

УДК62-4
UDC 62-4

ANALIZA WARUNKÓW WSPÓŁPRACY TULEI CYLINDROWEJ Z TŁOKIEM W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM TYPU SW-680

KURZYNA Zbigniew, Mgr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska
MICHALSKI Jacek, Prof. Dr hab. inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska
WOS Paweł, Dr inż., Politechnika Rzeszowska, Rzeszów, Polska

АНАЛІЗ УМОВ ВЗАЄМОДІЇ ПАРИ ГІЛЬЗА ЦИЛІНДРА І ПОРШЕНЬ В ДИЗЕЛІ SW-680

КУЖИНА Збігнєв, Магістр інженер, Жешовська Політехніка, Жешув, Польща
МІХАЛЬСЬКІ Яцек, Професор, Доктор габілітований, Жешовська Політехніка, Жешув,
Польща
ВОС Павел, Доктор інженер, Жешовська Політехніка, Жешув, Польща

ANALYSIS OF MATING CONDITIONS FOR CYLINDER LINER AND PISTON ASSEMBLY IN DIESEL ENGINE OF SW-680 TYPE

KURZYNA Zbigniew, Master engineer, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland
MICHALSKI Jacek, Prof. DSc, Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland
WOS Pawel, PhD., Rzeszow University of Technology, Rzeszow, Poland

Wstęp. Zmienność warunków współpracy elementów układu T-P-C trakcyjnego tłokowego silnika spalinowego, wynikająca z chwilowego zapotrzebowania na moc oraz z kinematyki układu korbowo – tłokowego, uniemożliwia osiągnięcie w tym węzle optymalnych warunków tarcia. Analiza przebiegu ciśnienia w cylindrze i prędkości przemieszczania się tłoka pozwalają na wyznaczenie obszarów tulei cylindrowej, gdzie warunki tarcia są dobre i tych, gdzie są one niekorzystne. Rosnące wymagania w zakresie emisji spalin silników wymuszają konieczność ograniczenia zużycia oleju poprzez jego spalanie. Jedną z możliwości takiego ograniczenia, bez pogorszenia odporności na zużycie układu T-P-C, może być konstrukcja tulei cylindrowej o zmieniającej się wzdłuż tworzącej cylindra pojemności olejowej gładzi. Podstawą do jej określenia będą wyznaczone obszary dobrych i niekorzystnych warunków tarcia.

1. Główne czynniki wpływające na warunki tarcia tłoka o gładź tulei cylindrowej

1.1. Ciśnienie w cylindrze

Najtrudniejsze warunki tarcia występują w czasie suwu pracy, gdy maksymalne ciśnienie w komorze spalania dla silników wolnossących o zapłonie samoczynnym może przekraczać 12 MPa, a dla doładowanych nawet 14 MPa. Przyjmuje się, że takie ciśnienie działa na pierwszy pierścień uszczelniający. Natomiast ciśnienie działające na drugi pierścień stanowi około 20% ciśnienia w komorze spalania. Na rysunku 1 przedstawiono przebieg ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych w porównaniu do ciśnienia w cylindrze dla silnika o zapłonie samoczynnym o średnicy tłoka 105 mm i skoku tłoka 120 mm przy prędkości obrotowej 1600 obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym 0,65 MPa.

1.2. Prędkość tłoka

Na brak stabilnych warunków tarcia duży wpływ wywiera zmienna prędkość przemieszczania się tłoka w cylindrze, której wartość zmienia się od 0 m/s w położeniach zwrotnych tłoka do prawie dwukrotnej wartości średniej prędkości tłoka w okolicy połowy skoku tłoka. Prędkość tłoka c określa się z zależności (1) i (2):

$$c = R\omega \cdot \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} R\omega \cdot \sin 2\alpha \quad (1)$$

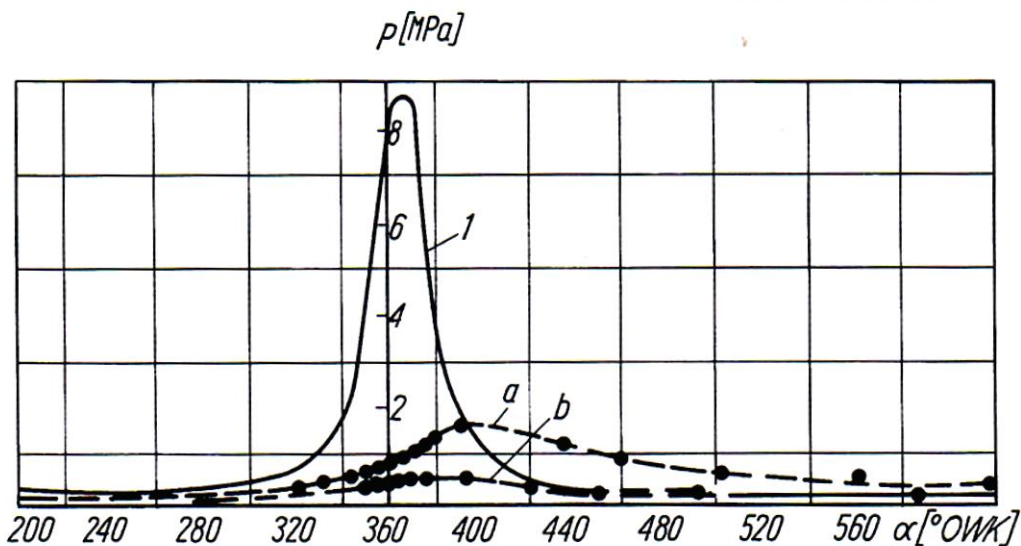
$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (2)$$

gdzie:

α – kąt obrotu wału korbowego,

R – promień wykorbienia,

ω – prędkość kąтова wału korbowego,
 n – prędkość obrotowa wału korbowego,
 $\lambda = R/L$ – stała mechanizmu korbowego,
 L – długość korbowodu.



Rys. 1. Zmiany ciśnienia podczas cyklu roboczego silnika: 1) - w cylindrze, a) - w przestrzeni między pierwszym a drugim pierścieniem, b) - w przestrzeni między drugim a trzecim pierścieniem [2]

1.3. Temperatura cylindra

Temperatura cylindra jest równie ważnym czynnikiem wpływającym na warunki tarcia w analizowanym złożeniu. Ma ona zasadnicze znaczenie dla parametrów lepkości oleju i intensywności jego odparowania z gładzi. Niewielka jej zmienność dla ścianek tulei wynika z bezwładności termicznej tulei i bardzo krótkich czasów oddziaływania wysokich temperatur. Autor pracy [3] podaje wyniki badań temperatury gładzi cylindra dla silnika o zapłonie iskrowym chłodzonego powietrzem. Temperatura gładzi cylindra w zależności od obciążenia waha się od 110°C w miejscu położenia denka tłoka przy zwrocie wewnętrznym (DMP) do 190°C w miejscu położenia denka tłoka przy zwrocie zewnętrznym (GMP), przy czym różnica temperatur między tak wyznaczonym dolnym a górnym punktem tulei zawiera się w granicach 20...25°C.

2. Analiza wartości parametrów determinujących warunki tarcia w układzie t-p-c

Analizę przeprowadzono dla silnika o zapłonie samoczynnym SW-680, wykorzystując wartości ciśnień w cylindrze podane w pracy [1]. Wykres indykatorowy silnika był zarejestrowany przy prędkości obrotowej wału korbowego 2200 obr/min i obciążeniu 23,5 kW z cylindra. Analizę sporządzono dla suwu sprężania i pracy.

Podstawowe dane techniczne silnika SW-680 – odmiany, dla której dokonano dalszej analizy – są następujące:

- rodzaj silnika: czterosuwowy, sześciocylindrowy z zapłonem samoczynnym,
- średnica cylindra D : 127 mm,
- skok tłoka S : 146 mm,
- pojemność skokowa V_c : 1,1 dm³,
- moc znamionowa N_e : 147,1 kW,
- promień wykorbienia R : 73 mm,
- długość korbowodu L : 266,9 mm,
- stała mechanizmu korbowego λ : 0,27351.

Przemieszczenie tłoka określono z zależności (3):

$$x = R \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha - \cos \alpha \right) \quad (3)$$

gdzie:

α – kąt obrotu wału korbowego,
 R – promień wykorbienia,
 $\lambda = R/L$ – stała mechanizmu korbowego,
 L – długość korbowodu.

Prędkość tłoka obliczono według wzoru (1), dodatkowo wyznaczono charakterystyczny parametr opisujący warunki tarcia i tworzenia się filmu olejowego (bezwymiarowa liczba Herseya H):

$$H = \frac{\eta \cdot c}{P} \quad (4)$$

gdzie:

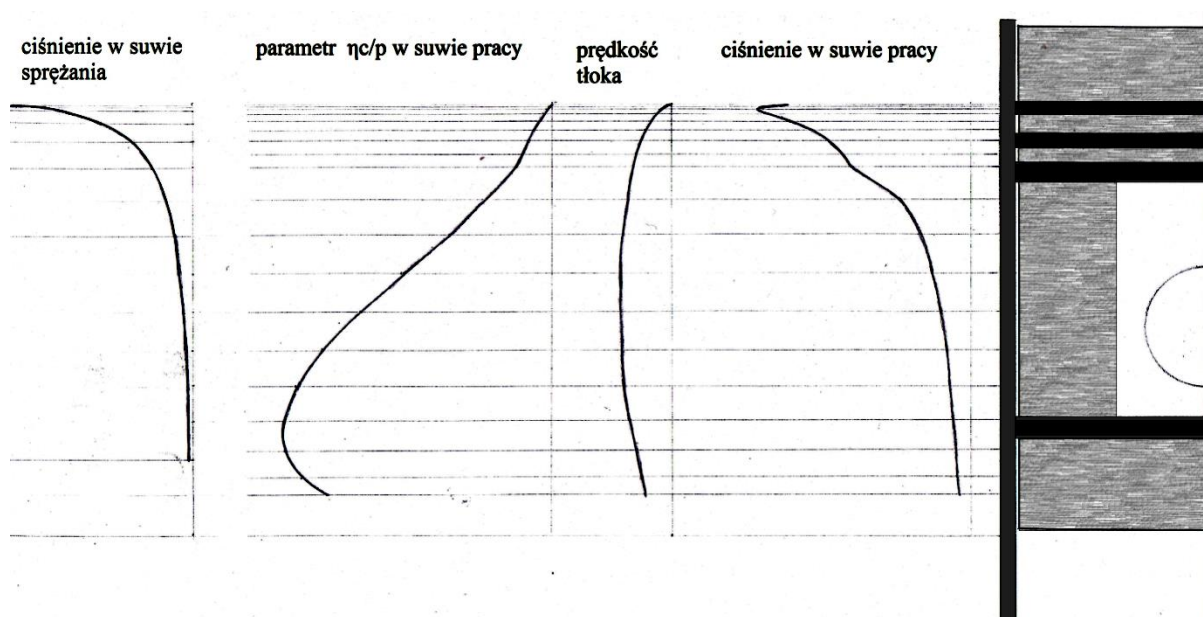
η – lepkość dynamiczna oleju (3,69 mPa·s dla oleju mineralnego klasy SAE 15W/40)

c – prędkość tłoka [m/s],

P – nacisk średni [MPa].

Tabela 1 zawiera wartości ciśnień w zależności od kąta obrotu wału korbowego α uzyskanych z wykresu indykatorem. Dla danego kąta obrotu wału obliczono prędkość tłoka c , jego położenie w cylindrze x i parametr $H = \eta c / P$. Obliczenia wykonano dla suwu sprężania i pracy.

Rysunek 2 przedstawia wyniki pomiarów ciśnienia w cylindrze w czasie suwów sprężania i pracy oraz wyniki obliczeń prędkości tłoka i parametru $\eta c / P$ w formie graficznej. Z wykresów widać jak znacząco różne są warunki współpracy tłoka z gładzią cylindra w zależności od chwilowej jego pozycji w cylindrze. Ze względu na duże ciśnienie i zerową prędkość najgorsze warunki występują w położeniu GMP tłoka. Około 12 mm od GMP prędkość tłoka jest już równa średniej prędkości, która dla tych warunków pracy wynosi 10,7 m/s. W odległości około 21 mm od GMP krzywa parametru $H = \eta c / P$ zmienia swoje nachylenie, co wskazuje na poprawę warunków współpracy. Obszar ten jest więc obszarem o niekorzystnych warunkach tarcia i wymaga większej pojemności olejowej gładzi. Zważywszy na fakt, że ciśnienie działające na drugi i trzeci pierścień tłokowy jest znacznie mniejsze niż ciśnienie w cylindrze oraz, że już około 12 mm poniżej położenia pierwszego pierścienia w GMP prędkość tłoka jest równa prędkości średniej, obszar ten może być węższy niż obszar całej części pierścieniowej, który dla tego tłoka wynosi około 28 mm. Poniżej warunki współpracy są już dobre, jednak w obszarze działania siły normalnej pojemność olejowa gładzi powinna być nieco większa, co zapobiegnie nadmiernemu zużyciu tego obszaru.

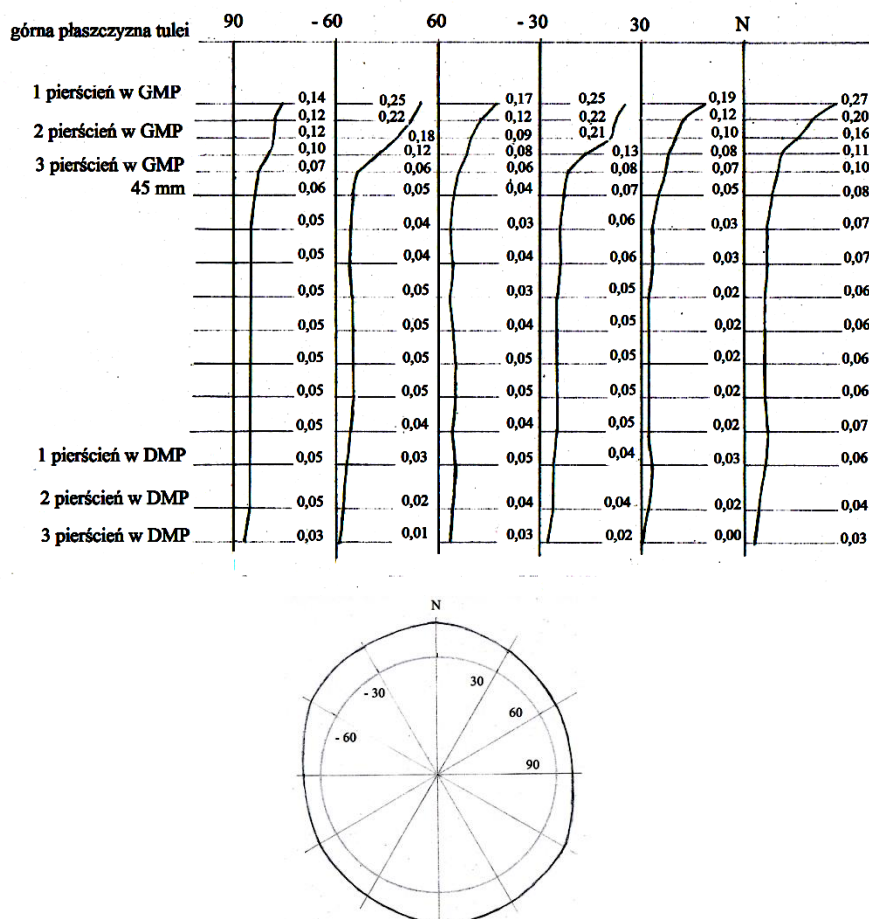


Rys. 2. Przebiegi ciśnienia w suwie sprężania i pracy, prędkości tłoka i parametru $\eta c / P$ wzdłuż cylindra

Tabela 1. Parametry charakteryzujące warunki współpracy tłoka z gładzią cylindrową

α	P [N/m ²]	c [m/s]	x [mm]	$H = \frac{\eta \cdot c}{P}$
suw sprężania				
237	154947,07	12	119,77	285,86
250	176519,7	14,32	106,78	299,38
260	206920,32	15,77	95,35	281,25
270	258895,56	16,81	82,98	239,59
280	362846,02	18,71	70	190,3
290	465815,88	17,56	56,85	139,11
300	673716,86	15,71	43,98	86,05
310	932612,42	13,27	31,93	52,5
320	1399409	13,07	21,2	34,46
330	2073125	10,39	12,28	18,49
340	3109688,7	7,23	5,57	8,58
350	4405147,2	3,7	1,41	3,1
353	4871943,7	2,6	0,7	1,97
360	6213493,4	0	GMP	0
suw pracy				
5	6841119	1,86	0,35	1
10	7256921	3,70	1,41	1,88
15	6737168	5,5	3,16	3,01
20	6115426,9	7,23	5,57	4,37
25	5389734,8	8,86	8,62	6,06
30	4767993,2	10,39	12,28	8,04
35	4320559,5	11,8	16,48	10,08
40	4042301,1	13,07	21,2	11,94
50	2383996,6	15,14	31,93	23,47
60	1762255	16,55	43,98	37,7
70	1284671,2	17,27	56,84	49,79
80	984587,66	16,95	70	63,82
90	804145,3	16,81	83	77,53
100	676658,85	15,77	95,35	85,57
110	588399	14,32	106,78	89,56
120	519752,45	12,57	116,98	89,2
130	470719,2	10,31	125,78	83,3
138	441299,25	8,96	131,71	75,14

Rysunek 3 obrazuje wyniki pomiarów zużycia cylindra silnika chłodzonego powietrzem o średnicy 100 mm. Pomiary wykonano średnicówką w sześciu zaznaczonych kierunkach w szesnastu płaszczyznach. Widoczne jest silne zużycie w GMP, wyraźny próg z ostrą krawędzią i ślady zatrzymania pierścieni w GMP. Ślady po honowaniu widoczne są tylko w dolnej, niepracującej strefie cylindra. Z pomiarów wynika wyraźna zależność zużycia cylindra od warunków współpracy z tłokiem. Największe zużycie zmierzono w GMP dla pierwszego pierścienia. Zużycie dla następnych pierścieni było już mniejsze, a w odległości 45 mm od górnej płaszczyzny tulei cylindrowej zużycie stabilizuje się. Widać również, że większe zużycie jest na kierunku działania siły normalnej.



Rys. 3. Wyniki pomiarów zużycia cylindra

Podsumowanie. Ze względu na specyfikę konstrukcji układu korbowego tłokowego silnika spalinowego niemożliwe jest uzyskanie dobrych i stabilnych warunków współpracy tłoka z gładzią tulei cylindrowej. Tuleje cylindrowe obrabia się przez honowanie, w wyniku czego uzyskuje się strukturę jednakową na całej powierzchni gładzi. Taki sposób obróbki jest kompromisem pomiędzy uzyskaniem wysokiej trwałości a niskim zużyciem oleju smarującego. Wyznaczenie obszarów tulei cylindrowej o dobrych i niekorzystnych warunkach tarcia i zastosowanie obróbki gładzi zapewniającej uzyskanie różnej pojemności olejowej w tych obszarach może się przyczynić do zmniejszenia zużycia oleju przez silnik, a tym samym zmniejszenia emisji, głównie wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych i cząstek stałych bez pogorszenia trwałości układu T-P-C.

LITERATURA

- [1] Budzik G., Jaskólski J.: Obciążenia cieplne tłoków silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2004.
- [2] Kozaczewski W.: Konstrukcja grupy tłokowo – cylindrowej silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 2004.
- [3] Niewczas A.: Trwałość zespołu tłok – pierścienie tłokowe – cylinder silnika spalinowego. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1998.

STRESZCZENIE

KURZYNA Zbigniew. Analiza warunków współpracy tulei cylindrowej z tłokiem w silniku o zapłonie samoczynnym typu SW-680 / KURZYNA Zbigniew, MICHALSKI Jacek, WOŚ Paweł // Wisnyk Narodowego Uniwersytetu Transportu. – K. : NUT, 2015. – № 32.

Artykuł zawiera opis i analizę czynników wpływających na warunki tarcia tłoka o gładź cylindra tj.: ciśnienie w cylindrze, prędkość tłoka i temperatura ścianek cylindra. Na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze, wymiarów głównych silnika i prędkości obrotowej obliczono prędkość tłoka i parametr η_c/P (liczba Herseya). Wyniki przedstawiono w formie graficznej. Podobnie przedstawiono również wyniki pomiarów zużycia tulei cylindrowej.

РЕФЕРАТ

КУЖИНА Збігнєв. Аналіз умов взаємодії пари гільза циліндра і поршень в дизелі SW-680 / КУЖИНА Збігнєв, МІХАЛЬСКИ Яцек, ВОС Павел // Вісник Національного транспортного університету. Серія “Технічні науки”. Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2015. - Вип. 2 (32).

Стаття містить опис та аналіз факторів, що впливають на умови тертя поршня та стінки циліндра, а саме: тиск у циліндрі, швидкість поршня і температура стінки циліндра. На підставі тиску в циліндра, основних розмірів двигуна і числа обертів було розраховано швидкість поршня і параметр η_c/P (число Херси). Результати представлені графічно. Крім того, також показано результати вимірювань зносу гільзи циліндра.

ABSTRACT

KURZYNA Zbigniew, MICHALSKI Jacek, WOS Pawel. Analysis of mating conditions for cylinder liner and piston assembly in diesel engine of SW-680 type. Visnyk National Transport University. Series “Technical sciences”. Scientific and Technical Collection. - Kyiv. National Transport University, 2015. - Issue 2 (32).

The article contains a description and analysis of the factors affecting the friction conditions for the piston rubbing the cylinder wall, i.e.: the pressure in the cylinder, piston velocity and temperature of the cylinder wall. On the basis of the cylinder pressure course, the main dimensions of the engine and the rotational speed, the speed of the piston and the parameter η_c/P (Hersey number) has been calculated. The results are graphically presented. Similarly, the results of the cylinder liner wear measurements are also shown.

AUTORZY:

KURZYNA Zbigniew, Mgr inż., Politechnika Rzeszowska, Katedra Silników Spalinowych i Transportu, Al. Powstańców Warszawy 12, tel.: +48 17 865 1100,35-959,Rzeszów, Polska

MICHALSKI Jacek, Prof. dr hab. inż, Politechnika Rzeszowska, Katedra Silników Spalinowych i Transportu, Al. Powstańców Warszawy 12, tel.: +48 17 865 1100,35-959,Rzeszów, Polska

WOŚ Paweł, dr inż., Politechnika Rzeszowska, Katedra Silników Spalinowych i Transportu, Al. Powstańców Warszawy 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Rzeszów, Polska

АВТОРИ:

КУЖИНА Збігнєв, Магістр інженер, Жешовська Політехніка, Кафедра двигунів внутрішнього згоряння і транспорту, Бульвар Повстанців Варшави 12, tel.: +48 17 865 1100,35-959,Жешув, Польща

МІХАЛЬСКИ Яцек, Професор, Доктор габілітований, Жешовська Політехніка, Кафедра двигунів внутрішнього згоряння і транспорту, Бульвар Повстанців Варшави 12, tel.: +48 17 865 1100,35-959,Жешув, Польща

ВОС Павел, Доктор інженер,Жешовська Політехніка, Кафедра двигунів внутрішнього згоряння і транспорту, Бульвар Повстанців Варшави 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Жешув, Польща

AUTHORS:

KURZYNA Zbigniew, Master engineer, Rzeszow University of Technology, Department of Internal Combustion Engines and Transport, Warsaw Insurgents Boulevard 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Rzeszow, Poland

MICHALSKI Jacek, Rzeszow University of Technology, Department of Internal Combustion Engines and Transport, Warsaw Insurgents Boulevard 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Rzeszow, Poland

WOS Pawel, PhD., Rzeszow University of Technology, Department of Internal Combustion Engines and Transport, Warsaw Insurgents Boulevard 12, tel.: +48 17 865 1100, 35-959, Rzeszow, Poland

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гутаревич Ю.Ф, доктор технічних наук, професор,Національний Транспортний Університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна.

Левківський О.П., доктор технічних наук, професор, Національний Транспортний Університет, професор кафедри виробництва, ремонту та матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWERS:

Gutarevych Y.F, Doctor of Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Engines and Heating Engineering, Kyiv, Ukraine.

Levkivskiy O.P, Doctor of Sciences, Professor, National Transport University, Professor of Department of Manufacturing, Repair and Materials Engineering, Kyiv, Ukraine.