [7] Ustrzycki A., Kuszewski H.: Wpływ temperatury wtryskiwanego paliwa na wielkość dawki w zasobnikowym układzie wtryskowym typu *Common Rail*. Mat. XVIII Międzynarodowej Konferencji Naukowej SAKON'07 nt. „Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojednych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji”, Rzeszów 2007.
- [8] Balawender K., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: The effect of multi-phasing injection on selected parameters of *Common Rail* fuel system. Combustion Engines, No. 4/2008.
- [9] Ustrzycki A.: Wpływ zjawisk falowych na proces dawkowania paliwa w układzie wtryskowym typu *Common Rail* silnika wysokoprężnego. Prace Zachodniego Centrum Akademii Transportu Ukrainy, Vol. 16, Lwów 2009.
- [10] Balawender K., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A.: Test of fuel dose variation of *Common Rail* injectors for 4-cylinder diesel engine. Combustion Engines, No. SC2/2009.

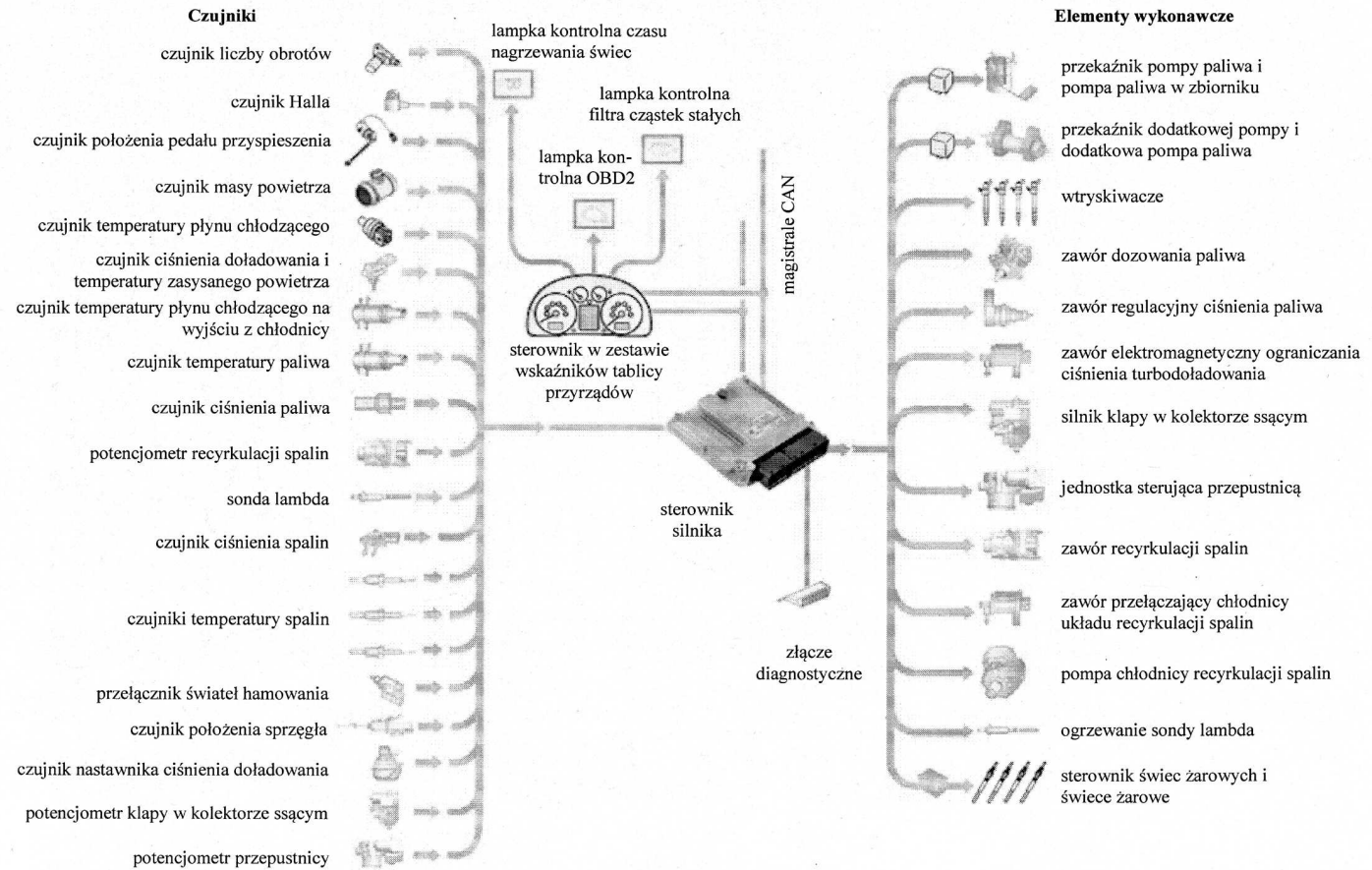
CONTROL PROBLEMS IN INJECTION COMMON RAIL SYSTEM OF DIESEL ENGINE

Summary

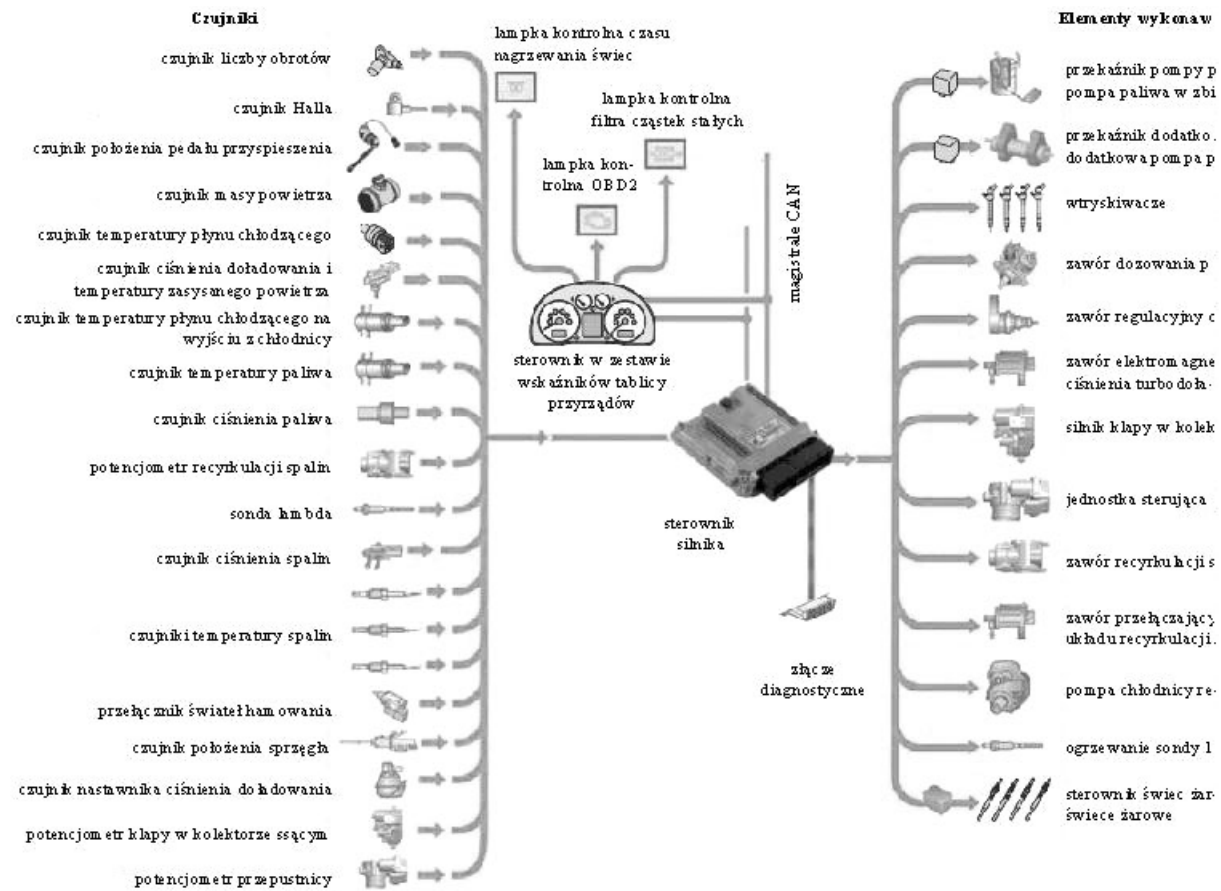
The development of direct fuel injection diesel engines, which are equipped with the electronically controlled systems of Common Rail type, is dictated essentially by the environmental

demands. A high control flexibility that allows performing the multi-injection strategy in a wide range, a high precision in fuel injection metering and injection timing, a good fuel spray atomization due to the high injection pressure, and easy adaptation to the existing engines – these are the main factors causing this type of the engine fuel supply systems widely spread. The article presents some problems with controlling such a system derived from the wave phenomena in the system, changes of the fuel properties due to heat release in the fuel injection system, changes in voltage in the vehicle electrical system, as well as stability of the injector control signal.

Złożono w redakcji we wrześniu 2010 r.



Rys.1. Schemat układu sterowania silnika Audi 2,0 l TDI CR [3]



Rys.1. Schemat układu sterowania silnika Audi 2,0 TDI CR [3]

Paweł WOŚ

Politechnika Rzeszowska

ZASTOSOWANIE, PROJEKT I TECHNICZNA REALIZACJA KONSTRUKCJI WIELOCYLINDROWEGO SILNIKA TŁOKOWEGO O ZMIENNYM STOPNIU SPRĘŻANIA VCR

W artykule przedstawiono projekt i aplikację technologii zmiennego stopnia sprężania (ang. *Variable Compression Ratio* – VCR) w czterocylindrowym silniku badawczym. Regulacja stopnia sprężania wynika ze zmiany objętości przestrzeni nadtłokowej cylindrów poprzez kontrolowany przesuw i pozycjonowanie zespołu blok cylindrowy–głowica względem ustalonego położenia wału korbowego. Dokonano analizy porównawczej przyjętego rozwiązania z innymi, będącymi wciąż w fazie studialnej projektami. W układzie przesuwu zespołu cylinder–głowica zastosowano precyzyjne pociągowe śruby rolkowe. Określono teoretyczny, możliwy do zrealizowania zakres zmienności stopnia sprężania. Opracowany na podstawie istniejącej jednostki 4 VD 14,5/12-1 SRW silnik będzie obiektem badań nad poprawą wskaźników energetycznych i ekologicznych napędów samochodowych wykorzystujących zaawansowane, czyste techniki spalania niskotemperaturowego.

Oznaczenia i skróty

- CAI – Controlled Auto Ignition – spalanie w trybie kontrolowanego samozapłonu
- CO – tlenek węgla
- CO₂ – dwutlenek węgla
- HC – węglowodory
- HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition – samozapłon ładunków homogenicznych
- LTC – Low-Temperature Combustion – spalanie niskotemperaturowe
- NO_x – tlenki azotu
- PCCI – Premixed Charge Compression Ignition – samozapłon ładunków wstępnie wymieszanych/odparowanych
- PM – Particulate Matter – cząstki stałe
- VCR – Variable Compression Ratio – zmienny stopień sprężania
- VVA – Variable Valve Actuation – zmienny napęd zaworów

1. Wstęp

Dążenie do ograniczania niekorzystnych efektów zewnętrznych związanych z rozwojem motoryzacji i transportu, opartych głównie na tłokowym silniku spalinowym jako podstawowym źródle napędu, przejawia się przede wszystkim limitowaniem dopuszczalnego poziomu emisji szkodliwych związków zawartych w spalinach, tj. tlenku węgla CO, węglowodorów HC, tlenków azotu NO_x i cząstek stałych PM. Ponadto, w obliczu narastającego zjawiska globalnego ocieplenia oraz kurczących się zasobów paliw płynnych, szczególną uwagę zwraca się także na redukcję zużycia paliwa, a tym samym emisji dwutlenku węgla CO₂. Niestety, specyfika procesów roboczych w silnikach tłokowych nie pozwala w prosty sposób spełnić jednocześnie wszystkich podanych wymagań. Pomimo znacznego postępu dokonanego w ostatnich latach, dalsza poprawa parametrów ekologiczno-energetycznych silników tłokowych wymaga kolejnych zmian w ich konstrukcji, obejmujących praktycznie wszystkie układy funkcjonalne.

Jedną z bardziej efektywnych ścieżek, chociaż na obecnym etapie rozwoju niosących wciąż wiele trudności natury technicznej i eksploatacyjnej, jest konstrukcja silników, w których stopień sprężania jest parametrem regulacyjnym i może być zmieniany bezstopniowo w szerokim zakresie i stosunkowo krótkim czasie. Technologia ta jest oznaczana symbolem VCR pochodzącym od angielskiego terminu *Variable Compression Ratio* – zmienny stopień sprężania.

2. Wybrane cele stosowania technologii VCR

Pierwotnym źródłem idei zmiennego stopnia sprężania było dążenie do stosowania w silniku paliw o różnych właściwościach, tzw. **wielopaliwowość**. Chociaż nadal jest to cenna właściwość, to obecnie w rozwoju silników spalinowych szczególnie nacisk kładzie się na ograniczenie zużycia paliwa, a co za tym idzie – emisji CO₂, oraz zmniejszenie emisji szkodliwych składników spalin – tlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu czy cząstek stałych. Okazuje się, że jednoczesne osiągnięcie tych celów jest niezwykle trudne. Stosowane do tej pory metody optymalizacji i poprawy parametrów silnika w tym zakresie osiągały już limity efektywności, które mają charakter ograniczeń systemowych. Istnieje więc potrzeba poszukiwania nowych rozwiązań i kierunków rozwoju [1].

Odpowiedzią na silną presję redukcji zużycia paliwa jest tzw. **downsizing** – nowy trend rozwojowy silników tłokowych dla poprawy ich sprawności ogólnej [2]. Polega on na zmniejszaniu objętości skokowej jednostek napędowych i podwyższaniu wskaźnika mocy jednostkowej poprzez stosowanie coraz wyższych ciśnień doładowania. Mniejsza objętość skokowa, uzyskiwana m.in. poprzez redukcję liczby cylindrów, oznacza zmniejszenie strat mechanicznych, cieplnych i tzw. "pompowania". W efekcie wzrasta sprawność ogólna silnika. Z drugiej strony, wzrost ciśnienia doładowania wymaga zmniejszenia geome-

trycznego stopnia sprężania w celu uniknięcia niekorzystnych zjawisk w procesie spalania. Z uwagi na bezpośrednią relację ze sprawnością obiegu, korzystne jest jednak stosowanie jak najwyższych stopni sprężania. Wartość stopnia sprężania musi zatem stanowić kompromis pomiędzy uzyskaniem jak najwyższej sprawności cieplnej obiegu a innymi ograniczeniami, takimi jak: granica spalania stukowego, poziom obciążeń mechanicznych i/lub cieplnych, maksymalna szybkość narastania ciśnienia (twardość biegu) itp. Jednak ograniczenia te są istotne jedynie przy dużych obciążeniach silnika, właśnie przy wysokim stopniu doładowania. W konwencjonalnych silnikach dla takich warunków pracy jest optymalizowany i ostatecznie ustalany stopień sprężania. Jednakże nie jest to znaczący obszar ich normalnej pracy eksploatacyjnej. Przy niskich i umiarkowanych obciążeniach stopień sprężania mógłby być o wiele wyższy, skutkując podniesieniem sprawności eksploatacyjnej pojazdu. Dlatego technologia VCR umożliwia znaczne rozszerzenie zakresu "downsizingu", pozwalając na dalsze zmniejszenie objętości skokowej i stosowanie jeszcze wyższych ciśnień doładowania. Ocenia się, że ta metoda regulacji parametrów pracy silnika z zapłonem iskrowym może skutkować redukcją eksploatacyjnego zużycia paliwa nawet o 30%, bez znaczącego wzrostu emisji związków toksycznych [3].

Kolejnym obszarem potencjalnego wykorzystania technologii VCR jest możliwość efektywnej realizacji zaawansowanych, **niskotemperaturowych procesów spalania LTC** (*Low-Temperature Combustion*). Charakteryzują się one skrajnie niskim poziomem emisji toksycznych związków jako wynik wysokiej komplementarności fazy spalania, lecz prowadzonej w warunkach obniżonej temperatury ładunku, a zwłaszcza braku gradientów temperatury w przestrzeni komory spalania, co jest główną przyczyną formowania się tlenków azotu w konwencjonalnych silnikach, zarówno z zapłonem samoczynnym, jak i iskrowym. Do tej grupy procesów cieplnych w silnikach tłokowych, określanych właśnie mianem spalania niskotemperaturowego, należą m.in. systemy z kontrolowanym samozapłonem CAI (*Controlled Auto Ignition*) ładunków nieuwarstwionych w odmianach oznaczanych skrótami HCCI i PCCI (*Homogeneous/Premixed Charge Compression Ignition*) czy też metoda późnego wtrysku do komory spalania przy wysokim stopniu zawirowania ładunku i recyrkulacji spalin – system rozwijany w Wayne State University w Detroit (USA), [4, 5]. Spalanie ładunku nieuwarstwionego (homogenicznego), jak to ma miejsce w silnikach ZI, charakteryzuje się brakiem emisji cząstek stałych PM. Jest to wynik dobrego odparowania i wymieszania paliwa z powietrzem oraz braku obecności fazy ciekłej paliwa w obszarze objętym płomieniem. Zapłon samoczynny takiej mieszanki, w całej jej objętości jednocześnie, w przeciwieństwie do punktowego zapłonu od iskry elektrycznej, pozwala na uniknięcie pojawienia się wyraźnego frontu płomienia i wydzielonej strefy popłomiennej – obszarów o lokalnie bardzo wysokiej temperaturze, gdzie dochodzi do zasadniczego, szybkiego procesu formowania się tlenków azotu NO_x .

Pomimo wielu zalet procesów spalania niskotemperaturowego, zasadniczym problemem przy ich realizacji w silnikach tłokowych jest ograniczony obszar ich efektywności operacyjnej oraz duża wrażliwość na zmiany parametrów eksploatacyjnych, tj. stanu cieplnego silnika, temperatury zasysanego ładunku, rozrzutu właściwości paliwa, stopnia przepłukania cylindra itp. Dlatego sterowanie tymi procesami wymaga skoordynowanych wzajemnie, precyzyjnych działań regulacyjnych w zakresie m.in. stopnia recyrkulacji spalin EGR, temperatury zasysanego powietrza i składu mieszanki paliwowo-powietrznej. Duże znaczenie ma również rodzaj i właściwości użytego paliwa, a zwłaszcza liczba cetanowa i oktanowa, prężność par czy temperatura zapłonu. Nadal jednak istnieją poważne trudności w uzyskaniu stabilności spalania niskotemperaturowego w zakresie dużych obciążeń silnika. Próby takie, przy zastosowaniu dotychczasowych metod regulacji, nie dają pozytywnych efektów, nawet przy użyciu specjalnych, niekonwencjonalnych paliw, jak np. eter dimetylowy DME. Zwiększenie dawki paliwa poza granice możliwości regulacyjnych danego systemu prowadzi zawsze do niekontrolowanego wzrostu obciążeń cieplnych i mechanicznych elementów silnika. Niezbędne jest więc przyjęcie nowych metod kontrolowania spalania niskotemperaturowego. W tym zakresie nieocenione możliwości daje nowa technologia zmiennego stopnia sprężania VCR, dzięki dużej efektywności moderowania warunków termodynamicznych w komorze spalania, decydujących o rozpoczęciu i przebiegu spalania ładunku w trybie niskotemperaturowym.

3. Analiza metod realizacji zmiennego stopnia sprężania

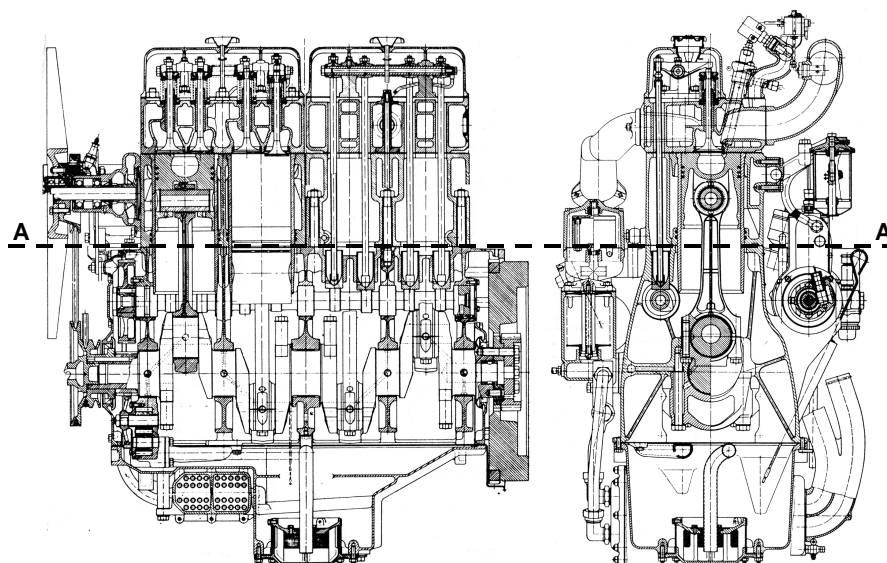
Istnieje kilka technicznych metod realizacji technologii VCR w silnikach tłokowych. Niektóre z nich zastosowano w prototypowych konstrukcjach studialnych [3, 5-8] i przechodzą one testy eksploatacyjne. W tabeli 1. przedstawiono schematycznie wybrane rozwiązania wraz z krótką analizą ich cech techniczno-eksploatacyjnych, w tym zalet lub wad w stosunku do konstrukcji konwencjonalnej silnika. Na uwagę zasługuje rozwiązanie f) o złożonej konstrukcji dźwigniowo-zębatej układu korbowego, opracowane i rozwijane przez francuską grupę badawczą MCE-5 Development [3], a także jednostka napędowa SVC firmy SAAB [5, 7], działająca wg zasady a), i rozwiązanie c), zaimplementowane w badawczym silniku FEV Motorentchnik [6].

Po przeanalizowaniu zalet i wad znanych technik realizacji zmiennego stopnia sprężania oraz istniejących konstrukcji prototypowych, biorąc pod uwagę określone możliwości techniczne, zdecydowano, że w konstrukcji własnej do celów badawczych zaadaptowana będzie technika g), polegająca na kontrolowanym pozycjonowaniu i przemieszczaniu zespołu cylinder-głowica wzdłuż osi cylindra. Charakteryzuje się ona stosunkowo niewielkimi kosztami realizacji, prostotą konstrukcji, minimalną ilością wad i cechuje ją szerokie pole zmian

stopnia sprężania przy wysokiej dokładności jego ustalania i kontrolowania (sterowania).

4. Konstrukcja własna silnika o zmiennym stopniu sprężania

Do celów realizacji projektu wybrano średnioobrotowy, chłodzony cieczą 4-cylindrowy silnik wysokoprężny typu 4 VD 14,5/12-1 SRW [9]. Unikalną cechą konstrukcyjną tego silnika, decydującą o jego selekcji, jest fizycznie istniejąca płaszczyzna podziału kadłuba pomiędzy skrzynią korbową a zespołem cylindrów (rys. 1. – płaszczyzna A-A).



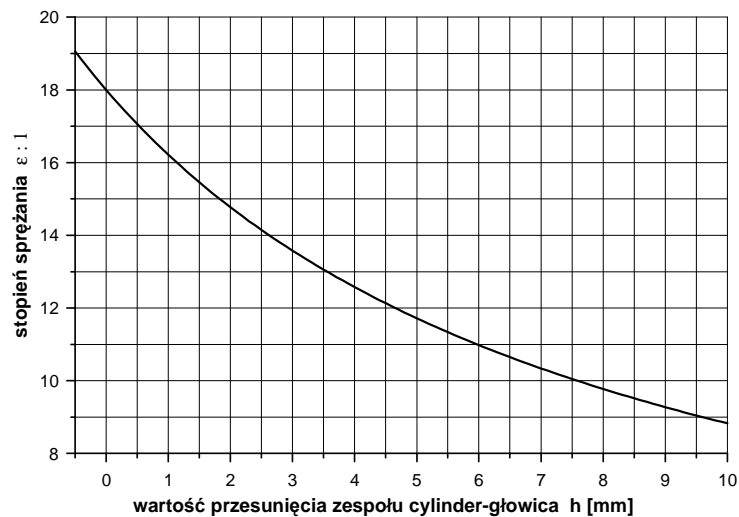
Rys. 1. Główne przekroje silnika 4 VD 14,5/12-1 SRW stanowiącego bazę do konstrukcji własnej jednostki badawczej w technologii VCR [9]

Parametry konstrukcyjne silnika 4 VD są następujące: średnica cylindra – 120 mm, skok tłoka – 145 mm, pojemność skokowa – 6560 cm³, geometryczny stopień sprężania – 1:18. Układ rozrządu: górnozaworowy OHV z wałkiem rozrządu umieszczonym w kadłubie obok wału korbowego, przeniesienie napędu z krzywek za pośrednictwem popychaczy ślizgowych, lasek, dźwigiemek zaworowych osadzonych na osi nad głowicą. Dane geometryczne silnika pozwalają określić, jak będzie się zmieniał stopień sprężania w wyniku przesuwania zespołu cylinder–głowica wzdłuż osi cylindrów wg zależności:

$$\varepsilon' = \frac{\frac{\varepsilon \cdot V_c}{\varepsilon - 1} + \pi \frac{D^2}{4} \cdot h}{\frac{V_c}{\varepsilon - 1} + \pi \frac{D^2}{4} \cdot h} : 1 \quad (1)$$

gdzie: ε' – stopień sprężania w funkcji przesunięcia zespołu cylinder–głowica,
 ε – wartość wyjściowa stopnia sprężania,
 V_c – objętość skokowa cylindra,
 D – średnica cylindra,
 h – wartość przesunięcia zespołu cylinder–głowica względem położenia wyjściowego.

Z równania (1), po podstawieniu danych geometrycznych silnika 4 VD wynika, że dla przyjętego zakresu przesunięć zespołu cylinder–głowica od $-0,5$ do $+10$ mm stopień sprężania będzie się zmieniał od 19:1 do wartości poniżej 9:1 wg krzywej pokazanej na rys. 2. Zakres tych zmian pokrywa się zasadniczo z pożądanym zakresem badawczym. W razie potrzeby może on być stosunkowo łatwo zmieniony poprzez wymianę tłoków mających komory spalania o innej objętości.



Rys. 2. Przebieg zmian stopnia sprężania w funkcji przesunięcia zespołu cylinder–głowica względem położenia wyjściowego dla silnika 4 VD 14,5/12-1 SRW

Przyjęta koncepcja zmiany stopnia sprężania wymaga zastosowania odpowiedniego, precyzyjnego układu przesuwu zespołu cylindrów względem bloku wału korbowego. Zadaniem tego mechanizmu, oprócz wysokiej dokładności

pozycjonowania i szybkiej zmiany położenia cylindrów, jest przeniesienie sił gazowych generowanych przez proces spalania w poszczególnych cylindrach silnika. Wartość tych sił można wyznaczyć z zależności:

$$F_{\max} = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3)$$

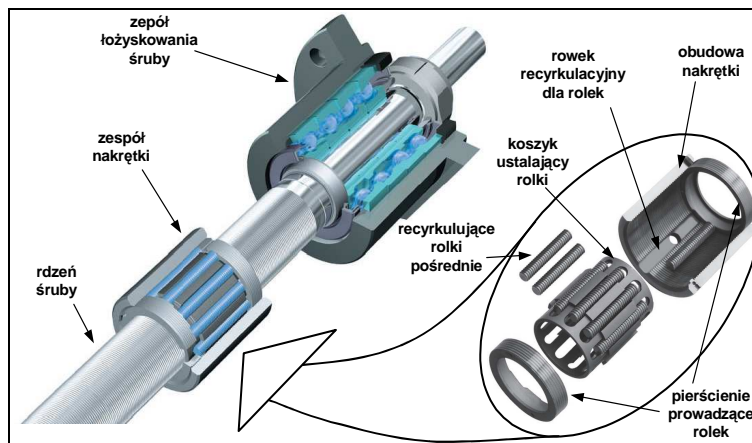
gdzie: F_{\max} – maksymalna siła działająca na układ przesuwu wskutek ciśnienia gazów w cylindrze,

p_{\max} – maksymalne ciśnienie gazów w cylindrze,

D – średnica cylindra.

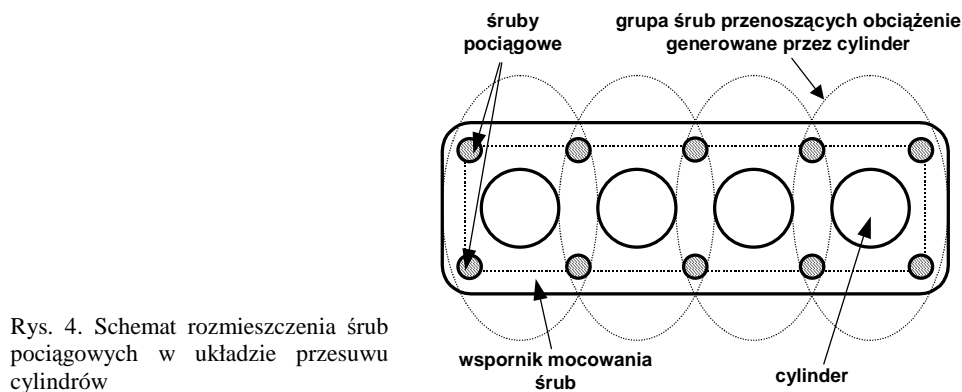
Zakładając maksymalne ciśnienie gazów w cylindrach na poziomie 10 MPa, otrzymuje się siłę generowaną przez pojedynczy cylinder na poziomie 113 kN [9]. Stąd mechanizm przesuwu musi mieć odpowiednią wytrzymałość, ale także sztywność, niezawodność działania, niewielkie gabaryty oraz stosunkowo wysoką rozdzielczość pozycjonowania, zwłaszcza w zakresie wysokich wartości stopnia sprężania (rys. 2.).

Na podstawie analizy wielu możliwych rozwiązań zdecydowano, że układ przesuwu oparty będzie na zestawie rolkowych śrub pociągowych napędzanych synchronicznie przez wspólną przekładnię łańcuchową. Tego typu śruby pociągowe, stanowiące niezaprzeczalną innowacyjność w technice napędów liniowych, spełniają całościowo postawione wymagania (tj. wytrzymałość, bezluzowość, niezawodność, niewielkie gabaryty), zwłaszcza śruby z rolkami recyrkulującymi, których rozdzielczość może być mniejsza niż 1 mm przesuwu nakrętki na 1 obrót śruby [10]. Budowę i zasadę działania tego typu śrub przedstawia rys. 3.



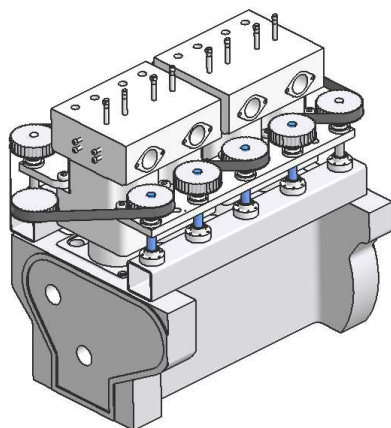
Rys. 3. Konstrukcja i zasada działania rolkowych śrub pociągowych z rolkami recyrkulującymi [10]

Układ przesuwu cylindrów powinien w taki sposób zapewnić też odpowiednią sztywność "pływającego" zespołu cylindrów wzdłuż osi wału korbowego, aby nie doszło do "skoszenia" cylindrów względem geometrycznej osi ruchu tłoków. Uzyskuje się to za pomocą odpowiedniej liczby śrub, rozmieszczonych po obu stronach cylindrów. W tym przypadku zastosowano po 5 śrub na stronę (rys. 4.). Taka konfiguracja ułatwia też zaprojektowanie synchronicznego napędu za pomocą wspólnej przekładni łańcuchowej (rys. 5.).

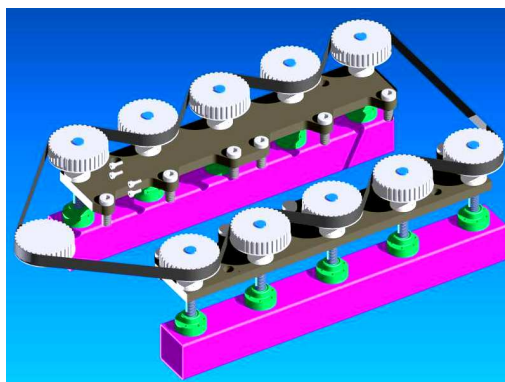


Rys. 4. Schemat rozmieszczenia śrub pociągowych w układzie przesuwu cylindrów

a)



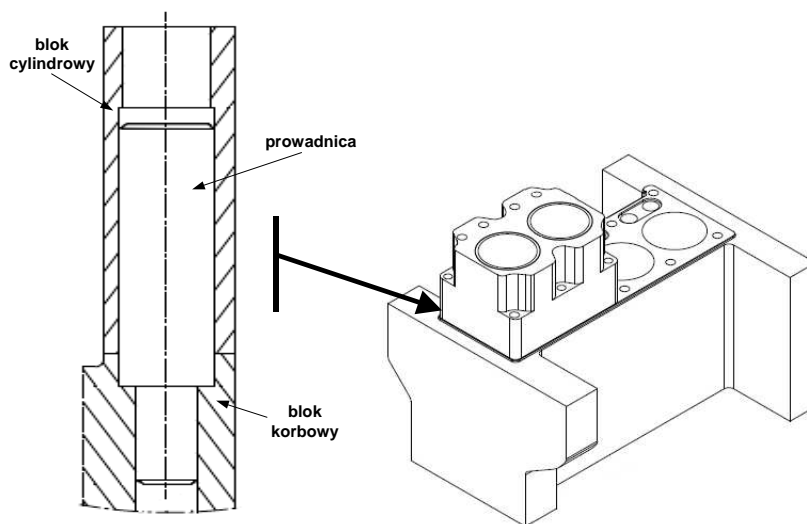
b)



Rys. 5. Widok silnika z zamocowanym układem przesuwu cylindrów (a) oraz zespół przesuwu na bazie śrub rolkowych (b) – implementacja w systemie CAD [11]

Przy doborze wytrzymałościowym śrub założono, że każdy cylinder będzie ustalany przez cztery śruby, które będą przenosić całe obciążenie generowane przez siły gazowe w tym cylindrze. Ponieważ spalanie nie występuje w cylindrach jednocześnie, trzy pary śrub wewnętrznych mogą być wspólne dla dwóch

sąsiednich cylindrów (rys. 4.). Rozkładając obciążenie pojedynczego cylindra 113 kN na cztery śruby, otrzymuje się 28,25 kN na każdą z nich. Z danych katalogowych [10] dobrano śruby typu BVF 20×1 o wytrzymałości statycznej 36,6 kN, średnicy 20 mm i skoku 1 mm/obr. Mocowanie śrub do części korbowej i cylindrowej wykonano za pomocą wspólnych dla wszystkich cylindrów wsporników. Całość konstrukcji wraz z zębatkowym układem napędowym śrub zaprojektowano i sprawdzono obliczeniowo w komputerowym systemie CAD (rys. 5.).



Rys. 6. Przekrój przez jedną z prowadnic zabezpieczających śruby pociągowe przed obciążeniem poprzecznym i zginającym, zapewniających właściwy kierunek przesuwu bloku cylindrowego [11]

W celu uniknięcia przenoszenia przez śruby pociągowe niepożądanych sił poprzecznych i momentów zginających zastosowano precyzyjny układ wspólnego prowadzenia cylindrów za pomocą dwunastu prowadnic ślizgowych, mocowanych trwale w bloku korbowym i przesuwne w bloku cylindrowym (rys. 6.).

5. Podsumowanie

Przedstawiona konstrukcja silnika, zrealizowana w technologii zmiennego stopnia sprężania VCR na podstawie istniejącej jednostki napędowej 4 VD 14,5/12-1 SRW, stanowi cenne i innowacyjne narzędzie badawcze, odpowiadające najnowszym trendom i wymaganiom prac rozwojowych w dziedzinie

silników spalinowych. Dotychczas tego typu silniki w swych laboratoriach mają jedynie nieliczne, komercyjne jednostki o wysokim potencjale naukowo-badawczym, technologicznym i finansowym. Niewątpliwą zaletą tak wykonanej konstrukcji jest jej stosunkowo niski koszt.

Realizacja projektu wymagała dokonania określonych zmian konstrukcyjnych w silniku, które oprócz opisanego mechanizmu przesuwu i prowadzenia zespołu cylinder–głowica obejmowały m.in. układ rozrządu. Celem tych prac było zapewnienie automatycznej kompensacji luzu zaworowego przy zmieniającym się położeniu osi dźwigniłek zaworowych w stosunku do wału rozrządu w trakcie zmian położenia zespołu cylinder–głowica. Na obecnym etapie zastosowano mechaniczny układ kompensacji. Wśród innych możliwych rozwiązań brano pod uwagę:

- hydrauliczny układ automatycznej kompensacji luzu zaworowego,
- przekonstruowanie rozrządu na układ z wałkiem rozrządu umieszczonym w głowicy, napędzanym wałkiem królewskim o zmiennej długości,
- bezkrzywkowy napęd zaworów typu VVA (*Variable Valve Actuation*).

Docelowo planuje się wprowadzenie ostatniego systemu, co pozwoli na uproszczenie konstrukcji i dalsze zwiększenie zakresu badawczego posiadanej jednostki.

Literatura

1. Shaik A., Shenbaga Vinayaga Moorthi N., Rudramoorthy R.: Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles – an overview. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (IMEchE). Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, No D9, 2007, 1159-1168.
2. Brzeżański M., Śliwiński K.: Downsizing – a new direction of automobile engine development. Combustion Engines, Vol. 2 (119), 2004, 3-11.
3. MCE-5 Development Tech Newsletters: <http://www.mce-5.com>.
4. Gnanam G., Sobiesiak A., Reader G., Zhang C.: An HCCI Engine Fuelled With Iso-Octane and Ethanol. SAE Paper no 2006-01-3246.
5. Haraldsson G., Tunestal P., Johansson B., Hyvonen J.: HCCI combustion phasing in a multi cylinder engine using variable compression ratio. SAE Paper no 2002-01-2858.
6. Habermann K.: Demonstration Vehicle with Continuously Variable Compression Ratio (VCR). FEV Magazine "Spectrum", Issue 22, 2003: <http://www.fev.com>.
7. Larsen G.J.: Research Engine for Evaluating the Effects of Variable Compression Ratio (VCR) and/or Variable Valve Timing (VVT). SAE Paper no 910053.
8. Rabhi V., Beroff J., Dionnet F.: Study of a Gear-Based Variable Compression Ratio Engine. SAE Paper no 2004-01-2931.
9. Lejda K., Woś P.: A Preliminary Project of Multi Cylinder, Variable Compression Ratio (VCR) Engine for Research Purposes. Combustion Engines, Vol. SC2, Paper no PTNSS-2009-062, 152-157.
10. SKF Actuation & Motion Control product catalogue – roller screws: <http://www.linearmotion.skf.com>.

11. Woś P., Jakubowski M.: Silnik tłokowy o zmiennym stopniu sprężania. Zgłoszenie patentowe nr P.389951, Urząd Patentowy RP, Warszawa 2009.

**AN APPLICATION, DESIGN, AND REALIZATION
OF THE VARIABLE COMPRESSION RATIO (VCR) FEATURE
IN A MULTI-CYLINDER COMBUSTION ENGINE**

S u m m a r y

The paper presents the project and application of variable compression ratio (VCR) technology in a four-cylinder, research engine. Variation of the engine compression ratio is performed by changing combustion chamber volume due to shifting the cylinder block-head device perpendicularly to the fixed crankshaft axis. Some pros and cons of that method in comparison with few other, still studied projects are described. Precise roller screws were chosen as the main working elements in the shifting system. A theoretical range for CR variation was defined too. The new-developed engine, based at 4 VD 14,5/12-1 SRW design will be used for experiments on fuel economy improving and exhaust emission reduction including advanced, near-zero emission, low temperature combustion (LTC) strategies.

Wpłynęło do redakcji w lipcu 2010 r.

Tabela 1. Techniczne metody realizacji zmienności stopnia sprężania w silniku tłokowym oraz ich cechy techniczno-eksploatacyjne [3]

Rozwiązanie konstrukcyjne Cechy techniczno-eksploatacyjne	a)	b)	c)	d)	e)	f)	g)
Spójność komory spalania	b.z.	b.z.	b.z.	b.z.	↘↘↘	b.z.	b.z.
Kinematyka układu korbowo-tłokowego	≠	b.z.	≠	≠≠≠	b.z.	≠≠≠	b.z.
Współczynnik strat mechanicznych	b.z.	↘	b.z.	↘↘	b.z.	↗↗	b.z.
Integralność konstrukcji silnika i gabaryty	↘	↘	↘	↘	↘	↘	↘
Wpływ zmiany st. spręż. na pojemność skokową	b.z.	b.z.	b.z.	↘↘	b.z.	b.z.	b.z.
Dokładność kontrolowania i zakres zmian stopnia sprężania	↑↑	↓↓↓	↑↑	↑	↑	↑↑	↑↑↑

Legenda: ↗ – poprawa, ↘ – pogorszenie, ↑ – wysoko, ↓ – nisko, ≠ – różny, "b.z." – bez zmian