

Na prawach rękopisu
do użytku służbowego

INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Raport serii PRE nr 012/93

WPLYW OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH
NA ZUŻYCIE TULEI CYLINDROWYCH
SILNIKÓW SPALINOWYCH

Mgr inż. Zbigniew J. SROKA

Rozprawa doktorska

Promotor - Doc. dr hab. inż. Lech Sitnik

Słowa kluczowe:
silnik spalinowy,
zużycie,
temperatura,
pomiary.

Wrocław 1994

moim rodzicom

*Autor pragnie złożyć serdeczne podziękowania sponsorom,
bez których niniejsza praca nie mogłaby być zrealizowana.
Należą do nich:*

- * Pan H.C. Sonderegger i przedsiębiorstwo Kistler Instrumente AG
ze Szwajcarii - za nieodpłatne wypożyczenie czujnika do pomiaru
ciśnienia w cylindrze,*
- * Pan mgr inż. Jacek Paczkowski i jego współpracownicy ze Spółki
Faster Elektronik z Wrocławia, za znaczne ulgi przy zakupie
osprzętu elektronicznego i osobiste zaangażowanie w badania.*

SPIS TREŚCI

	Strona
Stosowane oznaczenia	1.
1. Wprowadzenie.	3.
2. Cel pracy.	6.
3. Zakres pracy.	6.
4. Badania eksploatacyjne:	6.
4.1. Metodyka prowadzenia badań,	6.
4.2. Wyniki badań eksploatacyjnych,	9.
4.3. Wnioski z badań eksploatacyjnych.	14.
5. Hipotetyczne przyczyny anizotropii zużycia tulei cylindrowych:	15.
5.1. Zużywanie tulei cylindrowych,	17.
5.2. Obciążenia mechaniczne, a nierównomierność promieniowego zużywania tulei cylindrowych,	22.
5.3. Temperatura, a zużycie.	31.
6. Teza pracy.	39.
7. Ocena wpływu obciążeń cieplnych tulei cylindrowych na anizotropię ich zużywania promieniowego:	41.
7.1. Metodyka prowadzenia badań obciążeń cieplnych tulei,	41.
7.2. Wyniki pomiarów temperatury,	52.
7.3. Wnioski z badań obciążeń cieplnych tulei cylindrowych,	57.
7.4. Związek zużycia tulei cylindrowej z ich temperaturą (dla przykładowo badanych silników rodziny SW400).	57.
8. Zużycie tulei a trwałość silnika.	61.
9. Przyczynek do wyjaśnienia anizotropii zużycia i nierównomiernego pola temperatury tulei cylindrowych, przykładowo badanych silników SW400.	66.
10. Wnioski i uwagi końcowe.	71.
Literatura.	74.
Załącznik nr 1. - Wartości zużycia tulei cylindrowych.	81.
Załącznik nr 2. - Stanowisko badawcze.	95.
Załącznik nr 3. - Modułowy układ pomiarowy F020-lab.	105.

STOSOWANE OZNACZENIA

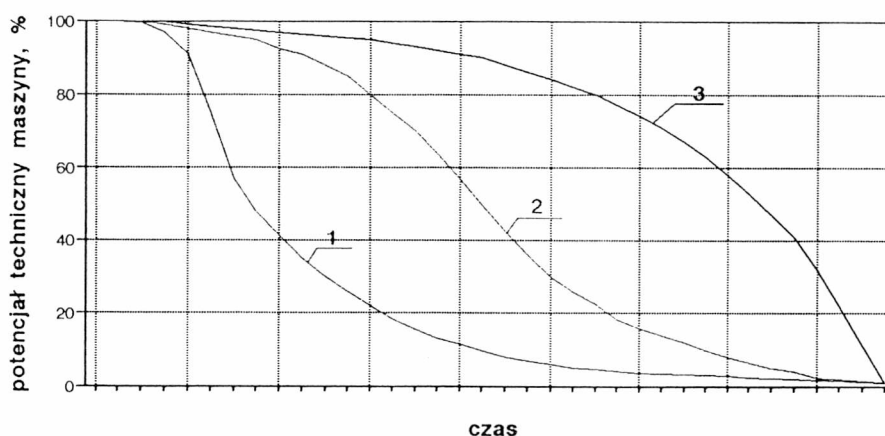
- "A", "B", "C", "D" - oznaczenia punktów pomiarowych,
A - jednostkowa powierzchnia przewodzenia, m^2
 φ - bieżąca wartość kąta obrotu wału korbowego, deg
 α_1 - współczynnik konwekcji od wody wrzącej do tulei, W/Km^2
 α_2 - współczynnik konwekcji ciepła na zewnątrz tulei, W/Km^2
- b - przyspieszenie w danej chwili masy m_p , $\frac{m}{s^2}$
D - średnica tulei cylindrowej, m
DMP - dolne martwe położenie tłoka (zwrot wewnętrzny),
GMP - górne martwe położenie tłoka (zwrot zewnętrzny),
 g_e - jednostkowe zużycie paliwa, g/kWh
 g_o - jednostkowe zużycie oleju, g/kWh
 G_e - godzinowe zużycie paliwa, kg/h
I - intensywność zużywania, $\mu m/km$, $\mu m/h$
h - poziom położenia termopary w bloku silnika, mm
k - współczynnik przenikania ciepła,
 λ_1 - przewodność cieplna pleksiglasu, W/Km
 λ_2 - przewodność cieplna chromu, W/Km
 λ_3 - przewodność cieplna żeliwa, W/Km
L - długość korbowodu, m
 m_p - masa części biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym, kg
 m_{tt} - masa tłoka, kg
 m_{sw} - masa sworznia, kg
 m_{seg} - masa pierścienia Segera blokującego sworzeń, kg
 m_{pu} - masa pierścieni uszczelniających, kg
 m_{pz} - masa kompletnego pierścienia zgarniającego, kg
 m_{kb} - masa zredukowana korbowodu do osi sworznia
(model dwumasowy), kg
 M_o - moment obrotowy silnika, Nm
 $M(t)$ - masowe zużycie, mg
 μ - współczynnik tarcia,
n - prędkość obrotowa silnika, obr/min
N - siła normalna, N
 N_e - moc efektywna silnika, kW

- Φ - kryterium podobieństwa zużycia układu, uwzględniające alkaliczność oleju TBN,
- p - ciśnienie w cylindrze w danej chwili, MPa
- P_m - siła bezwładności części biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym, N
- p_e - średnie ciśnienie efektywne, MPa
- P_g - siła gazowa, N
- P_E - siła sprężystości pierścienia tłokowego, N
- $\dot{q}$ - strumień ciepła przenikający przez ściankę tulei, W/m^2
- R - promień wykorbienia wału korbowego, m
- R^2 - współczynnik dopasowania krzywej regresji,
- S - zawartość siarki w paliwie, %
- s_1 - grubość wkładki z pleksiglasu, m
- s_2 - grubość warstwy chromu, m
- s_3 - grubość ścianki żeliwnej, m
- t - czas, s
- T - temperatura, $^{\circ}C$
- TN - siła tarcia, N
- TBN - liczba zasadowa smaru, mg KOH/g oleju
- TSPC- skrót: Tłok-Sworzeń-Pierścień-Cylinder,
- u - wskazanie modułu ciśnienia, %
- U - prędkość względna elementów pary ciernej, m/s
- W - siła wzdłużna, N
- X_{sm} - własności tribologiczne smaru,
- z - zużycie tulei cylindrowej, μm
- $Z_s(t)$ - zużywanie ściernie,
- $Z_a(t)$ - zużywanie adhezyjne,
- $Z_z(t)$ - zużywanie zmęczeniowe,
- $Z_k(t)$ - zużywanie korozyjne,

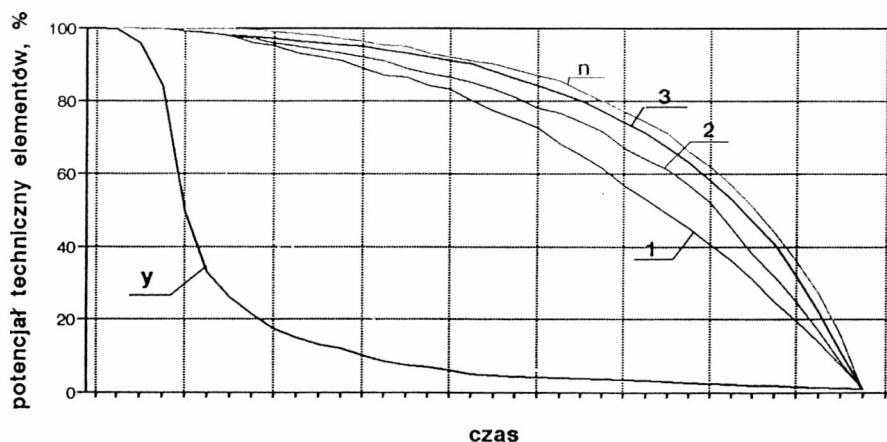
1. Wprowadzenie.

Funkcjonalność maszyny roboczej (zwana też potencjałem technicznym obiektu), czyli zdolność do spełnienia zadanych funkcji, zależy w głównej mierze od jej trwałości. Globalna trwałość maszyny jest wynikiem trwałości podzespołów i poszczególnych elementów składowych, które z kolei zależą od: konstrukcji, technologii wykonania i eksploatacji.

Naturalnym dążeniem jest utrzymanie funkcjonalności urządzenia na wysokim poziomie przez jak najdłuższy okres (krzywa 3 - rys.1.). Oznacza to, że realizacja wspomnianych zadań tj. konstruowanie, wykonanie i eksploataowanie powinna zapewnić poszczególnym elementom zbliżone przebiegi międzynaprawcze (krzywe 1, 2, ... n - rys. 2.)



Rys. 1. Przykładowe przebiegi zmian potencjału technicznego maszyn roboczych.



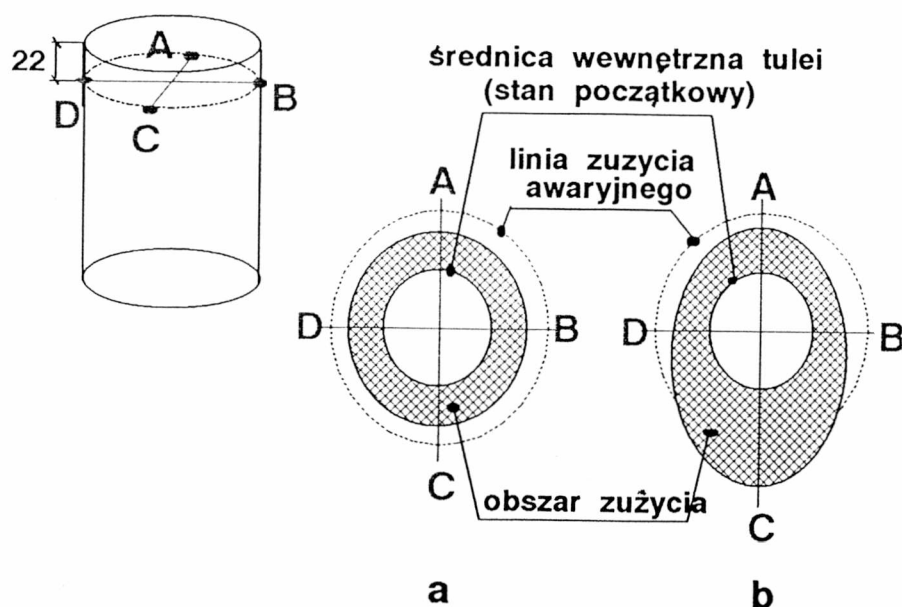
Rys. 2. Zmiany potencjałów technicznych elementów urządzenia:
1,2,3,...n - pożądane,
x, y - niepożądane.

Przyjmuje się ogólnie, że miarą trwałości części maszyn jest odporność na zużywanie [35], [40]. Winna być ona duża i porównywalna dla poszczególnych elementów (krzywe 1,2,3,...n - rys. 2.).

Tymczasem w eksploatacji naturalnej stwierdzono, że proces zużywania nie przebiega podobnie dla wszystkich elementów. Szczegółowa analiza wyników własnych badań, pozwoliła ponadto, poza niejednakowym zużywaniem się różnych elementów, wykazać jeszcze jedną anamalię, polegającą na anizotropii zużycia tj. nierównomiernym zużyciu w obrębie jednego elementu.

Taki stan wykazano podczas analizy promieniowego zużycia tulei cylindrowych silników spalinowych [2], [3], [4], [15], [16], [17], [43], [56].

Stwierdzono, zamiast pożądanego równomiernego obrazu (schemat "a" na rys. 3.) różnicę wartości zużycia pomiędzy poszczególnymi kierunkami pomiarowymi (schemat "b" na rys. 3.).



Rys. 3. Obraz zużycia tulei cylindrowej

a - zużycie pożądane,
b - zużycie faktyczne.

Obraz zużycia "b" na rys. 3. wskazuje na większe zużycie w jednym z kierunków pomiarowych w stosunku do pozostałych.

Zaznaczona linia maksymalnego zużycia do wystąpienia awarii pozwala wykazać nieprzydatność do dalszej eksploatacji tulei zużywających się wg schematu "b", tylko ze względu na zużycie w jednym kierunku promieniowym.

Niniejsza praca poświęcona jest temu problemowi.

Obraz nierównomiernego zużycia tulei cylindrowych wykazano na przykładowo przeprowadzonych badaniach eksploatacyjnych silników spalinowych rodziny SW400 (rozdz. 4). Ich realizacja umożliwiła postawienie hipotezy o braku związku technologii wykonania tulei i warunków eksploatacji z anizotropią ich zużycia (rozdz. 4.2. i 4.3.).

Spośród wspomnianych wcześniej czynników decydujących o potencjale elementu szczególną uwagę poświęcono konstrukcji silnika, analizując obciążenie mechaniczne tulei (rozdz. 5.2.) oraz jej obciążenie cieplne (rozdz. 5.3. i 7.).

Postawiono tezę pracy o związku nierównomiernego zużycia tulei cylindrowej z jej obciążeniem cieplnym (rozdz. 6.) i w dalszej części pracy przedstawiono materiał doświadczalny, pozwalający jak się wydaje, tezę tę przyjąć.

Podczas realizacji pracy natrafiono na trudności w ustaleniu jej podstaw, wynikające z braku ogólnie dostępnej literatury, poświęconej temu zagadnieniu.

Zatem autor ma nadzieję chociaż częściowo uzupełnić "białe plamy" w tym zakresie. Ponadto zawarte spostrzeżenia i hipotezy staną się być może przyczynkiem do szerokiej dyskusji i dalszych studiów.

Niniejsza praca może mieć również wyraz ekonomiczny, gdyż jak się wydaje, możliwe jest podniesienie trwałości silników spalinowych między innymi poprzez, niedoceniane do tej pory, działania w kierunku uzyskania równomiernego zużycia tulei cylindrowych.

2. Cel pracy.

Celem pracy jest wykazanie i wyjaśnienie zjawiska nierównomiernego promieniowego zużycia tulei cylindrowych.

3. Zakres pracy.

Pracę podzielono na trzy części:

- badania eksploatacyjne obiektów rzeczywistych, gdzie spodziewano się uzyskać dane, potwierdzające nierównomierność zużycia tulei cylindrowych,
- badania stanowiskowe silnika, których celem miało być zebranie materiału do jednoznacznego opisu procesów towarzyszących pracy analizowanego węzła ciernego,
- rozważania analityczne, których założeniem było wykazanie związków (lub określenie ich braków) pomiędzy zużyciem tulei cylindrowych, a zmierzonymi wielkościami w badaniach eksploatacyjnych i stanowiskowych.

4. Badania eksploatacyjne.

4.1. Metodyka prowadzenia badań.

Większość prac poświęconych zużyciu należy zaliczyć do grupy badań podstawowych - modelowych, odbywających się w wysublimowanych warunkach tj. przy różnych założeniach upraszczających i uwzględniających oddziaływanie np. jednego wybranego czynnika na proces zużycia. Oczywiście prowadzi to do formułowania pewnych twierdzeń, ale przecież zużycie jest złożeniem różnych zjawisk, między którymi zachodzą dodatkowe związki - wielokrotnie trudne do zdefiniowania. Realizując niniejszą pracę skupiono uwagę na wynikach badań prowadzonych w eksploatacji naturalnej na obiektach rzeczywistych. Przyjęto bowiem założenie, że jedynie takie badania będą mogły pomóc w wyjaśnieniu anizotropii zużycia, której modelowe badania symulacyjne mogłyby nie wykazać.

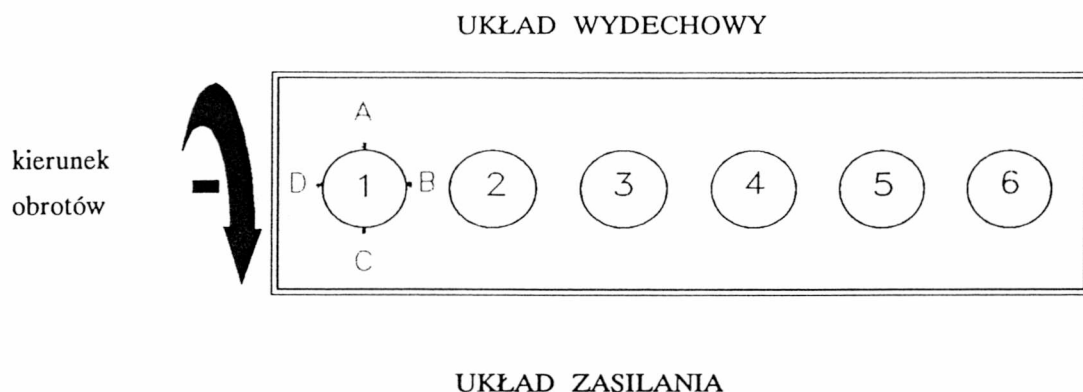
Obiektami badań były wysokoprężne silniki spalinowe rodziny SW400.

Silniki tej rodziny są montowane w autobusach, koparkach, ładowarkach, agregatach prądotwórczych itp. Mają one zatem wielorakie zastosowanie, stąd też występujący problem nierównomiernego zużycia tulei cylindrowych

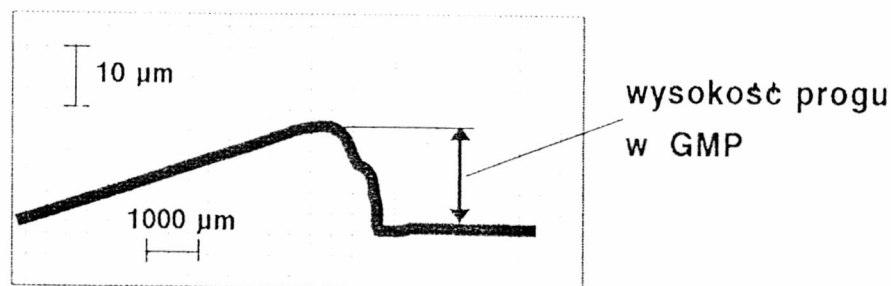
rozpatrywany na przykładzie tej grupy silników, ma istotne znaczenie - konstrukcyjne i ekonomiczne.

Osiągnięcie celu wymagało przeprowadzenia badań na jak największej grupie silników. Wprowadzono do eksploatacji i zbadano 22 silniki. Były one zamontowane w jednym typie pojazdu, ale eksploatowane w dwóch różnych środowiskach. Tuleje cylindrowe użyte do badań były wykonane wg czterech różnych technologii. Wprowadzenie do badań tulei wykonanych wg odmiennych technologii i eksploatacja ich w różnych środowiskach były celowym zamiarem autora. Należało bowiem odpowiedzieć na pytanie - czy istnieją związki między zróżnicowaniem zużycia tulei, a rodzajem gładzi cylindrowej oraz czy istnieje wpływ środowiska eksploatacji na rozkład zużycia ? Pytanie to zrodziło się podczas poprzednich badań [2], [56], które obejmowały jeden rodzaj tulei, eksploatowanych w jednym środowisku.

Po przebiegu 50.000 kilometrów uzyskano dane o zużyciu tulei cylindrowych, które zamieszczono w załączniku nr 1. Dane te dotyczą obszaru GMP I-go pierścienia w punktach pomiarowych "A", "B", "C", "D" jak na rys. 4. i polegały na zmierzeniu różnicy grubości ścianki tulei przed i po badaniach eksploatacyjnych, czyli określały tzw. wysokość progu w GMP - rys. 5.



Rys. 4. Rozmieszczenie punktów pomiarowych.



Rys. 5 Przykładowy profilogram zużycia tulei w GMP I-go pierścienia.

Badania zużycia tulei w obszarze GMP I-go pierścienia, wynikają z faktu, że tam właśnie zużycie jest największe i decyduje o trwałości całej tulei. Uwarunkowane to jest koincydencją zjawisk chemicznych, mechanicznych i cieplnych. Przyjęcie do analizy wartości zużycia mierzonych w takich, a nie innych kierunkach (A, B, C, D) wynikało z metody pomiarowej i użytych przyrządów. Jako najdokładniejszą metodę spośród stosowanych ($\pm 0.3 \mu\text{m}$ dla wartości $0 \div 10 \mu\text{m}$ i $\pm 1.0 \mu\text{m}$ dla wartości z przedziału $10 \div 40 \mu\text{m}$) uznano metodę profilometryczną - replik. Jej realizacja wiązała się z użyciem odpowiednio skonstruowanego krzyżaka rozporowego z ramionami rozmieszczonymi co 90° zakończonymi formami na repliki - stąd też ograniczenie do czterech punktów pomiarowych. Natomiast umiejscowienie form replik, a tym samym wyznaczenie kierunków pomiarowych "A", "B", "C" i "D", wynikało z konieczności badań w kierunkach poprzecznych i wzdłużnych do osi wału korbowego silnika i podyktowane było oddziaływaniem tłoka na gładź cylindrową w tych kierunkach. Nie oznacza to jednak, że wymogi stawiane przez branżową normę BN-79/1374-04, nakazujące pomiar w kierunkach rozmieszczonych co 45° , nie zostały spełnione. Norma ta jednak definiuje sposób pomiaru średnicy wewnętrznej tulei, a nie pomiar zużycia w wybranym miejscu. Ten sposób pomiaru niesie ze sobą błąd owalizacji tulei. Pomiary określone w w/w normie były przeprowadzone, ale za pomocą innych metod i przyrządów [4], [62].

Metoda organoleptyczna pozwalała ocenić stopień zużycia lub uszkodzenia tulei jedynie w sposób jakościowy, a nie ilościowy, dlatego też stosowano ją jako wstępną metodę oceny zużycia. Metoda metryczna, realizowana za pomocą średnicówki (błąd wskazania $\pm 0.01 \text{ mm}$), nie dawała odpowiedzi o zużyciu w wybranym kierunku, pozwalała jednak ocenić owalizację tulei. Metoda magnetyczna umożliwiała wprowadzić pomiar w dowolnym kierunku, ale była mniej dokładna ($\pm 2 \mu\text{m}$) od metody profilometrycznej i można ją było stosować

jedynie do tulei z powłokami niemagnetycznymi tj. tulei chromowanych, a nie wszystkie tuleje przyjęte do badań były tego typu.

Zgromadzone dane o wartościach zużycia poddano obróbce statystycznej, określającej stopień zróżnicowania zużycia.

4.2. Wyniki badań eksploatacyjnych.

22 silniki to 132 tuleje badane. W załączniku nr 1. zamieszczono dane o zużyciu 122 tulei. Brak danych o pozostałych tulejach wynikał z wyeliminowania tych tulei z badań na skutek zatarcia awaryjnego, będącego konsekwencją uszkodzenia innych elementów silnika np. zatarcie łożyska głównego, pęknięcie pierścienia tłokowego itp. Z kolei z tej grupy do analizy przeznaczono wartości zużycia 103 tulei, co wynikało z wstępnej oceny danych i "odrzuconiu" tych, których wartości przekraczają 40 μm , czyli znalazły się w strefie zagrożenia zużyciem awaryjnym.

Przyjęte do analizy dane umożliwiły dokonanie różnych zestawień wyników, niezbędnych do realizacji i osiągnięcia celu pracy. Pierwsze z takich zestawień obrazuje tabela nr 1, w której zamieszczono średnie wartości zużycia z próby w poszczególnych kierunkach pomiarowych dla odmiennych środowisk i technologii.

Tabela 1.
Średnie wartości zużycia tulei cylindrowej
w poszczególnych kierunkach pomiarowych.

Technologia Wytwarzania	Zużycie tulei cylindrowych, μm										Średnia dla technologii, μm				
	Wrocław					Jelenia Góra									
	Ilość	kierunek pomiarowy				Ilość	kierunek pomiarowy				Ilość	kierunek pomiarowy			
		A	B	C	D		A	B	C	D		A	B	C	D
standardowe	13	16.8 ±8.7	12.8 ±9.6	20.6 ±10	16.8 ±9.5	14	9.4 ±6.1	18.2 ±11.7	21.6 ±11.5	15.3 ±9.1	27	15.2 ±8.5	14.8 ±9.9	21.9 ±10.3	16.3 ±8.6
chrom porowaty	16	8.1 ±8.7	7.7 ±7.6	11.3 ±11.9	9.8 ±10.2	36	8.8 ±6.7	8.1 ±5.4	15.0 ±7.5	9.7 ±7.7	52	8.6 ±7.5	8.0 ±6.2	13.8 ±9.4	9.7 ±8.6
azotonasiarczane	11	17.0 ±12.5	16.4 ±10.7	20.8 ±14.9	7.7 ±9.1	---	---	---	---	---	11	17.0 ±12.5	16.4 ±10.7	20.8 ±14.9	7.7 ±9.1
azotowane-różne	13	15.7 ±9.1	14.3 ±10.3	15.1 ±12.6	13.8 ±13	---	---	---	---	---	13	15.7 ±9.1	14.3 ±10.3	15.1 ±12.6	13.8 ±13
Średnia dla środowiska, μm	53	13.9 ±10.6	12.4 ±10.1	16.5 ±13.1	12.0 ±11.1	50	9.0 ±6.6	10.9 ±9.0	16.8 ±9.4	11.3 ±8.6					

Dane zestawione w tabeli 1. umożliwiły sformułowanie wniosku, że za wyjątkiem grupy 4-tej (jedna technologia, ale różni wytwórcy) występuje zróżnicowanie zużycia promieniowego tulei cylindrowej takie, że w kierunku pomiarowym "C" jest ono największe.

Analizując dane z tabeli 1. można postawić hipotezę: że mimo iż tuleje cylindrowe były eksploatowane w różnych środowiskach z czym związane są odmienne widma obciążeń, inna kultura techniczna kierowców i mechaników, różnorodność stosowanych materiałów eksploatacyjnych (paliwo, smary, oleje) to i tak wystąpiło zróżnicowanie zużycia promieniowego tulei, polegające na tym, że kierunek "C" jest uprzywilejowany - zużycie w nim w stosunku do pozostałych kierunków jest największe. To samo można powiedzieć o rodzaju gładzi cylindrowej wykonanej wg różnych technologii, a mianowicie, że niezależnie od technologii istnieje zróżnicowanie zużycia - zużycie w kierunku "C" jest największe.

W ten sposób wskazano na brak związku między zróżnicowaniem zużycia, a technologią i środowiskiem eksploatacji.

Badaniom poddano nie tylko tuleje cylindrowe, ale i pierścienie tłokowe, stanowiące drugi element analizowanej pary ciernej. Po dokonaniu analizy danych o zużyciu pierścieni można było stwierdzić równomierność ich promieniowego zużywania się. Ułożenie pierścienia podczas wyjmowania tłoka z tulei jest przypadkowe co wynika z ruch obrotowego pierścienia podczas pracy silnika wokół pionowej osi tłoka. A zatem skojarzenie kierunków pomiarowych zużycia tulei i pierścieni jest również przypadkowe. Jeśli jednak pierścienie we wszystkich silnikach zużywały się podobnie i równomiernie na obwodzie to możliwe jest sformułowanie wniosku o braku związku zużycia pierścieni z anizotropowym charakterem zużycia promieniowego tulei cylindrowych. Po przeprowadzeniu powyższej analizy można było potwierdzić postawioną wcześniej hipotezę, że anizotropia zużycia promieniowego tulei cylindrowych jest związana z konstrukcją silnika.

Dla udowodnienia tej hipotezy zestawiono wszystkie dane (103 tuleje) w kolejnych tabelach 2. i 3. Tabela 2. zawiera informacje o średnich wartościach zużycia w poszczególnych kierunkach pomiarowych "A", "B", "C" i "D" dla sześciu tulei, umieszczonych jak w silniku (rys. 4.).

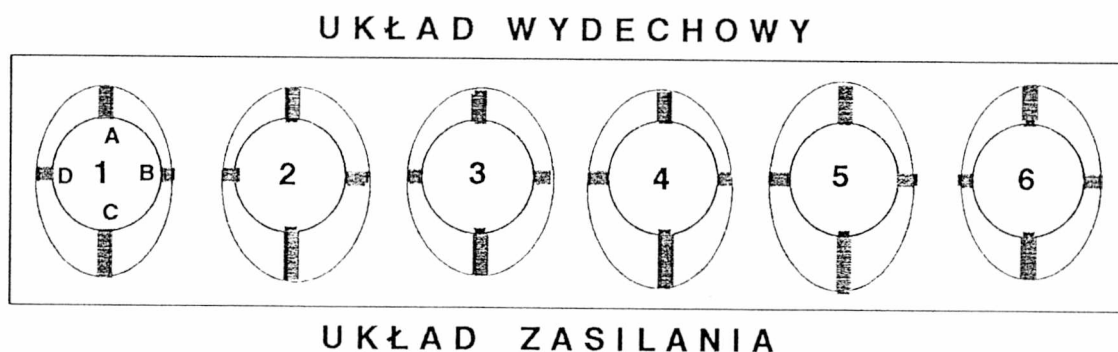
W ten sposób zobrazowano zużycie tulei w jednym silniku na bazie danych z 22 silników. Tak ujęte dane nazwano zużyciem w "silniku statystycznym".

Graficzna ilustracja danych dla "silnika statystycznego" (rys. 6.) bardzo dobrze obrazuje formę zużycia tulei cylindrowych z największym zużyciem w kierunku "C" dla każdej tulei z osobna.

Tabela 2.

Zużycie tulei w "silniku statystycznym".

Numer gniazda	Zużycie w poszczególnych kierunkach pomiarowych, μm			
	A	B	C	D
1	11.5	8.2	16.2	12.9
2	10.7	14.8	17.4	10.3
3	10.0	11.4	13.9	9.1
4	9.3	10.2	17.1	14.5
5	15.3	11.5	20.4	13.5
6	12.0	13.0	14.1	9.2



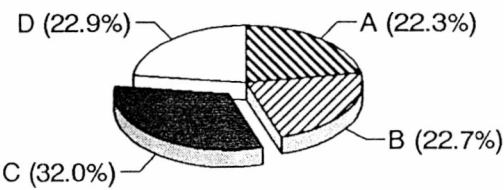
Rys. 6. Obraz zużycia w "silniku statystycznym".

Wymienione wyżej spostrzeżenia pozwoliły na ujęcie danych w inną postać zużycia, zawężającą go do jednej tulei - "tulei statystycznej" (tabela 3.). Wartości zużycia umieszczone w tabeli 3. są średnimi wartościami ze wszystkich 103 badanych tulei w poszczególnych kierunkach pomiarowych.

Zamieszczona obok tabeli nr 3. graficzna postać wyników wskazuje, że zużycie w kierunku "C" jest ok. 10% większe w stosunku do wartości zużycia w kierunkach pozostałych.

Dokładny opis statystyczny średnich wartości zużycia w kierunkach "A", "B", "C", "D" przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 3.
Zużycie promieniowe dla "tulei statystycznej".



Zużycie w poszczególnych kierunkach pomiarowych, μm			
A	B	C	D
11.5 ± 9.1	11.7 ± 9.8	16.6 ± 11.3	11.8 ± 10.1

Tabela 4.
Opis statystyczny przyjętych do analizy danych.

Zmienna	Kierunek pomiarowy			
	A	B	C	D
Liczba próbek	103	103	103	103
Średnia, μm	11.5	11.7	16.6	11.8
Mediana	8	8	14	9
Wariancja	84.1	95.4	127.3	101.0
Odchylenie standardowe,	9.1	9.8	11.3	10.1
Błąd standardowy	0.904	0.962	1.112	0.990
Wartość minimalna,	1	1	1	1
Wartość maksymalna,	36	36	40	40
Przedział,	35	35	39	39

Zróznicowanie średnich wartości zużycia w konkretnych kierunkach pomiarowych należało potwierdzić statystycznie, czyli zweryfikować hipotezę H_0 , "mówiącą" o równości średnich wartości zużycia w porównywanych parami kierunkach pomiarowych. Weryfikacja ta odbywała się wobec hipotezy alternatywnej H_1 - negującej istnienie równości średnich. Test istotności dla tej hipotezy oparto na rozkładzie t-Studenta o $(n_1 + n_2 - 2)$ stopniach swobody, gdzie n_1 i n_2 oznaczają liczebności analizowanych prób. W prezentowanych badaniach liczebności prób były takie same i wynosiły $n_1 = n_2 = 103$. Założono z góry poziom istotności $\alpha = 0.05$, dla którego wartość krytyczna $t_{kr0.05} = 1.96$ [48]. Wyniki testowania (tabela 5.) pozwoliły podjąć określone decyzje o przyjęciu lub odrzuceniu hipotezy H_0 .

Tabela 5.

Wyniki testowania hipotezy H_0 o równości średnich wartości zużycia tulei cylindrowych pomiędzy poszczególnymi kierunkami pomiarowymi na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ za pomocą rozkładu t-Studenta [48], [56].

Zestawienie średnich dla kierunków	Obliczona statystyka " t "	Decyzja o odrzuceniu hipotezy	Wniosek o istotności różnicy średnich
A -- B	- 0.1691	nie	NIEISTOTNA
A -- C	- 3.5099	tak	ISTOTNA
A -- D	- 0.2389	nie	NIEISTOTNA
B -- C	- 3.2685	tak	ISTOTNA
B -- D	- 0.0703	nie	NIEISTOTNA
C -- D	3.1628	tak	ISTOTNA
n = 204 stopni swobody ---> t _{kr} = 1.960			

Hipotezę H_0 "mówiącą" iż średnie wartości zużycia w kierunkach ("A"- "C"), ("B"- "C") i ("D"- "C") należało odrzucić co oznaczało, że różnice zużycia dla tych kierunków są statystycznie istotne. Dla pozostałych zestawień postawioną hipotezę nie można było odrzucić, stwierdzając brak istotności różnic między nimi.

Wyznaczone statystyki dla par zawierających zużycie w kierunku "C" są znacznie większe od wartości krytycznej. Postanowiono zatem zbadać poziom istotności testu. Stwierdzono, że dla średnich wartości zużycia w kierunku pomiarowym "A" i "C" poziom istotności wynosi 99,9%. Oznacza to, że w 99,9% przypadków zużycie w kierunku "C" jest odmienne (większe) niż w kierunku "A". Dla pozostałych zestawień poziom istotności wyniósł 99,8%.

Uzyskane wyniki potwierdzają różnicę wartości zużycia tulei pomiędzy kierunkami pomiarowymi "A", "B", "D", a kierunkiem "C" jako istotne statystycznie, w odróżnieniu od braku istotności dla pozostałych zestawień.

Można zatem stwierdzić, że w kierunku "C" tuleje zużywają się intensywniej niż w pozostałych, dla których zużycie jest podobne.

4.3. Wnioski z badań eksploatacyjnych.

Na przykładzie analizy zużycia, zróżnicowanych technologicznie, 103 tulei cylindrowych silników rodziny SW400, eksploatowanych w 2 środowiskach stwierdzono, że:

- tuleje zużywają się nierównomiernie, wykazując anizotropię tego zużycia w kierunku prostopadłym do osi wału korbowego po stronie przeciwnej jak zwrot maksymalnej siły bocznej tłoka. Kierunek ten oznaczono jako "C",
- wartość zużycia w kierunku pomiarowym "C" jest po przebiegu 50 tys. km. większa statystycznie o ok. 10 % od wartości zużycia w pozostałych kierunkach,
- brak jest związku technologii wykonania tulei cylindrowych z anizotropią ich zużywania,
- nie występuje związek anizotropii zużycia ze środowiskiem eksploatacji,

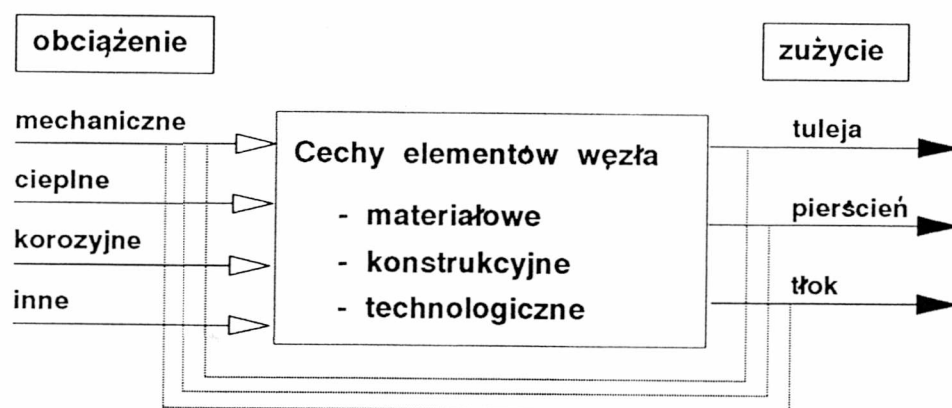
W dodatkowej analizie wartości zużycia pierścieni tłokowych współpracujących z badanymi tulejami wykazano, że:

- pierścienie tłokowe promieniowo zużywają się równomiernie,
- brak jest związku zużywania pierścieni tłokowych z anizotropią zużycia tulei cylindrowych.

5. Hipotetyczne przyczyny anizotropii zużycia tulei cylindrowych.

Wobec wniosków z badań eksploatacyjnych można było postawić hipotezę, że przyczyna(y) anizotropii promieniowego zużywania tulei cylindrowych leży(ą) po stronie konstrukcyjnej (skala makro problemu) i wynikających stąd odmiennych, w poszczególnych kierunkach pomiarowych, przebiegach zjawisk zachodzących w układzie tribomechanicznym tuleja - pierścień tłokowy (skala mikro). Należało zatem określić przyczyny tego zjawiska.

Zużycie, będące przedmiotem analizy, należy obok nośności, oporów tarcia i stanu energetycznego do parametrów wyjściowych układu tribologicznego [70]. Zależy ono od cech obiektu i parametrów wejściowych czyli: własności fizyko-chemicznych elementów układu, struktury geometrycznej, obciążenia, prędkości ruchu, temperatury, kinetyki i dynamiki układu jak również parametrów innych (sąsiednich) układów - rys. 7



Rys. 7 Schematyczny opis węzła ciernego.

Wpływ parametrów wejścia na poszczególne parametry wyjścia, w tym i na zużycie, jest uwarunkowany przebiegiem procesów tribologicznych takich jak: transport masy, przemiany strukturalne i fazowe, wydzielanie ciepła, reakcje chemiczne itp.

W układach rzeczywistych dochodzi do sprzężeń zwrotnych tj. do takich oddziaływań kiedy parametry wyjściowe modyfikują stan wejściowy np. przebieg procesu zużywania oddziałuje na rodzaj tarcia.

Trudno jest określić formalny związek między wymienionymi wyżej parametrami. Z tego też względu skomplikowane jest również matematyczne ujęcie struktury układu tribologicznego. Zapis (1), wyrażający zużycie jako funkcję wielu parametrów wejściowych $x_1, x_2, \dots$ i ich wzajemnych związków $x_1x_2, x_1x_3, \dots$ jest jedynie poglądowy.

$$Z = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n, x_1x_2, x_1x_2 \dots x_{n-1}x_n, x_1x_2x_3, x_1x_2x_n, \dots) \quad (1)$$

Wiele z parametrów ujętych we wzorze (1) jest znanych, ale istnieją problemy ich matematycznego zdefiniowania. W tym celu stosuje się metody dekompozycji problemu, oceniając wpływ jednego z czynników na zużycie przy założeniu, że pozostałe są niezmiennie lub ... ich brak. Prowadzi to do błędów, zwłaszcza przy przeniesieniu rezultatów uzyskanych na stanowisku badawczym do układów rzeczywistych.

Jeśli zatem istnieją trudności we właściwym opisie układu tribologicznego jakim jest pierścień tłokowy, tuleja cylindrowa, tłok i olej smarny to trudno zdefiniować poprawnie przyczyny anomalii zużywania się zachodzących w tym układzie tj. anizotropii zużywania promieniowego tulei cylindrowych [17], [56], [57]

Powszechnie wiadomo, że tuleje zużywają się nierównomiernie wzdłuż tworzącej, natomiast anizotropii zużycia promieniowego poświęcono mniej uwagi, co ma swoje odbicie w luce informacyjnej w dostępnej literaturze.

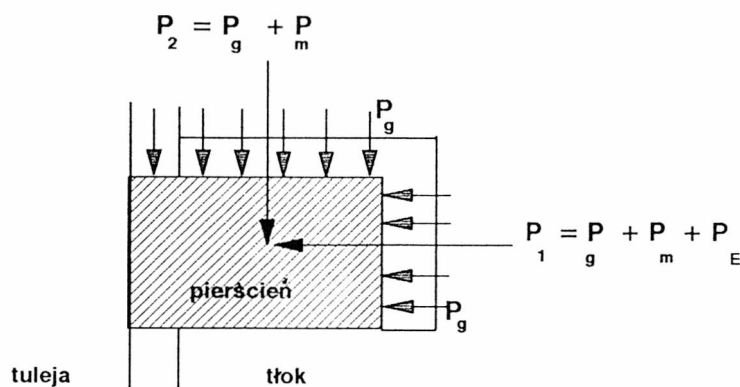
Ta luka informacyjna może być spowodowana brakiem odpowiednich danych z badań lub wynikać z niedoceniań wagi problemu i nie prowadzenia w związku z tym szerokiej analizy danych [23], [24].

Można wysnuć hipotezę, że w tym samym czasie w różnych obszarach tulei zachodzą procesy zużywania, przebiegające wg podobnych praw. Oznacza to, że składowe elementy modelu strukturalnego zużycia w różnych obszarach pracy układu tribologicznego są takie same lecz o innym stopniu nasilenia.

Z tego też powodu poniżej opisano ogólną postać modelu zużywania omawianego układu, prowadząc rozważania nad rodzajami tarcia, procesami zużywania, jak również odpowiadając na pytanie - jakie czynniki mogą mieć wpływ na intensywność zużywania.

5.1. Zużywanie tulei cylindrowych.

Pierścień tłokowy osadzony w rowku tłoka wywiera na gładź cylindra stały nacisk wynikający z własnej sprężystości (P_E) oraz zmienny nacisk wskutek oddziaływania sił gazowych (P_g) - rys. 8.



Rys. 8. Schemat obciążenia gładzi cylindrowej [60].

W oddziaływaniu tym uczestniczy również siła masowa (P_m), związana z układem korbowym i stanowiąca siłę bezwładności części tego układu biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym. Siły P_1 i P_2 (rys. 8.) tworzą siłę wypadkową (N) odpowiedzialną za obciążenie mechaniczne gładzi cylindrowej i decydującą o wartości siły tarcia, która wpływa na wartość zużycia.

Siła tarcia (T_N) uzależniona jest od nacisku (N) oraz współczynnika tarcia (ściśle związanego z własnościami smaru) wg zależności (2)

$$T_N = \mu N \quad (2)$$

Z kolei stan obciążenia, decydujący o wartości siły nacisku N jest wyznaczony przebiegiem procesu roboczego. Wynika stąd, że tak jak ciśnienie w cylindrze, obciążenie jest funkcją okresowo zmienną. Ma to istotne znaczenie dla warunków smarowania, które nie sprzyjają wytwarzaniu stabilnego filmu olejowego o odpowiedniej obciążalności. Należy zatem przyjąć, że w układzie tym występuje przede wszystkim tarcie mieszane i graniczne, a tylko w niektórych momentach pracy i na ograniczonych odcinkach tarcie płynne [60], [70].

Ze zmianą procentowego udziału poszczególnych rodzajów tarcia w czasie pracy układu związane są zmiany współczynnika tarcia [31]. Czas wzajemnego oddziaływania na siebie elementów określony jest prędkością względną pierścienia i tulei. Tak więc w zapisie ogólnym siłę tarcia można wyrazić następująco:

$$T_N = f(N, U, X_{sm}) \quad (3)$$

gdzie: N - nacisk,

U - prędkość ruchu pierścienia po gładzi cylindrowej,

X_{sm} - własności tribologiczne smaru.

W omawianym układzie tribologicznym podczas tarcia wytwarzane jest ciepło, które wraz z ciepłem pochodzącym od procesu spalania stanowią o obciążeniu cieplnym tulei i pierścienia. Ciepło to w istotny sposób zmienia własności fizykochemiczne warstwy smaru, a zatem wpływa na warunki tarcia [25], [40]. Ilość tego ciepła zależy między innymi od przewodności cieplnej elementów układu i własności smaru [12].

Analizując warunki pracy pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej tj. okresowo zmienne obciążenia, duże względne prędkości ruchu elementów, stan cieplny, strukturę geometryczną i oddziaływanie otoczenia można przyjąć, że w w/w układzie wystąpi zużycie będące wynikiem oddziaływania takich procesów jak: zużywanie ścierne (Z_s), zużywanie adhezyjne (Z_a), zużywanie zmęczeniowe (Z_z) i zużywanie korozyjne (utleniające) (Z_k) [40], [70].

Ogólna postać równania zużycia układu pierścień tłokowy - tuleja cylindrowa ma postać (4).

$$Z = f(Z_s, Z_a, Z_z, Z_k, Z_{sk}, Z_{ak}, ...) \quad (4)$$

Zużywanie ścierne występuje wówczas, gdy ubytek materiału spowodowany jest oddzieleniem cząstek materiału wskutek mikroskrawania, rysowania lub bruzdowania. Może być wywołane nierównością powierzchni, ale te ulegają zniszczeniu podczas docierania silnika lub obecnością ścierniwa, którym mogą być metaliczne cząstki powstałe podczas docierania. Cząsteczki ścierniwa mogą powstawać w wyniku zużywania adhezyjnego, zmęczeniowego lub utleniającego (cząsteczki tlenków i węglików). W skrajnych wypadkach mogą to być również cząsteczki pyłu, które przedostały się do silnika np. w wyniku wadliwie działających filtrów.

Trudności w dokładnym określeniu ilości ścierniwa w strefie tarcia jak i poprawny opis własności materiałowych stawiają znak zapytania przy niejednym modelu tego zużycia [66]. Właściwe zdefiniowanie mechanizmu zużywania ściernego komplikuje dodatkowo trudność w poprawnym ustaleniu dominacji jednego z dwóch mechanizmów ścierania tj. tworzenie ostrzy ściernych w wyniku wbijania się twardych cząstek w miękkie podłoże lub swobodne przemieszczanie się cząstek ścierniwa w strefie tarcia.

Mimo to na podstawie licznych modeli opisujących ten proces zużywania [1], [11], [20], [41] można wyróżnić parametry je opisujące. Są to:

- siła nacisku na gładź cylindrową oraz prędkość względna elementów jako parametry procesu tarcia,
- twardość materiału elementów oraz twardość i wielkość cząstek ścierniwa osadzonych w miękkim materiale jako jedno z wielu parametrów, charakteryzujących materiał i strukturę powierzchni tarcia,
- stężenie ścierniwa w substancji smarnej, wymiary swobodnej cząstki ściernej, określające własności substancji smarnej.

Po przeprowadzeniu analizy w/w parametrów można postawić hipotezę, że jedynie odmienne naciski na gładź cylindrową, występujące w różnych obszarach tulei wskutek rozkładu sił w układzie korbowym, mogą wywołać nierównomierność zużywania promieniowego tulei cylindrowej. Niemożliwy jest bowiem udział w anizotropii tego zużycia tulei pozostałych parametrów charakteryzujących zużywanie ściernie, gdyż np. prędkość względna pierścienia i tulei jest we wszystkich kierunkach taka sama, materiał elementów jest ten sam we wszystkich obszarach układu, obróbka technologiczna elementów zapewnia podobieństwo parametrów mikrostruktury powierzchni.

Zużywanie adhezyjne jest to proces powstawania połączeń pomiędzy trącymi się powierzchniami i ich niszczenie spowodowane względnym przesunięciem powierzchni tarcia.

Mechanizm tego procesu opisano szczegółowo w pracy [57]. Okazuje się, że i w tym przypadku jest możliwe zbudowanie kilku różnych modeli strukturalnych. Modele te bazują na analizie procesów chemicznych jakie zachodzą w strefie tarcia [1], [50], [51]. Podstawowymi parametrami dla tych modeli są: funkcja Misesa, opisująca warunki odkształcenia plastycznego materiału elementów układu oraz współczynnik zdefektowania filmu olejowego, ujmujący zmiany energetyczne w smarze. Do ich wyznaczenia stosuje się inne współczynniki, wynikające z warunków przebiegu procesu tarcia, i których wartości są skrajnie różne w zależności od tych warunków [70].

Analizując modele zużywania adhezyjnego moza, mimo trudności w jednoznacznym opisie matematycznym, określić zbiór parametrów charakteryzujących ten proces:

- siła nacisku na gładź cylindrową, prędkość względna elementów układu, temperatura substancji smarnej oraz współczynnik tarcia jako parametry opisujące proces tarcia,
- objętość molowa i ciężar molekularny substancji smarnej jak również ciepło adsorpcji oleju na powierzchni smarowanej, charakteryzujące własności oleju smarującego,
- twardość oraz przewodność cieplna materiałów elementów układu, opisujące materiał powierzchni trących.

Szczególną rolę w zużywaniu adhezyjnym odgrywa ciepło adsorpcji oleju, gdyż charakteryzuje ono zarówno własności substancji smarnej jak i własności energetyczne powierzchni smarowanej.

W literaturze przedmiotu istnieje szereg modeli pozwalających wyznaczyć ciepło adsorpcji, ale i w tym przypadku napotyka się na rozbieżność między teorią, a doświadczeniem, polegającą na braku poprawnego zdefiniowania zależności między ciepłem adsorpcji i temperaturą oraz tzw. stopniem pokrycia powierzchni adsorbentu.

Uwzględniając model tarcia mieszanego i granicznego [40], [70] nasuwa się wniosek o nierównomiernym zużywaniu powierzchni trących, wynikający z warunków cieplnych w strefie tarcia tj. temperatury czynnika smarującego i przewodności cieplnej elementów układu. Pozostałe parametry, opisujące zużywanie adhezyjne - podobnie jak dla zużywania ściernego, nie wpływają na anizotropię zużywania promieniowego tulei cylindrowej.

Zużywaniem zmęczeniowym jest proces, w którym występują ubytki materiału wywołane cyklicznymi obciążeniami warstw wierzchnich trących się elementów. Ubytki materiałowe następują po przekroczeniu krytycznej liczby cykli obciążeń, której wartości zależą od warunków ruchu elementów układu tribologicznego i stanu naprężeń. Innymi słowy do parametrów odpowiedzialnych za zużywanie zmęczeniowe zaliczyć należy:

- siłę normalną, obciążającą gładź cylindrową i współczynnik tarcia opisujące proces tarcia,
- parametry charakteryzujące własności powierzchni tj. chropowatość, maksymalne naprężenia styczne i granica wytrzymałości na ścinanie,
- parametry drogi tarcia, czyli liczba cykli (przebiegów ślizgowych) i długość drogi tarcia.

Analiza zużywania zmęczeniowego, dokonana w oparciu o prace [6], [7], [38] umożliwiła stwierdzenie, że proces ten odgrywa istotną rolę w zużywaniu całego układu tribologicznego tylko wówczas, gdy nie występują inne procesy zużywania o dużej intensywności np. zużywanie adhezyjne. Wynika to z faktu, że w wyniku ubytku materiału spowodowanego takimi procesami niemożliwe jest nagromadzenie się zmian w warstwie wierzchniej prowadzących do dekohezji materiału.

Z powyższych rozważań wynika, że zużywanie o charakterze zmęczeniowym może mieć swój udział w anizotropii zużywania promieniowego tulei cylindrowej jedynie wtedy, gdy w różnych obszarach układu wystąpią odmienne obciążenia oraz inne liczby cykli wynikające z bocznych, dynamicznych oddziaływań tłoka na tuleję.

Powierzchnie pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej pokrywają się produktami korozji atmosferycznej tj. warstewkami tlenków, wskutek chemisorpcji oraz produktami utleniania dyfuzyjnego w wyższych temperaturach. Ponadto, materiał powierzchni ślizgowej może ulegać korozji w wyniku oddziaływań procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej.

Tarcie współdziałające z wspomnianymi wyżej procesami chemicznymi powoduje wyraźne zmiany w układzie tribologicznym, określane mianem zużywania korozyjnego [70] lub utleniającego [40]. Są to zmiany składu chemicznego warstwy wierzchniej, polegające najczęściej na wzbogaceniu jej w tlen [42]. Kolejnym etapem omawianego procesu jest niszczenie powstałych tlenków pod wpływem obciążeń normalnych i stycznych. Nasuwa się zatem związek tego procesu z innymi tj. zużywaniem adhezyjnym między czystymi metalicznie powierzchniami, odsłoniętymi po usunięciu warstewek tlenków lub zużywaniem zmęczeniowym w wyniku cyklicznego oddziaływania obciążeń normalnych i stycznych. Trudno zatem zdefiniować na ile dane zużycie było wynikiem wyłącznie zużywania utleniającego.

Jeśli zużywanie utleniające "ma odpowiadać" za nierównomierność zużywania promieniowego tulei cylindrowej to jest to możliwe tylko w przypadku odmiennych temperatur w różnych strefach pracy układu lub wskutek nierównomiernego rozkładu obciążeń mechanicznych gładzi cylindrowej.

Pozostałe parametry takie jak: czas, prędkość ruchu elementów względem siebie, własności substancji smarnej, energia aktywacji procesu utleniania, twardość materiału są jednakowe we wszystkich obszarach i małe jest prawdopodobieństwo ich wpływu na anizotropię zużywania promieniowego tulei.

Z przytoczonych rozważań wynika, że zużywanie układu pierścieni tłokowy - tuleja cylindrowa jest uwarunkowane szeregiem parametrów charakteryzujących: proces tarcia, materiał i strukturę powierzchni tarcia, substancję smarującą

oraz drogę tarcia. Mimo braku pełnych korelacji lub wręcz odmiennych rezultatów uzyskiwanych przy stosowaniu różnych modeli, opisujących poszczególne rodzaje zużycia, można w każdej grupie wytypować takie parametry, które występują niezależnie od matematycznego ujęcia, w poszczególnych modelach [70]. Są to:

- dla zużycia ściernego: obciążenie normalne gładzi tulei cylindrowej oraz prędkość pierścienia względem tulei,
- dla zużycia adhezyjnego i utleniającego: obciążenie normalne gładzi tulei, prędkość względna elementów, współczynnik tarcia oraz temperatura substancji smarnej w strefie styku elementów,
- dla zużycia zmęczeniowego: obciążenie normalne gładzi cylindrowej i współczynnik tarcia.

Obciążenie, prędkość i współczynnik tarcia wyznaczają siłę tarcia, natomiast łącznie wszystkie parametry określają temperaturę w strefie tarcia, charakteryzującą stan energetyczny układu.

Można było zatem postawić wniosek, że rozwiązania zagadnienia nierównomiernego zużycia promieniowego tulei cylindrowych należy upatrywać w obciążeniach mechanicznych, procesach chemicznych i obciążeniach cieplnych, zachodzących w otoczeniu tulei, które w różnych obszarach danego układu mogą osiągać inne wartości.

5.2. Obciążenie mechaniczne, a nierównomierność promieniowego zużycia tulei cylindrowej.

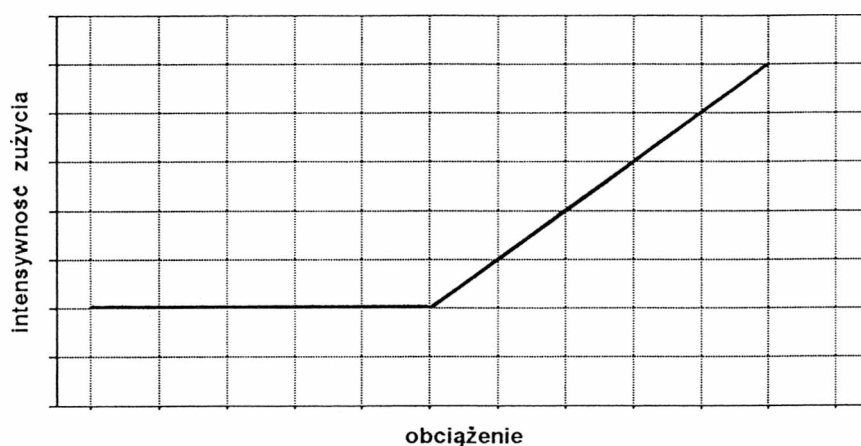
Obciążenia mechaniczne układu tribomechanicznego pierścieni tłokowy - tuleja cylindrowa spowodowane są oddziaływaniem sił gazowych i sił bezwładności elementów ruchowych (rys. 8.). Dodatkowe naprężenia w elementach układu mogą wystąpić wskutek drgań, odkształceń kadłuba lub wadliwego montażu. Wartości sił występujących w omawianym układzie zależą od wartości ciśnienia w cylindrze i stosunków geometrycznych poszczególnych elementów.

W aspekcie dynamicznego obciążenia gładzi cylindrowej istotną rolę odgrywają wartości siły normalnej i zmiany jej zwrotu, dynamiczny boczny ruch wężykowy tłoka [63] oraz gradienty przyspieszeń tłoka w cylindrze, wynikające ze zmian przyspieszeń kątowych wału korbowego [70]. Wpływ obciążenia tulei na intensywność zużycia (wartość zużycia odniesiona do jednostki drogi lub czasu tarcia) jest proporcjonalny i wyrażony uogólnioną postacią wg [36].

$$I = \frac{Z}{S} = K N^x \quad (5)$$

gdzie: I - intensywność zużywania,
 Z - wartość zużycia,
 S - parametr ruchu tarcia (droga, czas),
 K - współczynnik proporcjonalności,
 N - siła nacisku na gładź cylindrową,
 x - wykładnik potęgowy, zależny od rodzaju materiału,

Związek ten można zilustrować graficznie jak na rys. 9.



Rys. 9. Schemat zmian intensywności zużywania przy zmianie obciążenia [33].

Kształt krzywej na rysunku 9. wynika z wzajemnych zależności między parametrami prawej strony równania (5). Jeśli obciążenie "N" wzrasta to zwiększa się wartość współczynnika "K", ale równocześnie maleje wykładnik "x" dążący do jedności. Wzrost obciążenia w pierwszej części wykresu oznacza stałą intensywność zużywania, czyli stały przyrost wartości zużycia w jednostce drogi lub czasu tarcia (np. zużywanie utleniające), w drugiej części wykresu wzrost obciążenia wywołuje wzrost intensywności zużywania (np. zużywanie adhezyjne). Teoria Kosteckiego, zaprezentowana powyżej, traktuje wpływ obciążenia na intensywność zużywania w pewnych wysublimowanych sytuacjach, nie odzwierciedlając w pełny sposób przebiegu procesu zużywania. Model ten ujmuje tylko wpływ indywidualnych różnic odporności materiału na zużywanie.

Znacznie szerzej omawiane zagadnienie potraktowali Niewczas [46] i Sitnik [55], którzy wyeliminowali istnienie obszarów stałych intensywności zużycia, uwzględniając dodatkowo losowe zróżnicowanie obciążeń, zmieniających się w czasie, tak charakterystyczne dla dużej grupy maszyn - w tym i dla silników spalinowych.

Standaryzacja modelu matematycznego, opisującego kavitacyjne zużycie tulei cylindrowych [55], stwarza możliwość hipotetycznej analizy pełnego procesu zużycia. Masę oderwanego (zużytego) materiału ($M(t)$) można wyrazić zależnością (6) [55]:

$$M(t) = a [\ln(t + 1)]^b \quad (6)$$

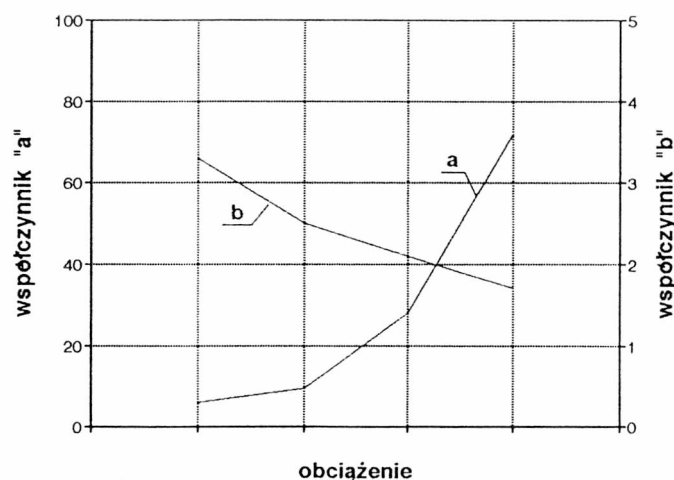
a intensywność zużycia ($M(t)$) jako pochodną w czasie (7):

$$M(t) = \frac{a b}{t + 1} [\ln(t + 1)]^{(b - 1)} \quad (7)$$

gdzie: t - czas,

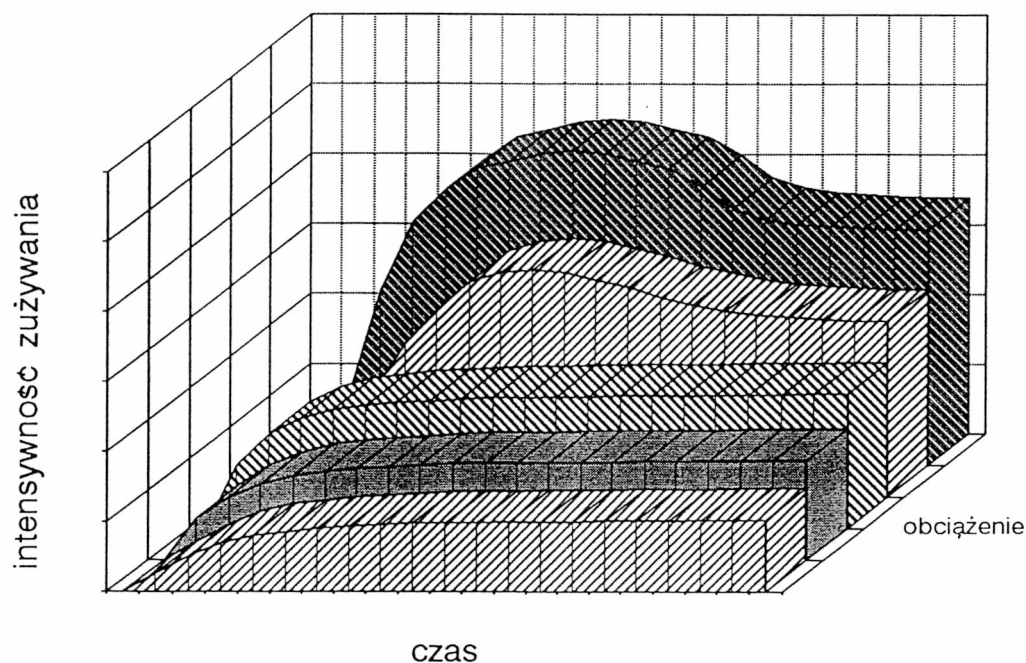
a, b - współczynniki uwzględniające parametry losowych rozkładów m.in. odstępów czasowych i obciążenia

Współczynniki a i b (6) (7) zależą od obciążenia jak na rys. 10.



Rys. 10. Zmiana wartości współczynników a i b w funkcji obciążenia.

Pozwala to wykreślić graficzną postać intensywności zużywania w funkcji czasu i obciążenia - rys. 11.

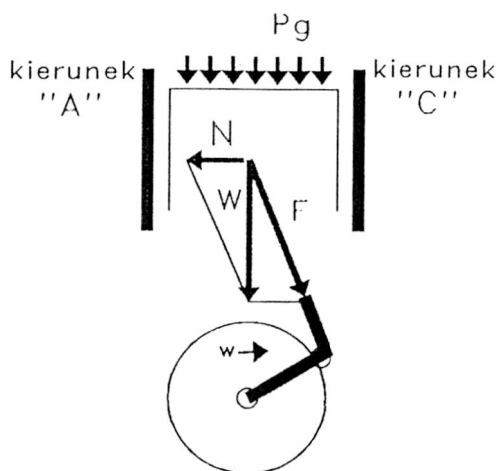


Rys. 11. Schemat zmian intensywności zużywania przy zmianie obciążenia w czasie [55].

Wykazany związek obciążenia z intensywnością i wartością zużycia [33], [46], [55] oznacza, że jeśli w dowolnym kierunku pomiarowym tulei wystąpi większa siła nacisku na gładź cylindrową to wystąpi tam większe zużycie, o ile inne parametry tarcia nie będą osłabiać tego oddziaływania [14], [33]. Bowiem np. wg teorii molekularno-mechanicznej Kragielskiego [36] istnieje związek pomiędzy obciążeniem i współczynnikiem tarcia taki, że wzrost obciążenia przy styku sprężystym powoduje spadek współczynnika tarcia, a dla oddziaływań plastycznych współczynnik tarcia rośnie [40].

Powyższe rozważania sygnalizują konieczność: identyfikacji obciążeń mechanicznych układu tuleja - pierścień tłokowy dla badanych silników i oceny ich pod kątem anizotropii zużycia tulei cylindrowej.

Do analizy obciążeń mechanicznych tulei cylindrowej i zdefiniowania ich związku ze zmierzonym zużyciem należało określić siły działające w układzie korbowym [35], [47], do czego niezbędne było uzyskanie przebiegu ciśnienia w cylindrze podczas pełnego cyklu wymiany ładunku w silniku. Wybrane siły działające w mechanizmie korbowym można przedstawić jak na rys. 12.



P_g - siła gazowa,
 P_m - siła bezwładności części
 biorących udział w ruch
 posuwisto-zwrotnym,
 N - siła normalna (nacisk),
 W - siła wypadkowa $W = P_g + P_p$,
 F - siła styczna,
 w - prędkość kątowa silnika,

Rys. 12. Schemat wybranych sił w układzie korbowym.

Siła N tzw. siła normalna jest tą siłą, która odpowiada za wielkość zużycia tulei, będącego wynikiem oddziaływania tłoka i pierścieni tłokowych na gładź cylindrową. Siła normalna wynika z siły gazowej P_g i siły bezwładności P_m , wywołanej ruchem posuwisto-zwrotnym tłoka i częścią masy korbowodu.

W oparciu o schemat (rys. 12.) i korzystając z zależności (8) $\rightarrow$ (14) [35], [47] przeprowadzono szczegółowe obliczenia wartości i określono zwrot siły N [62].

Siła gazowa

$$P_g = p \frac{\pi D^2}{4} \quad (8)$$

gdzie: p - ciśnienie w cylindrze, w danej chwili, MPa
 D - średnica tulei, m (0.10718 m).

Siła bezwładności
 części biorących
 udział w ruchu
 posuwisto-zwrotnym

$$P_m = m_p b \quad (9)$$

gdzie: m_p - masa części biorących udział w ruchu
 posuwisto-zwrotnym, kg
 b - przyspieszenie w danej chwili masy m_p , $\frac{m}{s^2}$

$$m_p = m_{tł} + m_{sw} + 2m_{seg} + 2m_{pu} + m_{pz} + m_{kb} \quad (10)$$

gdzie: $m_{tł}$	- masa tłoka	1.6660, kg
m_{sw}	- masa sworznia	0.4681, kg
$2m_{seg}$	- masa dwóch pierścieni Segera	0.0049, kg
$2m_{pu}$	- masa dwóch pierścieni uszczelniających	0.0563, kg
m_{pz}	- masa kompletnego pierścienia zgarniającego	0.0324, kg
m_{kb}	- masa części korbowodu biorąca udział w ruchu posuwisto-zwrotnym (wyznaczona metodą wagową [37])	0.6401, kg

$$b = \left(\frac{\pi n^2}{30} \right) R \left[\cos(\varphi) + \left(\frac{R}{L} \right) \cos(2\varphi) \right] \quad (11)$$

gdzie: n	- prędkość obrotowa silnika, obr/min
R	- promień wykorbenia wału korbowego, m (0.060325 m)
φ	- bieżąca wartość kąta obrotu wału korbowego, deg
L	- długość korbowodu, m (0.22375 m)

$$\text{Siła wzdłużna} \quad W = P_g + P_m \quad (12)$$

$$\text{Siła normalna} \quad N = W \operatorname{tg}(\beta) \quad (13)$$

$$\beta = \arcsin\left(\left(\frac{R}{L}\right)\sin(\varphi)\right) \quad (14)$$

Z obliczeń tych wynika, że obciążenie mechaniczne nie wpływa na nierównomierność zużywania tulei. Zwrot siły N (kierunek pomiarowy "A") jest bowiem przeciwny do miejsca wystąpienia maksymalnego zużycia tulei cylindrowej (Eys. 13, 14, 16.).

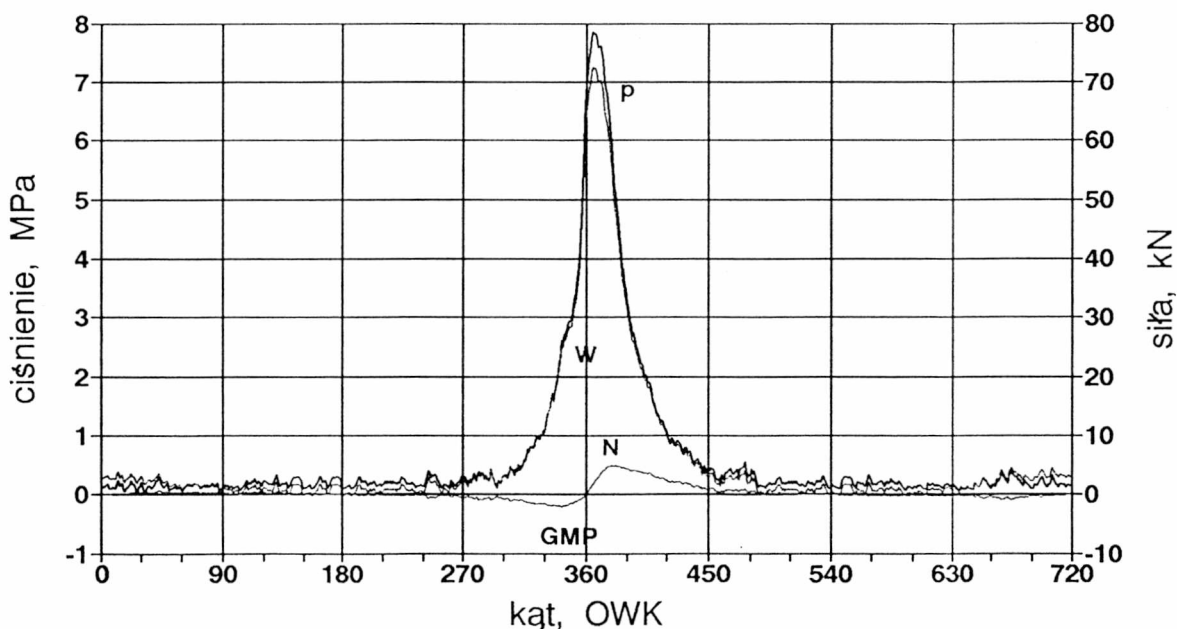
Pozwala to wstępnie postawić hipotezę o braku udziału obciążenia mechanicznego w anizotropii zużywania tulei cylindrowych.

Do obliczenia wartości w/w sił niezbędna była znajomość chwilowego ciśnienia w cylindrze [4]. Zmierzono je na stanowisku badawczym w hamowni silnikowej - załącznik nr 2.

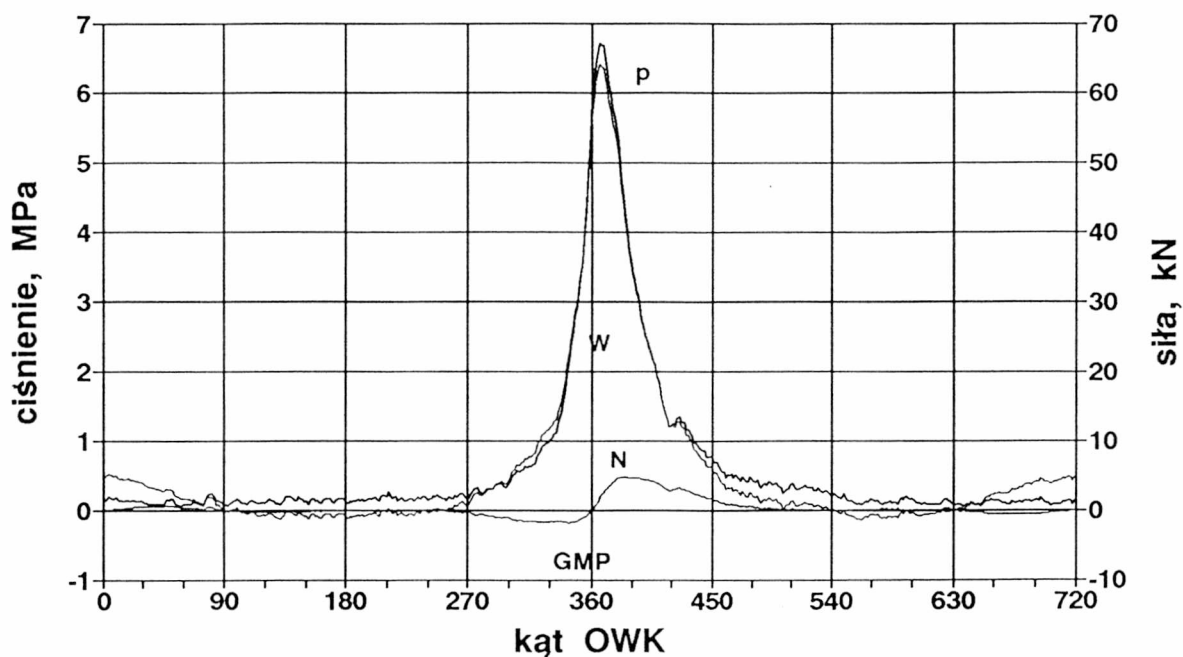
W pracy przedstawiono przykładowo wyniki pomiarów i obliczeń (rys. 13. i 14.) dla maksymalnej mocy i maksymalnego momentu tj. $Ne_{max} = 82,3$ kW przy prędkości obrotowej silnika $n = 2300$ obr/min i $Mo_{max} = 377$ Nm dla 1600 obr/min. Analiza warunków pracy dla tych parametrów silnika jest bardzo istotna, bowiem silnik jest wówczas maksymalnie obciążony [26], [44], [43], [58].

Po dokonaniu analizy wartości i kierunku siły normalnej N , w obu rozpatrywanych przypadkach (Ne_{max} i Mo_{max}), potwierdzono słuszność wcześniejszych twierdzeń, że tłok oddziałuje na tuleję z maksymalną siłą N w kierunku "A" co nie pokrywa się z kierunkiem maksymalnego zużycia - kierunek pomiarowy "C".

Wartość siły promieniowej pierścienia P_E (rys. 8.), wynikająca z jego konstrukcji i celu (uszczelnienie komory spalania) nie została uwzględniona w obliczeniach ze względu na jej małą wartość (w porównaniu z wartościami sił pochodzącymi od tłoka), nieprzekraczającą 30 N [15].



Rys. 13. Zmienność siły normalnej "N", siły wypadkowej "W" oraz ciśnienia w cylindrze "p" przy parametrach charakterystyki zewnętrznej dla 1600 obr/min.



Rys. 14. Zmienność siły normalnej "N", siły wypadkowej "W" oraz ciśnienia w cylindrze "p" przy parametrach charakterystyki zewnętrznej dla 2300 obr/min.

Obok wspomnianych już sił działających na gładź cylindrową występują dodatkowe boczne siły, będące skutkiem: poprzecznego przemieszczania się tłoka w granicach luzu w cylindrze i jego ruchu wahliwego wokół osi sworznia.

Oznacza to, że ruch tłoka nie jest prostoliniowy - mówi się o tzw. "wężykowaniu tłoka" [35].

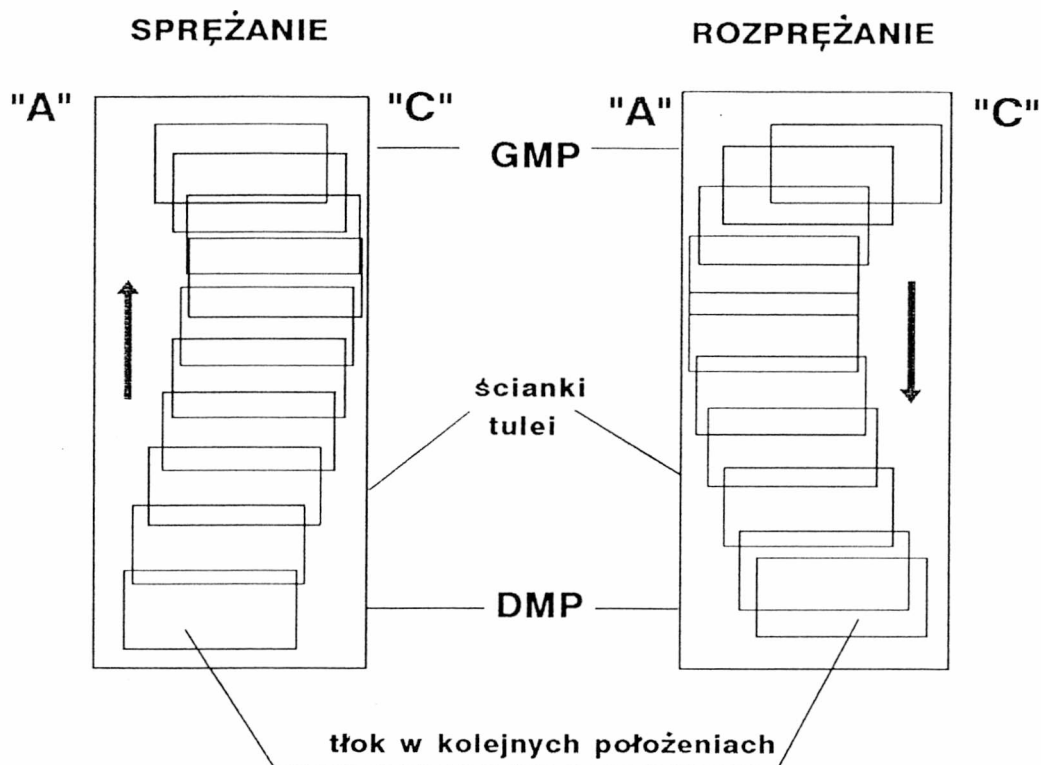
Opierając się na badaniach W. Steidla [59] wynikających z analizy równowagi sił i momentów działających na tłok można było przyjąć model bocznych przemieszczeń tłoka w funkcji położenia wału korbowego - rys. 15.

Dla pełnego obrazu wężykowania tłoka w cylindrze pokazano przykładowy wykres zmienności siły normalnej - rys. 16.

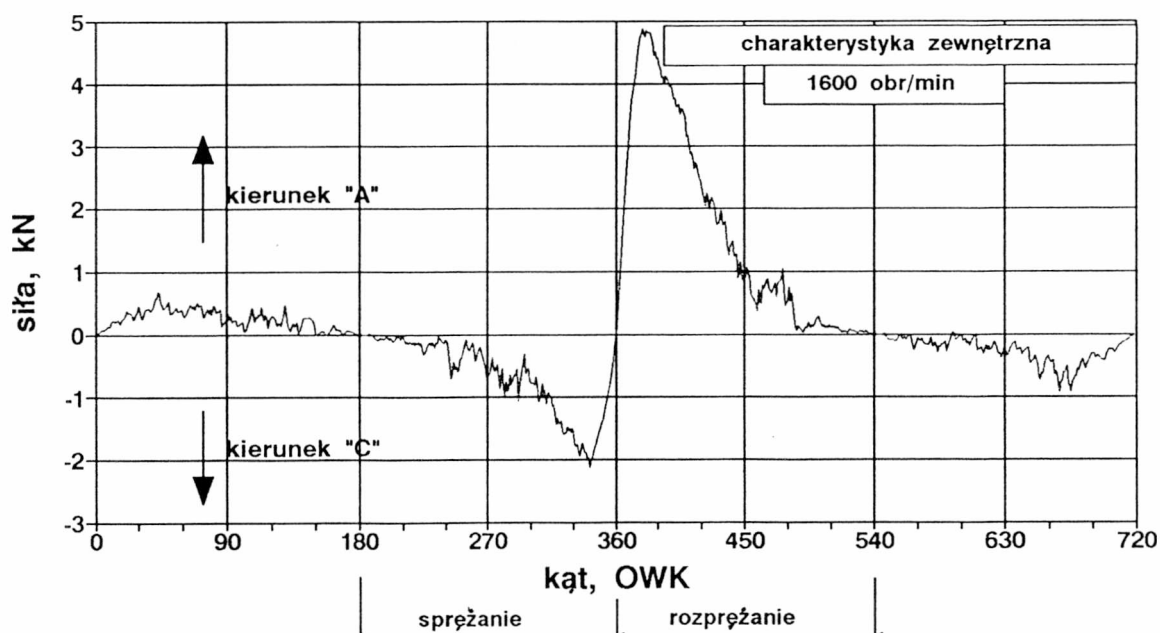
Z zestawienia modelu wężykowania tłoka (rys. 15.) i wartości siły N (rys. 16.) wynika, że podczas cyklu sprężania tłok przemieszczając się w kierunku zwrotu zewnętrznego (GMP) mocniej przylega do gładzi cylindra po stronie kierunku pomiarowego "C". Po osiągnięciu GMP tłok zmienia kierunek ruchu, z równoczesnym, gwałtownym przemieszczeniem się w stronę "A".

Z powyższego opisu wynika, że boczne dynamiczne obciążenie, mające w chwili zmiany kierunku ruchu tłoka charakter uderowy (wynikające z ruchu

wężykowego tłoka) może być raczej przyczyną zwiększonego zużycia tulei w kierunku "A" niż w kierunku "C".



Rys. 15. "Wężykowanie" tłoka w cylindrze.



Rys. 16. Przykładowy przebieg siły normalnej N.

Zwiększone zużycie w kierunku pomiarowym "C" można wytłumaczyć brakiem odpowiednich warunków smarowania i wystąpieniem tarcia mieszanego lub nawet granicznego, towarzyszących ruchowi tłoka do góry podczas suwu wydechu, który wywiera większy nacisk w tym czasie na tuleję po stronie "C" niż po stronie "A" (ruch wężykowy). Gładź cylindrowa pozbawiona jest wówczas (całkowicie lub częściowo) oleju smarnego, który ulega wypaleniu podczas suwu pracy. Z tego też względu istotne są własności smaru, uzależnione od temperatury otoczenia - komory spalania.

Powyższe spostrzeżenie, w którym łączy się zagadnienia obciążeń mechanicznych i smarnych układu tribologicznego wymaga rozszerzenia analizy na zagadnienia cieplne i związane z tym zmiany własności oleju.

Można postawić hipotezę, że zarówno wartości i kierunek siły N jak i ruch wężykowy tłoka nie uczestniczą istotnie w powstawaniu nierównomierności zużycia tulei, polegającym na wystąpieniu większego zużycia w kierunku "C" niż w innych kierunkach.

Pozostało zatem do analizy obciążenie cieplne tulei cylindrowych.

5.3. Temperatura, a zużycie.

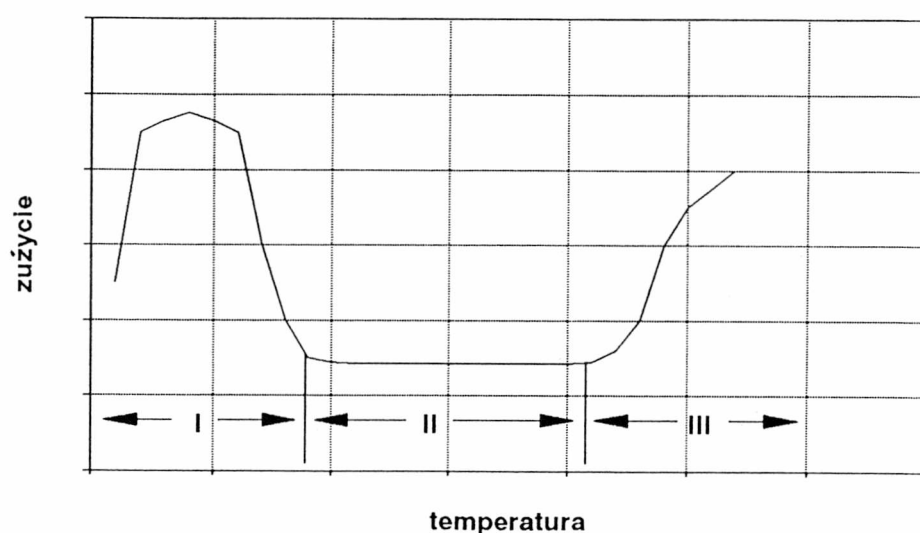
Zależność zużywania od temperatury przemieszczających się po sobie elementów układu zazwyczaj mieści się w rozważaniach nad wpływem względnej prędkości ich poślizgu. Jest to uwarunkowanie historyczne, wynikające z faktu, że w przeszłości łatwiej było ocenić prędkość względną elementów i oszacować jej związek ze zużyciem niż z temperaturą w strefie tarcia. Dopiero później stwierdzono, że w naturalnych warunkach wytworzone ciepło i jego miernik - temperatura są proporcjonalne do prędkości tarcia.

Oznacza to, że ich wpływy są podobne [26], [33], a oba czynniki tworzą tzw. charakterystykę prędkościową, która stanowi o stanie energetycznym układu tribologicznego.

Ciepło tarcia, w jakie zamienia się prawie cała praca tarcia, wywołuje podwyższenie temperatury trących się ciał. Stan cieplny warstwy wierzchniej charakteryzowany jest gradientem temperatury, który zmienia jej własności i istotnie wpływa na proces tarcia np. zwiększa udział odkształceń plastycznych przez spadek twardości warstwy wierzchniej, mięknięcie, a nawet topnienie materiału [40]. Stan ten zależy zarówno od parametrów ruchu (obciążenie i prędkość) jak i cech materiałowych (przewodność i pojemność cieplna, ciepło właściwe).

Zagadnieniem wpływu temperatury na proces zużywania zajmowali się między innymi Block, Bowden, Rigler [60] czy wspomniany już Kragielski [36], [37], którzy stosowali do rozpatrywania tego zagadnienia różne modele i opisy. Całościowo ujął to Kostecki [33], wg którego zależność zużywania od temperatury przedstawia się jak na rys. 17. Krzywa zużycia na tym rysunku dzieli się na trzy oddcinki, które obrazują:

- I - zużywanie patologiczne - adhezyjne,
- II - ustabilizowane zużywanie (niezależne od temperatury),
- III - zużywanie patologiczne - cieplne.

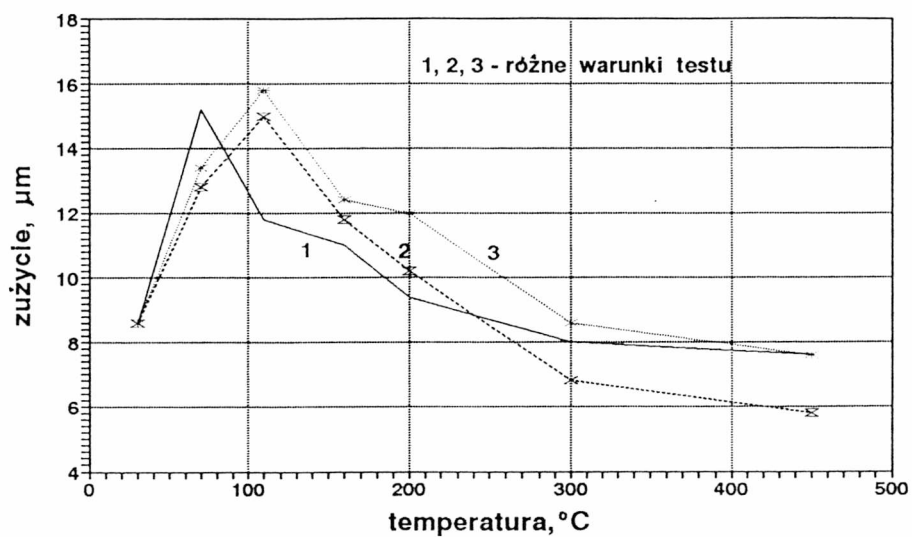


Rys. 17. Schemat zmian zużywania w zależności od temperatury [33].

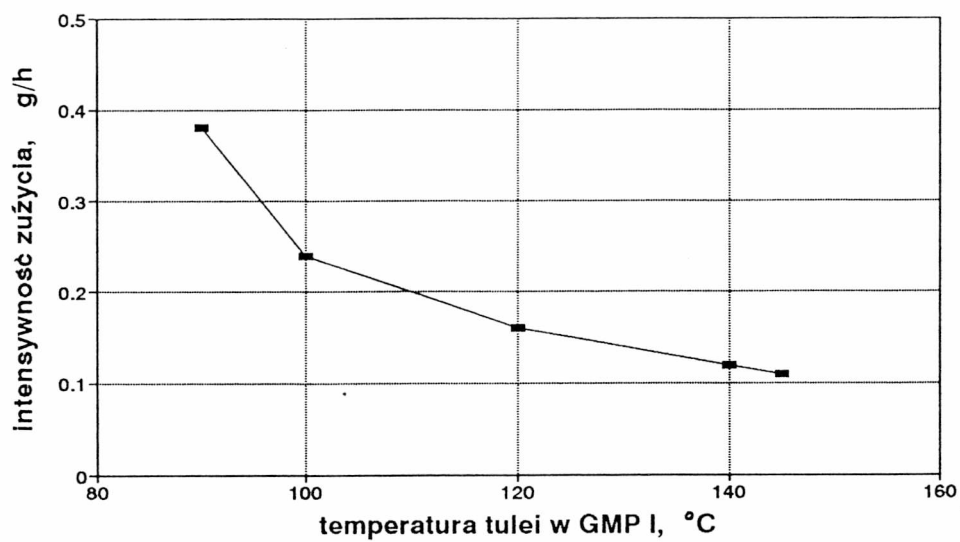
Przejście z jednego obszaru do drugiego charakteryzują temperatury krytyczne, których wartości zależą od własności materiału oraz ośrodka w jakim tarcie się odbywa.

Wyniki badań doświadczalnych (rys. 18, 19, 20.) zawarte w pracach [34], [36], [67] potwierdzają schematyczny przebieg zużywania w funkcji temperatury w obszarze I-szym z rys. 17.

Z powyższych rozważań wynika, że istnieje bardzo "silny" związek zużywania z temperaturą w strefie tarcia. Zwracając uwagę na wartości temperatury elementów układu pierścien - tuleja (poniżej 300 °C [70]) analizowana zależność jest odwrotnie proporcjonalna. Zdają się to potwierdzać wyniki, pochodzące z badań na obiektach rzeczywistych - rys. 19, prowadzonych w zakresie temperatury z obszaru I-go (rys. 17.).

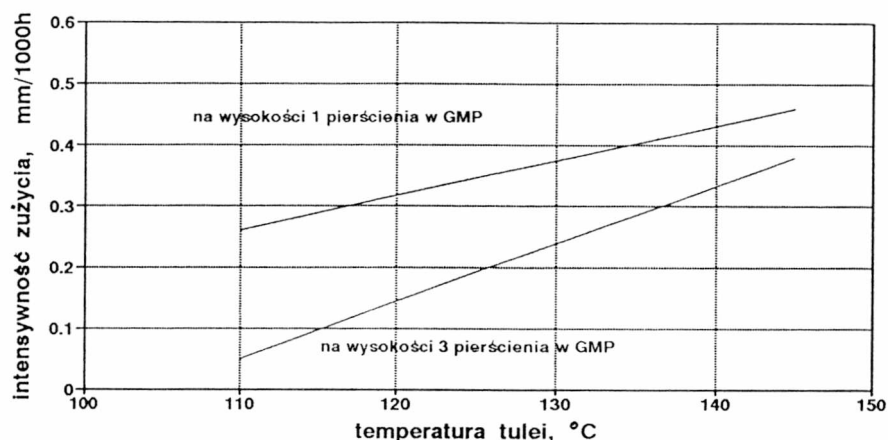


Rys. 18. Zmiany ubytku materiału (stal 1018) w funkcji temperatury [67].



Rys. 19. Wpływ temperatury na intensywność zużywania tulei cylindrowej silnika Crosley [5].

W praktyce badawczej obiektów rzeczywistych występują również odmienne przypadki zależności zużycia i temperatury - rys. 20.



Rys. 20. Wpływ temperatury powierzchni na zużycie tulei cylindrowej silnika Sulzer 9RD90 [5].

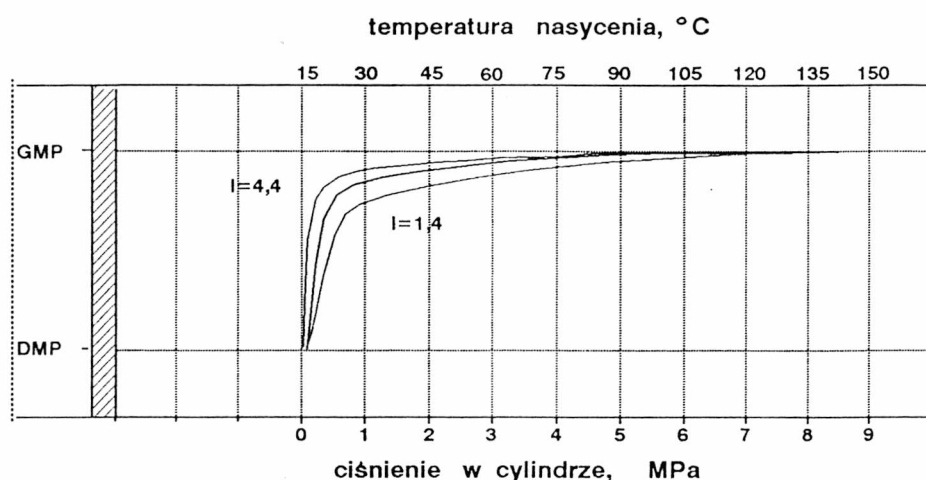
Badania prowadzone w warunkach naturalnych, na obiektach rzeczywistych potwierdzają związek zużycia z temperaturą, ale ze względu na odmienne skutki pozwalają wysnuć wniosek, że istnieją dodatkowe czynniki, które łącznie z temperaturą intensyfikują lub osłabiają proces zużycia.

Ciepło tarcia "potęgowane" energią cieplną procesu spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej, może wywoływać nietribologiczne zmiany w strefie tarcia, które ostatecznie mogą potęgować zużycie, zwane nietribologicznym.

Jest nim zużycie korozyjne, które wywoływane jest wilgocią powietrza zasysanego do komory spalania oraz składem chemicznym paliwa i ściśle związane z wartością temperatury.

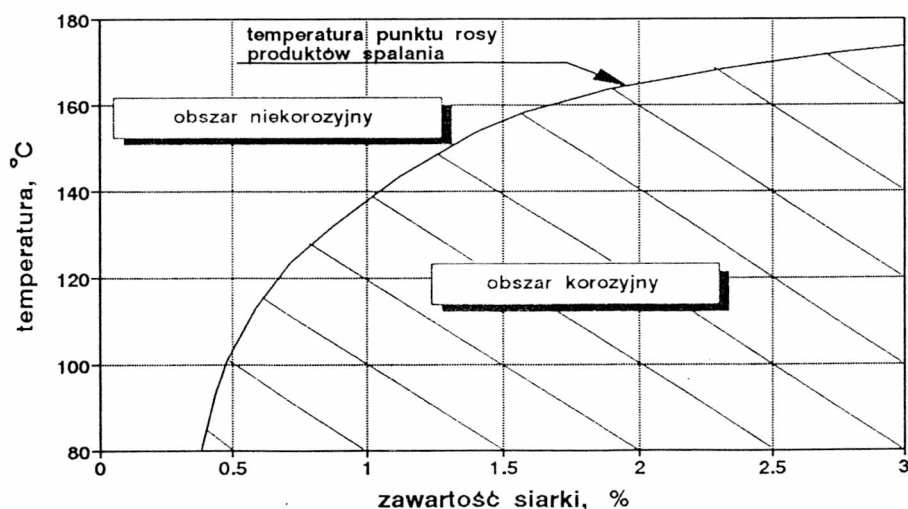
Para wodna, powstająca przy spalaniu, w odpowiednich warunkach termodynamicznych (gdy ciśnienie cząstkowe pary wodnej jest wyższe od ciśnienia nasycenia - punkt rosy) ulega kondensacji na ściankach komory spalania. Wg Mackerle'a [45] temperatura nasycenia produktów spalania zmienia się w zależności od ciśnienia w komorze spalania i współczynnika nadmiaru powietrza - rys. 21.

Aby zapobiec korozji, temperatura ścianki komory nie powinna spadać poniżej wartości wykazanych na rysunku 21. W przeciwnym wypadku para wodna ulegnie kondensacji. Sama obecność wilgoci na ściankach komory spalania nie wywołuje jeszcze korozji. Dopiero tworzenie podczas spalania kwaśnych produktów (głównie związków siarki występującej w paliwie) wywołuje korozję elektrochemiczną.



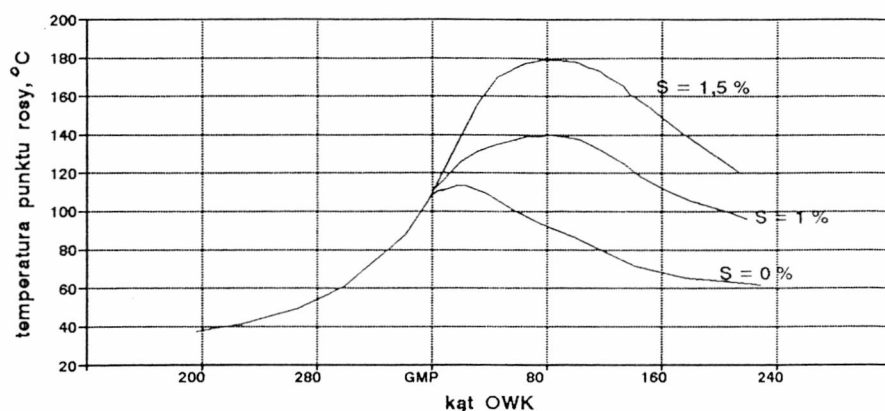
Rys. 21. Temperatura nasycenia produktów spalania w cylindrze silnika wysokoprężnego w funkcji położenia tłoka dla paliwa o składzie 86% C, 11% H, 1% O₂, 2% N. [45].

Przedstawiona na rys. 21. temperatura nasycenia dotyczy paliwa pozbawionego siarki. W paliwach handlowych stwierdza się jej obecność na poziomie 0,08% do 1,5% [51]. Siarka zmienia temperaturę punktu rosy podwyższając ją niejednokrotnie o 80 °C [70]. W ten sposób zmienia się również położenie obszaru oddziaływania korozyjnego na elementy układu tribologicznego - rys. 22.



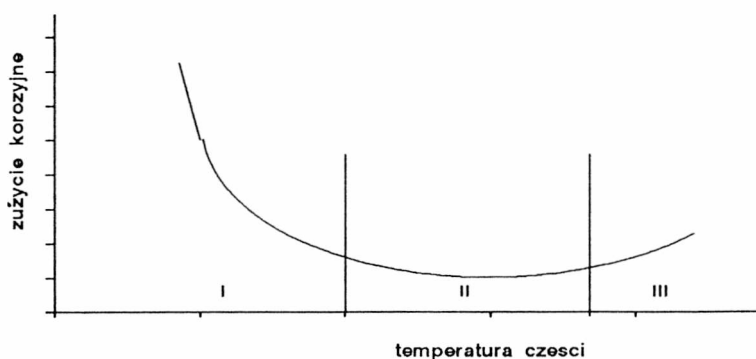
Rys. 22. Temperatura punktu rosy w zależności od zawartości siarki w paliwie [70].

Jeśli uwzględnić zmiany termodynamiczne w jednym cyklu pracy silnika to okaże się, że temperatura punktu rosy ulega również zmianie wraz z kątem obrotu wału korbowego wg zależności jak na rysunku 23.



Rys. 23. Temperatura punktu rosy w komorze spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego [52].

Efektom omawianych powyżej relacji temperatury, wilgoci i zawartości siarki w paliwie jest zużywanie korozyjne. Mechanizm powstawania aktywnego kwasu siarkowego w komorze spalania opisano dokładnie w pracach [9], [70]. Związek zużycia korozyjnego z temperaturą zobrazowano schematycznie na rys. 24.



Rys. 24. Wpływ temperatury na zużywanie korozyjne [35].

Na wykresie (rys. 24.) wydzielono trzy strefy, obrazujące różne sposoby działania korozji w zależności od temperatury. Strefa pierwsza odpowiada intensywnej korozji, występującej przy kondensacji pary wodnej. W strefie drugiej, relacja ta jest osłabiona bo brak jest kondensacji. Trzecia strefa

odpowiada korozji gazowej, zachodzącej powyżej 300°C, ale takie wartości temperatury rzadko występują na powierzchniach trących analizowanego układu [70], stąd też jest to strefa o znikomym znaczeniu.

Proces zużywania korozyjnego wywołany obecnością siarki w paliwie może być intensyfikowany pięciotlenkiem wanadu, jaki powstaje podczas procesu spalania [61]. Działa on mianowicie katalitycznie podczas utleniania dwutlenku siarki na trójtlenek, który jest odpowiedzialny za tworzenie kwasu siarkowego.

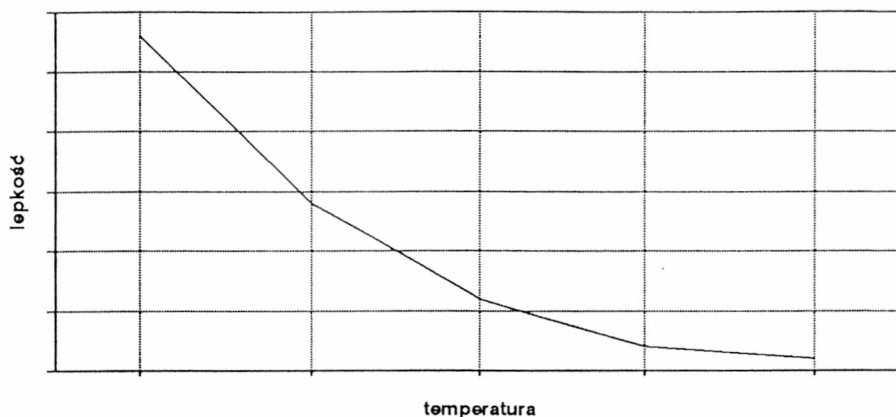
Zużywanie korozyjne jest uzależnione również od szybkobieżności silnika, jako, że kondensacja pary wodnej nie przebiega natychmiast lecz wymaga czasu. Powoduje to, że w silnikach szybkobieżnych powstaje mniej kondensatu niż w silnikach wolnobieżnych. W tym drugim przypadku wartość zużycia korozyjnego może być większa. Może ?... bowiem silniki szybkobieżne są bardziej obciążone cieplnie, a to oznacza większą intensywność osadzania się na ściankach komory smolistych produktów spalania w postaci nagaru. Zanim warstwa nagaru ulegnie wyprażeniu, co powoduje osłabienie więzi cząstek nagaru z podłożem, na jego powierzchni gromadzą się krople paliwa, wzbogacając jądra smoliste nagaru w siarkę. Zawartość siarki w nagarze sześciokrotnie przekracza zawartość jej w paliwie [52], a to oznacza większą ilość kwaśnych produktów przenikających do warstw wierzchnich elementów układu tribologicznego. Trwałość osadu smolistego na ściankach komory spalania, a tym samym czas korozyjnego działania kwaśnych substancji jest uzależniona od temperatury - w niższych trwałość jest duża, w temperaturach wyższych nagar szybko ulega wyprażeniu i usunięciu.

Należy wspomnieć o jeszcze jednym związku cieplnym - temperatury z olejem smarującym [25].

Własności substancji smarnej ulegają zmianom w strefie tarcia pod wpływem różnych czynników.

Istotną rolę z punktu widzenia zużywania odgrywa związek lepkości smaru z temperaturą, zobrazowany na rys. 25. [40].

Zmiana lepkości oleju, obserwowana wraz ze wzrostem temperatury, w pewnych przypadkach może ułatwiać rozprowadzanie oleju po gładzi cylindrowej, zwiększając równomierność rozkładu filmu olejowego, przyczyniając się do zmniejszenia zużycia. W innych przypadkach spadek lepkości może oznaczać odsłonięcie nierówności powierzchni trących i większą podatność na zużywanie ścierne i korozyjne.



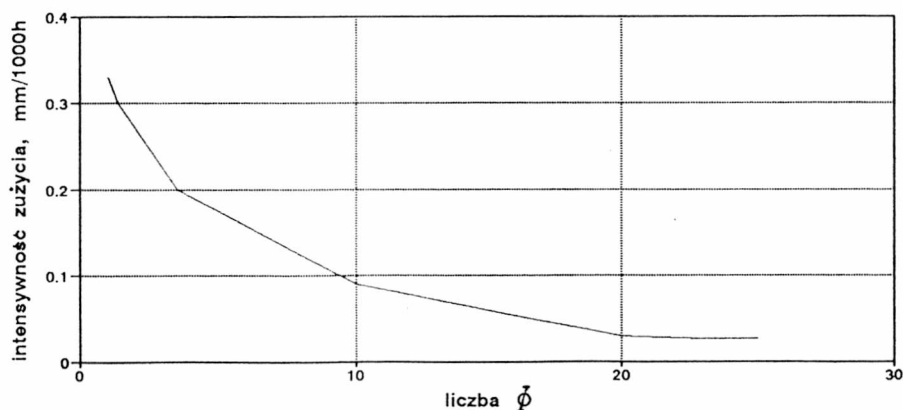
Rys. 25. Schemat zależności lepkości olejów od temperatury [40].

Jeżeli analizowany jest związek zużycia korozyjnego z substancją smarną to uwzględniana jest również druga, bardzo istotna własność oleju - alkaliczność. Jest to własność wyrażająca zdolność danego oleju do neutralizacji kwaśnych produktów spalania. Wyraża się ją przez podanie liczby zasadowej (TBN) lub liczby Φ będącej miernikiem neutralizacji kwaśnych produktów spalania (15) [70].

$$\Phi = \text{TBN} \frac{g_o}{S} \quad (15)$$

gdzie: TBN - liczba zasadowa oleju,
 g_o - jednostkowe zużycie oleju,
 S - zawartość siarki w paliwie.

W pracy [43] Semenow określił zależność zużycia tulei cylindrowej od liczby Φ - rys. 26.



Rys. 26. Zużycie tulei cylindrowej w funkcji liczby Φ [53].

Obydwa wymienione czynniki tzn. spadek lepkości i zmniejszenie ilości kondensatu kwaśnych produktów spalania wraz ze wzrostem temperatury powierzchni trących wywołują na ogół spadek intensywności zużywania tych powierzchni.

Autorzy badań podstawowych, opisanych w pracach [33], [34], [36], [67] wykazali związek zużywania z temperaturą, polegający na tym, że istnieją przedziały temperaturowe, w których wraz ze wzrostem temperatury zużycie maleje oraz takie gdzie zużycie rośnie - rys. 17. i 18.

Wyniki badań na obiektach rzeczywistych są rozbieżne wskazując, że dla różnych obiektów w tych samych przedziałach temperatury może wystąpić spadek lub wzrost zużycia - rys. 19 i 20.

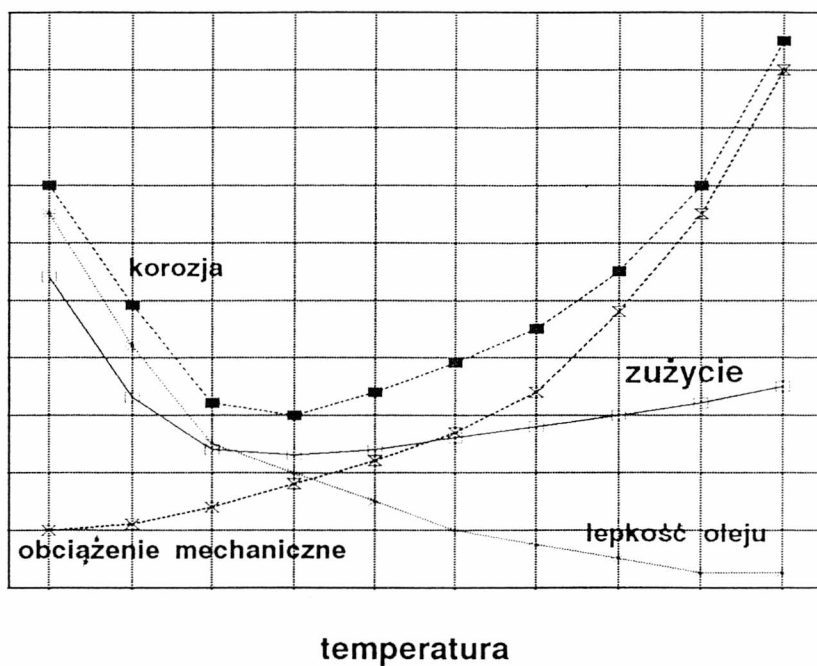
Odmienność oddziaływań temperatury na wartość zużycia pozwala wysnuć wniosek o istnieniu dodatkowych czynników, zależnych od temperatury, które osłabiają lub intensyfikują proces zużywania (zużywanie korozyjne - rys. 24, własności smarne - rys. 25.).

Wykazanie zależności przebiegu procesu zużywania od temperatury, mimo rozbieżności co do skutków oznacza, że jeśli w odmiennych kierunkach jednego poziomu pomiarowego tulei wystąpią różne wartości temperatury to można spodziewać się zróżnicowania wartości jej zużycia.

6. Teza pracy.

Z przytoczonych rozważań literaturowych dotyczących stanu wiedzy na temat nierównomiernego zużywania tulei cylindrowych oraz w oparciu o analizę dynamicznego oddziaływania układu korbowego na tuleję cylindrową, nie można jednoznacznie wskazać przyczyny anizotropii zużywania tulei. Istnieje jednak pewna wspólna cecha rozpatrywanych zjawisk, określająca temperaturę jako dominujący czynnik w ich przebiegu. Jest ona wskaźnikiem obciążenia cieplnego tulei cylindrowej, wynikającego z przebiegu procesu spalania oraz pracy tarcia układu tuleja - pierścień tłokowy.

Jeśliby graficznie przedstawić omawiane związki z temperaturą to przebieg zużycia będzie mógł być hipotetycznie przedstawiony jak na rys. 27.



Rys. 27. Hipotetyczne ujęcie zmian zużycia w funkcji temperatury.

W świetle przedstawionego materiału teza pracy jest następująca:

ANIZOTROPIA PROMIENIOWEGO ZUŻYCIA TULEI CYLINDROWYCH
SILNIKA SPALINOWEGO
JEST SKUTKIEM ICH ISTOTNIE ZRÓŻNICOWANEGO
OBCIĄŻENIA CIEPLNEGO.

7. Ocena wpływu obciążeń cieplnych tulei cylindrowych na anizotropię ich zużycia promieniowego.

Postawiona teza wskazuje zróżnicowane obciążenie cieplne tulei jako przyczynę wystąpienia anizotropii ich zużycia. Wymusiła ona zatem konieczność oceny obciążenia cieplnego, co w świetle definicji przyjętej wg [35], oznacza scharakteryzowanie silnika w obszarze tulei cylindrowych na podstawie temperatury i wartości jej gradientów.

Udowodnienie tezy wymagało zatem określenie wartości temperatury w tych samych obszarach tulei, w których było mierzone zużycie.

Dynamiczny charakter przebiegów rozmaitych procesów związanych z pracą silnika pozwala wnioskować o dynamicznym charakterze zmian temperatury. Wynika stąd konieczność oparcia pomiarów o nową, szybką technikę gromadzenia danych o temperaturze.

7.1. Metodyka prowadzenia badań obciążeń cieplnych tulei.

Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym, rozbudowując część pomiarową przez stworzenie toru pomiarowego temperatury - załącznik nr 2.

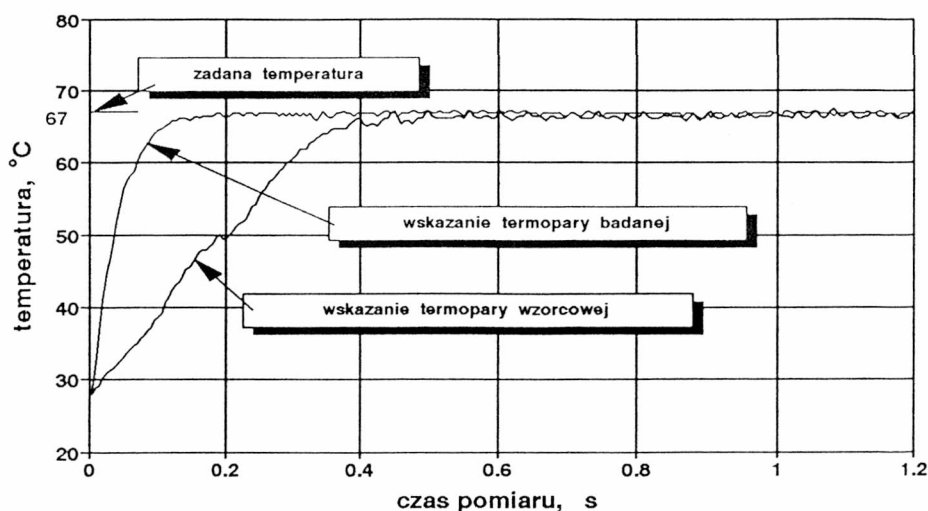
Najistotniejszymi elementami toru pomiarowego były termopary. Zostały one dobrane pod kątem:

- małej bezwładności - od 0.04 do 0.06 s (co umożliwiło analizę stanów dynamicznych),
- wysokiej dokładności ($\pm 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ lub 0.004 T) (zdecydowało to o małym błędzie pomiarowym),
- niewielkiej (0,5 mm) średnicy płaszcza termopary (zapewniło to małe pole zakłóceń w obszarze pomiaru).

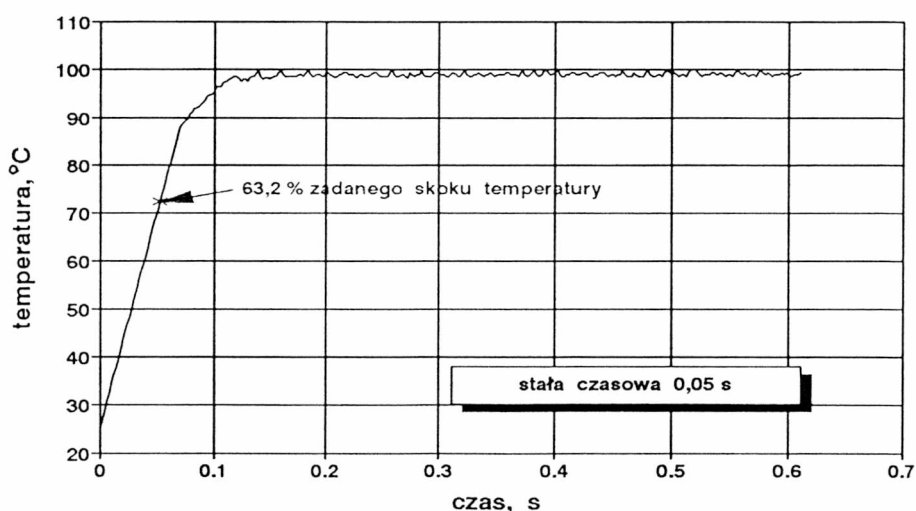
Określono dokładność wskazań i czas reakcji termopary, zachowując warunki pomiaru zawarte w pracy [66]. Wszystkie badane termopary spełniały wymogi dokładności tj. temperatura wskazań nie przekraczała błędu $\pm 1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

W badaniach wykorzystano termoparę wzorcową T-0.5 (TC Ltd.) o dłuższym okresie stabilizacji temperatury, ale o wyższej dokładności wskazania tj. $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zadana wartość skokowa kontrolowana była również za pomocą termometru rtęciowego ($\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Czas bezwładności poszczególnych termopar zawarty był w przedziale 0.04 ... 0.06 s. Przykładowe wykresy opisujące badane wielkości charakteryzujące termopary tj. dokładność wskazania i czas bezwładności (stała czasowa) czujnika przedstawiono na rys. 28. i 29.



Rys. 28. Badanie dokładności wskazań termopary.

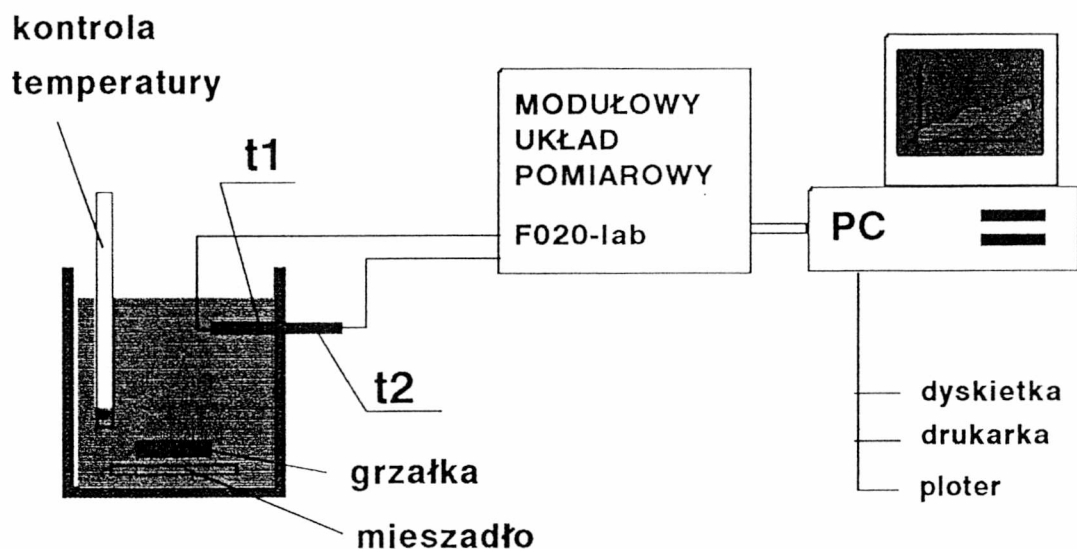


Rys. 29. Badanie stałej czasowej termopary.

Czujniki należało zamontować w odpowiednich punktach pomiarowych. Ze względu na duże trudności w umieszczaniu w/w termopar na gładzi cylindrowej (tuleje suche o grubości 2 mm, znaczne oddalenie od krawędzi zewnętrznych silnika) postanowiono realizować pomiary temperatury tulei na ich powierzchniach zewnętrznych. W związku z takim zabiegiem metodycznym, konieczne należało określić związek pomiędzy temperaturą zewnętrzną (pomiar bezpośredni), a poszukiwaną temperaturą na wewnętrznej powierzchni tulei.

Związek ten należało określić doświadczalnie i analitycznie [28].

W tym celu zbudowano kolejne stanowisko, którego schemat ideowy przedstawia rys. 30.



Rys. 30. Schemat ideowy pomiaru temperatury na wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni tulei.

Na stanowisku tym przeprowadzono badania modelowe.

Źródłem ciepła w tych badaniach była grzałka, umieszczona wewnątrz, wypełnionej wodą tulei. Mieszadło zapewniało jednostajny ruch podgrzanej wody we wszystkich kierunkach.

Pomiar, w przeciwieństwie do warunków rzeczywistych, odbywał się nie tylko na zewnątrz lecz i wewnątrz tulei.

Wyniki rejestrowano i gromadzono za pomocą modułowego układu pomiarowego F020-lab (załącznik nr 3.).

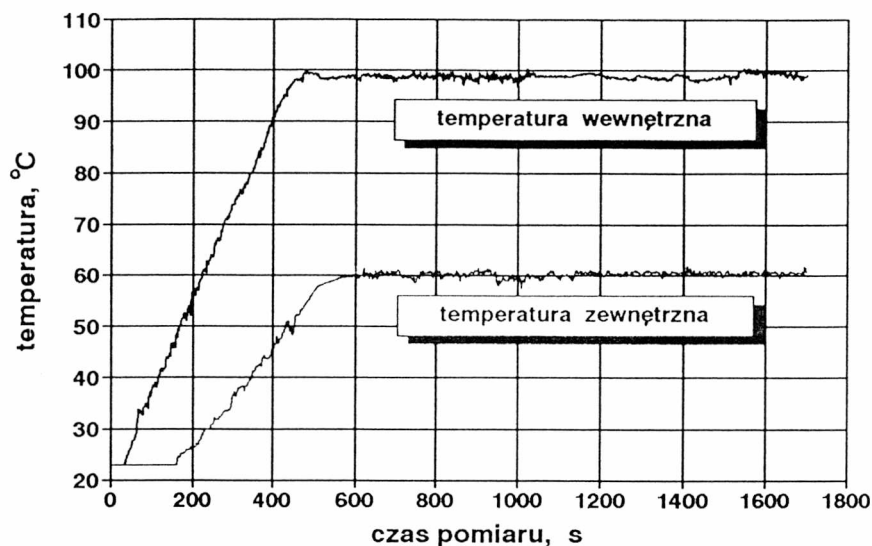
Błąd kalibracji modułów temperatury, wyznaczony na wstępie badań wyniósł ± 1.2 °C i stanowił największą odchyłkę wartości zmierzonej od wartości zadanej. A zatem całkowity błąd rejestracji temperatury wynosił ± 2.7 °C (po uwzględnieniu błędu czujnika).

Okazało się, że pomiędzy wartościami temperatury z zewnątrz jak i wewnątrz tulei nie występują różnice lub są one mniejsze od błędu pomiarowego. Otrzymane wyniki (poniżej granicy błędu pomiarowego) sprawiły, że postanowiono zmodyfikować stanowisko, celem przeprowadzenia kontrolnych badań dokładności pomiaru.

Zamierzano zwiększyć różnice mierzonych wartości temperatury, tak by możliwe było zarejestrowanie wartości większych od błędu pomiarowego.

Uzyskano to przez wprowadzenie do wnętrza tulei wkładki termoizolacyjnej. Wkładkę tę wykonano z plexiglasu i ściśle dopasowano do wnętrza tulei.

Uzyskane wyniki potwierdziły słuszność założenia - rys. 31.



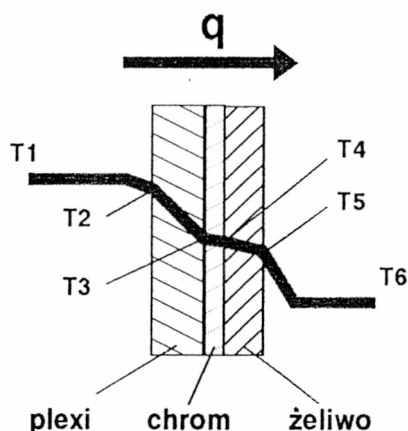
Rys. 31. Pomiar temperatury na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni tulei cylindrowej.

Podczas badań uzyskano dwa zbiory danych.

Dla obu zbiorów danych z przedziału temperatury stabilnej (okres stabilizacji ok. 600 s od momentu rozpoczęcia pomiarów) wyznaczono wartości średnie, które wynoszą:

- temperatura na wewnętrznej powierzchni $T_2 = 98,8^{\circ}\text{C}$
- temperatura na powierzchni zewnętrznej $T_5 = 60,3^{\circ}\text{C}$

(oznaczenia jak na rysunku 32.).



temperatury:

T1 - wrzącej wody,

T2 - na wewnętrznej powierzchni
wkładki z plexiglasu,

T3 - na styku powierzchni plexi i chromu,

T4 - pomiędzy chromem i żeliwem tulei,

T5 - na zewnętrznej powierzchni tulei,

T6 - otoczenia.

Rys. 32. Schemat przenikania ciepła przez płaską płytę trójwarstwową.

Celem omawianych pomiarów było wyznaczenie temperatury na powierzchniach (zewewnętrznej i wewnętrznej) tulei.

Znaczna różnica wymiarów tulei (jej krzywizna) i termopary (średnica płaszczka) umożliwiły przyjęcie modelu przechodzenia strumienia ciepła " $\dot{q}$ " przez trójwarstwową, płaską płytę [21], [54].

Strumień ciepła $\dot{q}$, przechodzącego przez tuleję określa zależność (16).

$$\dot{q} = k A (T_1 - T_6) \quad (16)$$

gdzie: k - współczynnik przenikania ciepła,

A - jednostkowa powierzchnia przewodzenia,

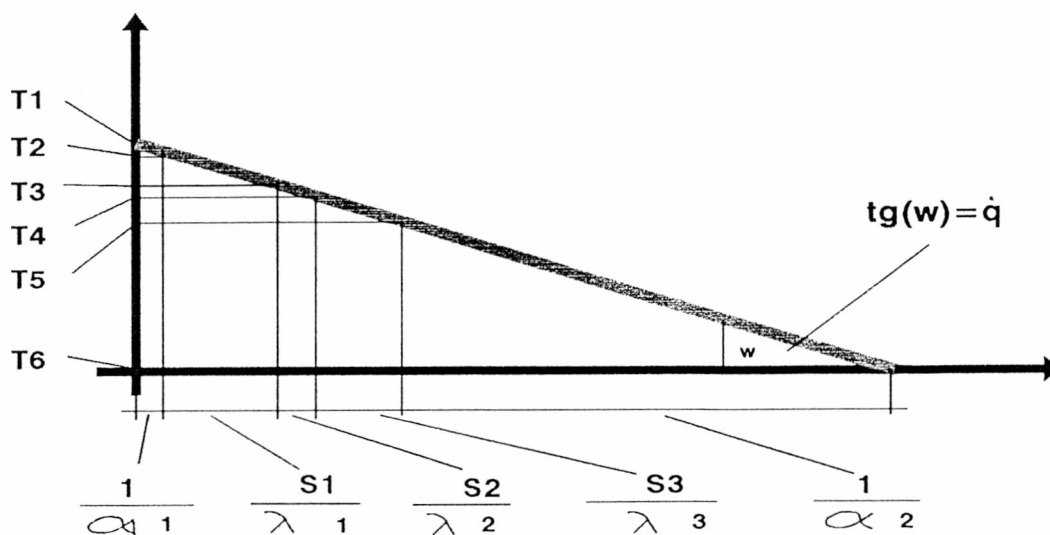
T_1, T_6 - temperatury źródła ciepła i otoczenia.

Współczynnik przenikania " k " określa zależność (17).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (17)$$

gdzie: α_1 - współczynnik konwekcji od wody wrzącej do tulei,
 α_2 - współczynnik konwekcji ciepła na zewnątrz tulei,
 λ_1 - przewodność cieplna pleksiglasu,
 λ_2 - przewodność cieplna chromu,
 λ_3 - przewodność cieplna żeliwa,
 s_1 - grubość wkładki z pleksiglasu,
 s_2 - grubość warstwy chromu,
 s_3 - grubość ścianki żeliwnej.

Z ustalonego ruchu ciepła przez powłokę wynika, że ilość przekazywanego ciepła jest taka sama w dowolnym miejscu układu, co zobrazowano na rys. 33. [21].



Rys. 33. Geometryczny opis ruchu ciepła q przez trójwarstwową płaską płytę.

Oznacza to, że znając temperatury T_2 i T_5 można było wyznaczyć strumień ciepła przekazywanego w układzie ($\text{tg}(w)$ - rys.33.).

Uwzględniając współczynniki przewodzenia tylko dla odpowiedniej części układu, wzór określający strumień ciepła $\dot{q}$ (17) upraszcza się do (18):

$$\dot{q} = \frac{1}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3}} (T_2 - T_5) \quad (18)$$

Po odpowiednich przekształceniach wzorów (16), (17), (18) i przyjęciu poniższych danych uzyskano temperatury charakterystyczne dla analizowanego układu.

Dane: $\alpha_1 = 10000 \text{ W/Km}^2$ [21],
 $\alpha_2 = 50 \text{ W/Km}^2$ [21],
 $\lambda_1 = 0.195 \text{ W/Km}$ [49].
 $\lambda_2 = 92 \text{ W/Km}$ [49],
 $\lambda_3 = 55 \text{ W/Km}$ [35],
 $s_1 = 0.004 \text{ m}$,
 $s_2 = 0.00005 \text{ m}$,
 $s_3 = 0.002 \text{ m}$.

Wyniki: $T_1 = 99.051499 \text{ }^\circ\text{C}$ - wyliczona,
 $T_2 = 98.8 \text{ }^\circ\text{C}$ - średnia zmierzona,
 $T_3 = 60.395089 \text{ }^\circ\text{C}$ - wyliczona,
 $T_4 = 60.394069 \text{ }^\circ\text{C}$ - wyliczona,
 $T_5 = 60.3 \text{ }^\circ\text{C}$ - średnia zmierzona,
 $T_6 = 22.818729 \text{ }^\circ\text{C}$ - wyliczona,

Obliczając wartość strumienia ciepła " $\dot{q}$ ", zwrócono uwagę na znaczne rozrzuty uzyskiwanych wyników, spowodowane zaokrągleniami wyliczonych i zmierzonych, średnich wartości temperatury. Dlatego też wartości te podano z dokładnością wyliczeń, sięgającą 6-tego miejsca po przecinku.

Było to również istotne ze względu na konieczność przeprowadzenia obliczeń kontrolnych, których celem była weryfikacja otrzymanych wcześniej danych.

Weryfikacja ta polegała na wprowadzeniu do toku obliczeń innych wartości temperatury (T_1 i T_6) zmierzonych w tym samym czasie co wspomniane już T_2 i T_5 .

Postępując według zasad jak powyżej uzyskano następujące wartości temperatury, $^\circ\text{C}$:

$T_1 = 99.4$	zmierzona,
$T_2 = 99.212545$	wyliczona,
$T_3 = 60.760210$	wyliczona,
$T_4 = 60.759190$	wyliczona,
$T_5 = 60.691030$	wyliczona,
$T_6 = 23.2$	zmierzona.

Dla powyższych danych dokonano również prostej symulacji komputerowej, której wynik przedstawia rys. 34.



Rys. 34. Rozkład temperatury dla badanego modelu trójwarstwowego zamodelowany komputerowo (moduł H/STAR - COSMOS) po przyjęciu warunków brzegowych T1 i T6 uzyskanych na podstawie pomiaru.

Różnice istniejące pomiędzy wartościami temperatury T2 i T5, uzyskanymi w pomiarach i na podstawie obliczeń mieszczą się w granicach błędu pomiarowego.

Świadczy to o poprawności przyjętych założeń (wprowadzenie wkładki termoizolacyjnej oraz przyjęcie płaskiego modelu).

Interesująca, w tym toku obliczeń i pomiarów, różnica wartości temperatury wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni tulei wynosi:

$$T3 - T5 = 0.06918 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{wg obliczeń}$$

$$T3 - T5 = 0.06921 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \text{wg pomiarów}$$

”Spadek” temperatury przy przejściu ciepła przez badaną tuleję, wynoszący ok. $0.07 \text{ }^{\circ}\text{C}$, wobec wartości mierzonych w eksperymencie ($70 - 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$) jest wartością znikomą i znacznie mniejszą od błędu pomiarowego ($\pm 2,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Uwzględnienie różnicy temperatury pomiędzy wewnętrzną i zewnętrzną powierzchnią ścianki tulei jako poprawki do wartości mierzonych nie wpłynęłoby znacząco na ostateczny wynik pomiarów, dlatego też postanowiono nie uwzględniać tej poprawki w wynikach, traktując zmierzoną temperaturę na zewnętrznej powierzchni tulei jako wartość na powierzchni wewnętrznej.

Zatem założenie, że dla wyznaczenia temperatury w punkcie leżącym wewnątrz tulei wystarczy zmierzyć temperaturę na zewnętrznej powierzchni w punkcie leżącym na prostej prostopadłej do osi tulei i przechodzącej przez omawiany punkt powierzchni wewnętrznej, można było przyjąć z błędem poniżej 0.1 °C.

Zakładano dynamiczne pomiary temperatury. Założenia te były punktem wyjścia do budowy systemu pomiarowego F020-lab omówionego w załączniku nr 3. Przeszkodą w ich realizacji okazał się brak szybkich (umożliwiających pomiar w cyklu pracy silnika) czujników. Dlatego też, mimo stosunkowo małego czasu bezwładności stosowanych termopar (ok. 0,04 s) nie można było wykonać pomiarów w trybie oscyloskopowym układu tj. z częstotliwością próbkowania 10 kHz.

W związku z tym na tym etapie mierzone wartości temperatury wyrażają średnie dynamiczne zmiany cieplne zachodzące w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Jednak liczne badania [39], [58], [59] wykazały, że zadowalającym czasem próbkowania jest jedna sekunda. Przy niższych czasach (np. 0,1 lub 0,05 s) nie zaobserwowano istotnych dla nieniejszych badań zmian temperaturowych, natomiast gromadzone w komputerze dane stosunkowo szybko tworzyły duże bazy danych. Przy czasach dłuższych (np. 1 min lub 1 h) trudno było z kolei zdefiniować okresy stabilizacji termicznej.

Sygnały z termopar do modułów pomiarowych systemu F020-lab były przekazywane przez kable przedłużające wykonane z tych samych materiałów co termopary.

W celu wyeliminowania wpływu długości przewodów przyłączeniowych na wartość sygnału, wszystkie złącza wykonano o jednakowej długości (7.5 m). Wg badań TC Ltd (wytwórcy termopar) nie zaobserwowano znaczących błędów pomiarowych przy stosowaniu przewodów połączeniowych o długości do 20 m, w całym zakresie pracy czujników.

Kolejną czynnością, którą należało wykonać przy budowie toru pomiarowego temperatury było zamontowanie termopar w bloku silnika.

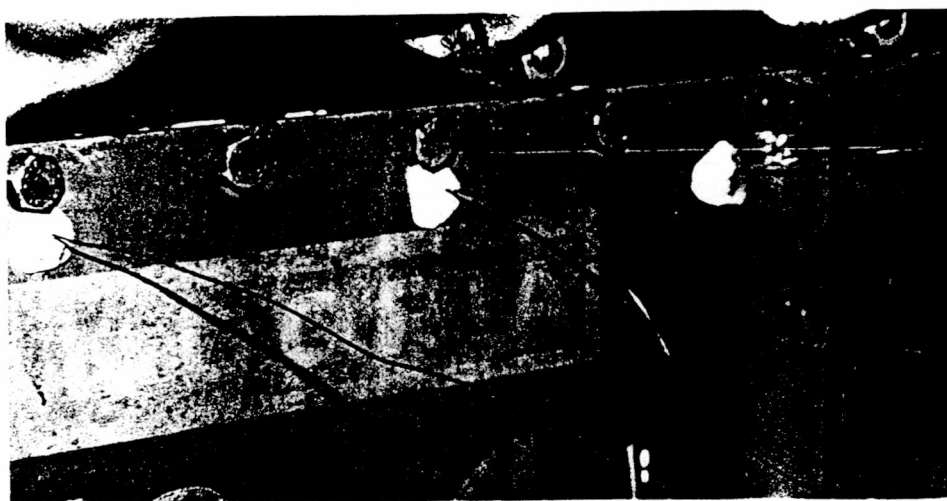
Wykonano kanały stopniowane 1,5 i 1 mm na wysokości GMP I-go pierścienia, prowadząc je do poszczególnych tulei.

Następnie osadzono termopary przy pomocy masy silikonowej "Keam", zapewniającej szczelność i elastyczność połączenia (istotne podczas drgań silnika). Masa ta miała za zadanie eliminowanie bocznych zakłóceń termicznych i realizację pomiaru tylko od czoła termopary.

W celu uniknięcia uszkodzeń termopar przez ścięcie lub zarysowanie, przed montażem tulei do bloku silnika, gdzie umocowane już były termopary, ochładzano tuleje w ciekłym azocie, uzyskując w ten sposób odpowiedni luz montażowy.

Po montażu tulei przeprowadzono ich pomiary mikrometryczne, upewniając się o poprawności wykonania tego zabiegu.

Wystające końce termopar na zewnętrznej powierzchni silnika dodatkowo wzmocniono poprzez wykonanie stożków żywicznych (materiał Aquakit). Uniknięto w ten sposób przypadkowych przemieszczeń termopar i dodatkowo uszczelniono płaszcz wodny układu chłodzenia silnika w miejscach wykonania otworów montażowych termopar - rys. 35.



Rys. 35. Zamocowanie i uszczelnienie termopar w bloku silnika.

Wykonanie kanałów o długości 60 do 100 mm, celem osadzenia termopar, nie było łatwym zadaniem.

I choć udało się je zrealizować to końcowe otwory (od strony tulei cylindrowej) nie były umieszczone na pożądanym poziomie. Było to spowodowane konstrukcją silnika (układ kanałów cieczy chłodzącej, połączenia konstrukcyjne gniazd z blokiem, itp.) i wyboczeniami, podczas pracy, cienkich (średnica 1mm) i jednocześnie długich (10 do 15 mm) wiertel.

Poziom pomiaru temperatury winien wynosić 22 mm od górnej krawędzi tulei, co odpowiadało obszarowi badań zużycia (GMP I-go pierścienia).

Położenie poszczególnych punktów ilustruje tabela nr 6.

Tabela 6.

Przykładowa ocena stopni korekcji temperatury
ze względu na zróżnicowanie położenia termopar.
Temperatura odniesienia 102,76 °C (poziom 22 mm).

termopara	poziom położenia mm	temperatura obliczona °C	stopień korekcji °C
1A	22.5	102.65	0.1076
1B=2D	28.5	101.53	1.2321
1C	23.2	102.51	0.2540
1D	25.0	102.15	0.6103
2A	27.7	101.66	1.0973
2B=3D	23.3	102.49	0.2745
2C	31.0	101.13	1.6291
3A	30.5	101.21	1.5524
3B=4D	33.6	100.75	2.0079
3C	21.2	102.94	-0.1775
4A	29.5	101.36	1.3951
4B=5D	30.3	101.24	1.5214
4C	21.8	102.80	-0.0437
5A	27.8	101.65	1.1143
5B=6D	21.0	102.98	-0.2230
5C	27.6	101.68	1.0801
6A	20.1	103.19	-0.4334
6B	22.1	102.74	0.0217
6C	22.7	102.61	0.1499

Zawarto w niej również dane o temperaturach w tych punktach i stopnie korekcji w odniesieniu do temperatury zmierzonej podczas tego samego pomiaru w punkcie idealnym tj. na poziomie 22 mm. Zamieszczone dane są wynikiem obliczeń z wykorzystaniem krzywej regresji, którą zbudowano na podstawie rozkładu temperatury wzdłuż tulei 6-tej, mierząc temperaturę w punktach : 22.7; 40.7; 81.1; 110.6 i 140.5 mm od górnej krawędzi tulei.

Okazało się, że istnieją odchyłki od wartości w punkcie 22 mm, które stały się stopniami korekcji wartości temperatury mierzonej w punktach rzeczywistych.

Opracowana w związku z tym, na podstawie wyników pomiarów zależność temperatury od poziomu jej pomiaru przedstawia się następująco:

$$T = e^{(4.77643)} h^{(-0.046597)} \quad (19)$$

Współczynnik korelacji wynosi 0.9674.

Wykazane w tabeli 6. stopnie korekcji ze względu na inne niż 22 mm położenie termopar, były uwzględniane jako poprawki, dodając je lub odejmując od wartości zmierzonych.

7.2. Wyniki pomiarów temperatury.

Zgromadzono dane o temperaturze we wszystkich tulejach cylindrowych silnika na poziomie GMP I-go pierścienia dla maksymalnych i częściowych (25%, 50% i 75%) jego obciążeń przy prędkościach 1200, 1600, 2000, 2300 obr/min [63].

Wybrane prędkości i obciążenia w pełni reprezentują cały obszar pracy silnika. Szczególnie interesujące są punkty 1600 i 2300 obr/min przy całkowitym obciążeniu (charakterystyka zewnętrzna), dla których silnik osiąga odpowiednio; maksymalny moment i maksymalną moc.

Pełny obraz danych pomiarowych zawarty w 18 tabelach zestawiono w pracy [63].

Wyznaczono temperaturę we wszystkich kierunkach pomiarowych oraz w przypadku tulei 6-tej również w punktach leżących na jej tworzącej.

Zakładając, że w eksploatacji naturalnej silnik pracuje w całym obszarze obciążenia i prędkości obrotowej, a jednocześnie układ chłodzenia jest tak

zaprojektowany by zapewnić stałą ciepłotę jego części, niezależnie od tego w którym punkcie charakterystyki silnik aktualnie pracuje, można przyjąć hipotezę, że rozrzyt wartości temperatury, wyznaczonych w badaniach hamownianych ma swój odpowiednik w rzeczywistych warunkach pracy silnika.

Można zatem potraktować zmierzone wartości temperatury jako pewien zbiór danych i poddać go statystycznej analizie.

Ocena ta dokonywana była wg takiego samego toku postępowania jak podczas analizy wartości zużycia i przy wprowadzeniu tych samych pojęć tj. silnika statystycznego i tulei statystycznej.

W tabeli 7. zamieszczono średnie wartości temperatury z całego obszaru badań, a tym samym z całego zakresu pracy silnika w poszczególnych tulejach i kierunkach pomiarowych. W ten sposób stworzono rozkład temperatury w tzw. "silniku statystycznym".

Z danych tych wynika, że w kierunku pomiarowym "C" temperatura we wszystkich tulejach jest najniższa.

Tabela 7.

Średnie wartości temperatury w całym zakresie pracy "silnika statystycznego"

Numer gniazda	Temperatura w kierunkach pomiarowych, °C			
	A	B	C	D
1.	103.0	109.9	99.0	102.4
2.	105.4	110.6	102.0	109.9
3.	100.7	108.8	90.9	110.6
4.	103.7	103.9	90.3	108.8
5.	108.6	115.0	104.2	103.9
6.	120.0	116.5	110.1	115.0

Dla potrzeb kolejnej analizy określono wartości temperatury w "tulei statystycznej" dla różnych warunków pracy silnika (tabela 8.).

Tabela 8.

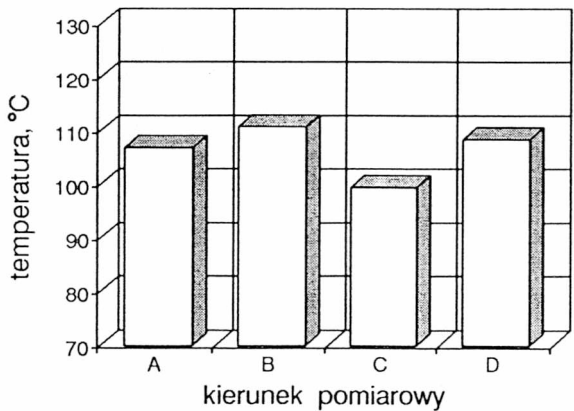
Temperatury w "tulei statystycznej" dla różnych prędkości obrotowych i przy różnych obciążeniach silnika.

n obr/mi	pe MPa	temperatura, °C				wykresy
		A	B	C	D	
1200						
	0.17	92.7	95.0	86.4	92.4	
	0.35	103.3	106.6	96.0	103.8	
	0.52	109.6	113.2	97.7	110.8	
	0.70	112.6	116.1	103.5	112.9	
1600						
	0.18	93.9	95.8	87.3	93.8	
	0.36	106.2	109.3	98.6	107.0	
	0.55	112.2	115.8	103.6	113.4	
	0.73	115.0	119.4	104.8	116.6	
2000						
	0.17	91.6	95.4	87.7	94.1	
	0.34	103.5	108.1	98.4	106.5	
	0.51	113.3	118.7	106.5	116.6	
	0.68	117.2	123.7	108.9	121.4	
2300						
	0.17	91.5	94.5	86.4	93.0	
	0.33	106.3	110.5	100.4	108.4	
	0.49	116.7	121.0	108.8	118.0	
	0.66	124.6	129.4	115.6	126.4	

Utworzono również tabelę (tabela 9.) i zobrazowano graficznie (rys. 36.) średnie wartości temperatury z całego obszaru pracy silnika, odpowiednio dla poszczególnych kierunków pomiarowych.

Tabela 9.
Średnie wartości temperatury "tulei statystycznej"
w całym zakresie pracy silnika.

Temperatura w kierunkach pomiarowych, °C			
A	B	C	D
106.9 ± 11.9	110.8 ± 11.7	99.4 ± 11.4	108.4 ± 11.4



Rys. 36. Rozkład temperatur w "tulei statystycznej".

Wartości temperatury zweryfikowano statystycznie - tabela 10.

Badania wykazały, że w dowolnym momencie pomiaru wartość temperatury w kierunku pomiarowym "C" była najmniejsza.

Dokonano również testowania hipotezy H0 o wartościach średnich temperatury w poszczególnych kierunkach wg tych samych zasad jak podczas analizy istotności różnic średnich wartości zużycia - tabela 11.

W przeprowadzonej analizie wykazano istotność różnic średnich wartości termperatury w kierunku pomiarowym "C" w stosunku do kierunków pozostałych oraz brak istotności wartości temperatury pomiędzy kierunkami "A", "B" i "D".

Tabela 10.

Opis statystyczny danych temperaturowych
przyjętych do analizy

Zmienna	Kierunek pomiarowy			
	A	B	C	D
Liczba próbek	96	96	96	96
Średnia, °C	106.9	110.8	99.4	108.4
Mediana	106.3	111.3	99.3	109.9
Wariancja	142.7	136.4	130.9	129.3
Odchylenie standardowe	11.9	11.7	11.4	11.4
Błąd standardowy	1.219	1.192	1.168	1.160
Wartość minimalna	87.2	87.9	79.0	87.9
Wartość maksymalna	138.0	137.0	130.5	137.0
Przedział	50.7	49.1	51.6	49.1

Tabela 11.

Testowanie hipotezy H0 o równości średnich wartości temperatury pomiędzy poszczególnymi kierunkami pomiarowymi wobec hipotezy alternatywnej, negującej tę równość, na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ za pomocą rozkładu t-Studenta.

Zestawienie średnich dla kierunków	Obliczona statystyka " t "	Decyzja o odrzuceniu hipotezy	Wniosek o istotności różnicy średnich
A -- B	-2.2796	tak	ISTOTNA
A -- C	4.4328	tak	ISTOTNA
A -- D	-0.9180	nie	NIEISTOTNA
B -- C	6.8143	tak	ISTOTNA
B -- D	1.4078	nie	NIEISTOTNA
C -- D	5.4847	tak	ISTOTNA
n = 190 stopni swobody ---> tkr = 1.960			

7.3. Wnioski z badań obciążeń cieplnych tulei cylindrowych.

- Na podstawie modelowych badań stanowiskowych i w oparciu o komputerową symulację warunków przewodzenia ciepła przez cienkościenną (2 mm) tuleję cylindrową (Φ 107 mm) ustalono, że temperaturę zewnętrzną powierzchni tulei można traktować jako temperaturę wewnętrzną powierzchni tulei z błędem poniżej 0,1 °C.

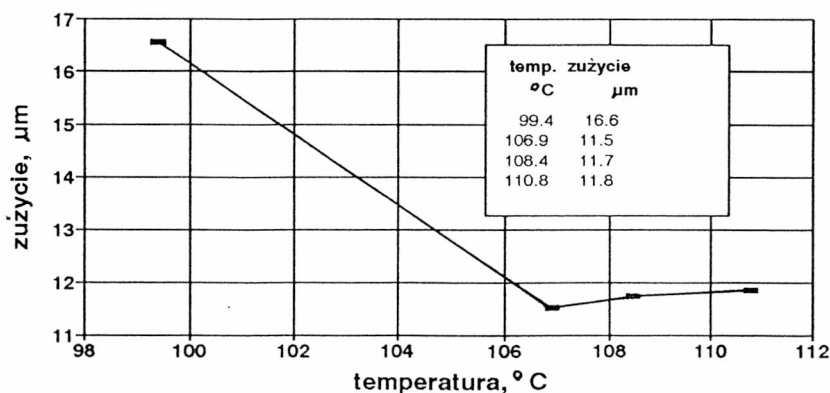
- Temperatura tulei cylindrowej zmierzona w kierunku pomiarowym "C" jest mniejsza od wartości temperatury w pozostałych kierunkach we wszystkich rozpatrywanych warunkach pracy silnika. Dla stworzonego statystycznego obrazu rozkładu temperatury w kierunku promieniowym jednej tulei różnica wartości średniej temperatury wynosi ok. 10 °C - tabela 10. i 11.

7.4. Związek zużycia tulei cylindrowych z ich temperaturą (dla przykładowo badanych silników rodziny SW400).

Wystąpienie anizotropii zużycia i zróżnicowanego pola temperatury w tulei cylindrowej ze wskazaniem kierunku "C" jako tego, gdzie występują anomalie wartości wielkości badanych (potwierdzone statystycznie największe zużycie i najmniejsza temperatura) pozwala postawić hipotezę o związku tych wielkości.

Podjęto zatem próbę matematycznego opisu tego związku.

W tym celu uszeregowano dane o wartościach średniej temperatury i przypisano im średnie wartości zużycia w poszczególnych kierunkach pomiarowych wg rosnących wartości temperatury. Tak zestawione dane ilustruje rys. 37.



Rys. 37. Zużycie "tulei statystycznej" w funkcji temperatury.

Zbadano możliwość opisania tego związku funkcjami: liniową, potęgową, wykładniczą i odwrotną. Dane tej analizy zamieszczono w tabeli nr 12.
 Najkorzystniejszy w opisie okazał się model potęgowy o postaci (20):

$$Z = e^{18.5592 T - 3,4316} \tag{20}$$

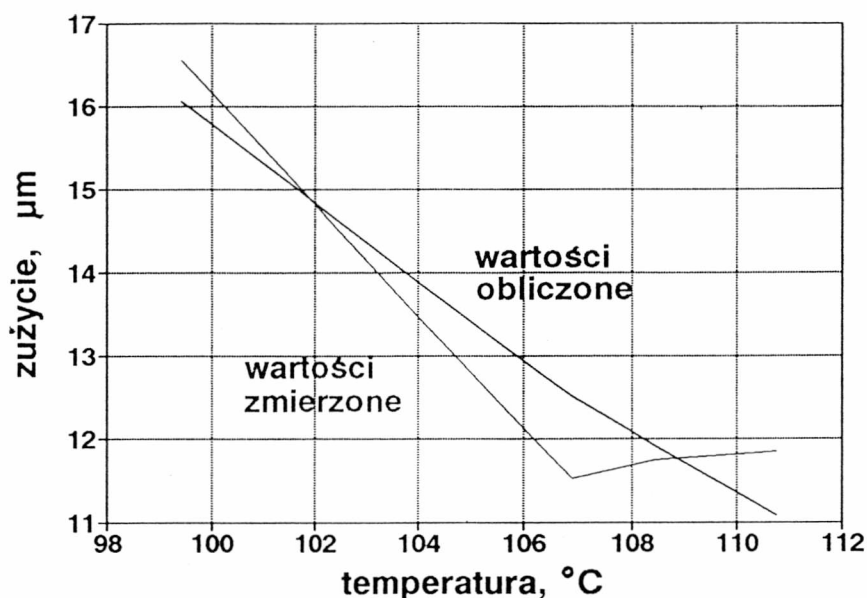
gdzie: Z - zużycie, um,
 T - temperatura, °C

dla którego współczynnik korelacji jest równy 0.93, a błąd odchylenia standardowego nie przekracza 0,08.

Tabela 12.
 Wyniki badań funkcji regresji
 celem opisania związku zżyzicia z temperaturą.

Rodzaj badania	Wartosci zuzycia (z) dla temperatur (t) w poszczegolnych punktach pomiarowych, μm				Współczynnik korelacji	Błąd odchylenia standardowego
	99.4 °C	106.9 °C	108.4 °C	110.8 °C		
Pomiar	16.6	11.5	11.7	11.8	---	---
Regresja liniowa z = 61.6458 - 0.45804*t	16.1	12.7	12.0	10.9	0.9273	1.113
Regresja potęgowa z = exp(18.5592)*t^(-3.4316)	16.1	12.5	11.9	11.1	0.9284	0.079
Regresja wykładnicza z = exp(6.01795 - 0.03263*t)	16.0	12.6	11.9	11.1	0.9233	0.082
Regresja odwrotna z = 1/[-(0.17049) + (0.0023469*t)]	15.9	12.4	11.9	11.2	0.9188	0.006

Potęgowy kształt krzywej opisującej zależność zużycia i temperatury (rys. 38.) jest zbliżony z hipotetycznym charakterem zmian, wykazanych na rys. 27.

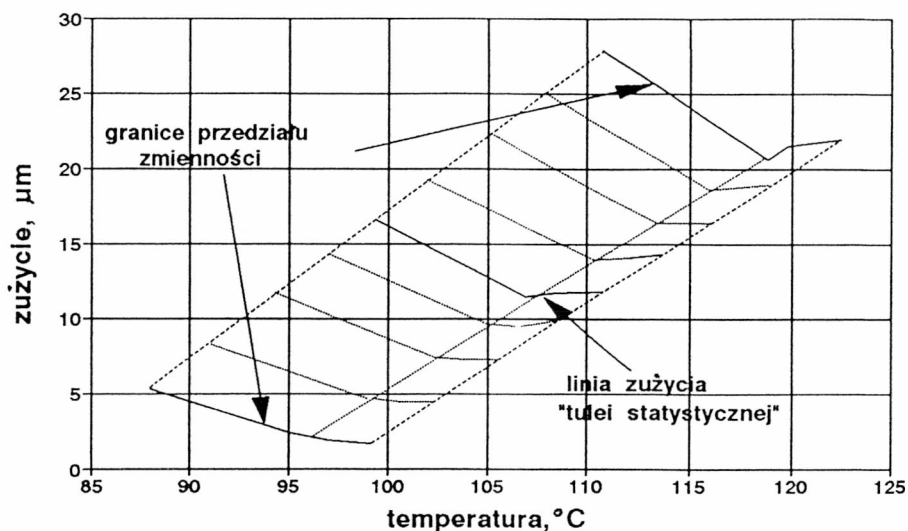


Rys. 38. Zużycie "tulei statystycznej" w funkcji temperatury opisany funkcją potęgową (20).

Zgromadzone dane o zużyciu i temperaturze wykazują rozrzuty wartości, zdefiniowane odchyleniami standardowymi (tab. 4. i 10.). Uwzględnienie ich w analizie wskazuje na wystąpienie pewnego obszaru wspólnej zależności.

Związek (20), dotyczący wartości średnich, definiuje jedyny możliwy charakter zmian zużycia w funkcji temperatury. Oznacza to, że w obszarze określonym jak na rys. 39. może wystąpić nie jedna lecz zbiór krzywych opisujących związek zużycia i temperatury, z zachowaniem charakteru krzywej wartości średnich.

Możliwe inne skojarzenia zależności zużycia i temperatury będą opisane wzorem jak dla wartości średnich, ale współczynniki we wzorze (20) będą inne - odpowiednie dla charakteru zmian.



Rys. 39. Obszar możliwych zmian zużycia promieniowego tulei w funkcji temperatury wynikający z rozrzutu wartości zużycia i fluktuacji temperatury podczas pracy silnika (tabele 4. i 10.)

Wydaje się, że w świetle przedstawionego materiału badawczego teza:

”Anizotropia promieniowego zużycia tulei cylindrowych
silnika spalinowego
jest skutkiem ich istotnie zróżnicowanego
obciążenia cieplnego”

została udowodniona.

8. Zużycie tulei a trwałość silnika.

Materiał badawczy tego typu, jak zgromadzony w niniejszej pracy może służyć również do prognozowania trwałości silnika, co zostało przedstawione dla przykładowo badanych silników typu SW400.

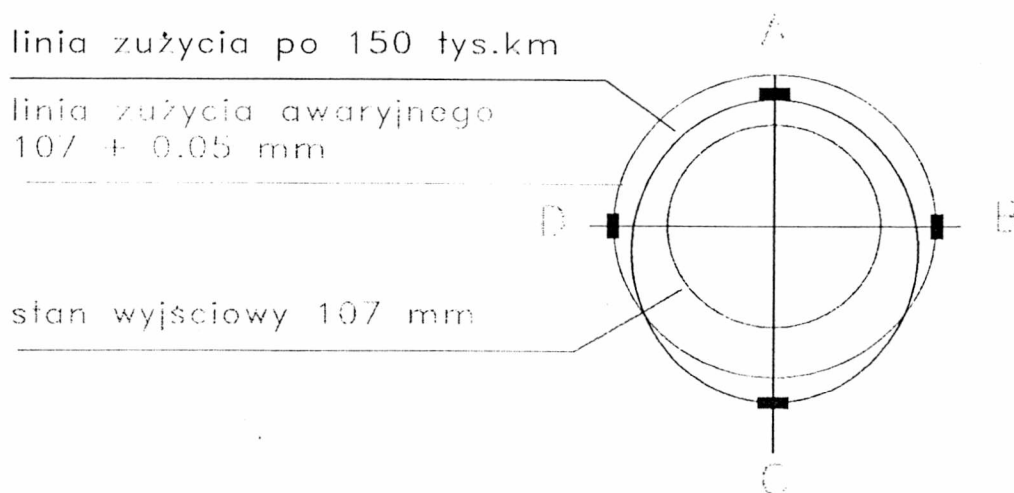
Naprawa główna silnika obejmuje między innymi, a niejednokrotnie przede wszystkim, wymianę całego zestawu TSPC ze względu na zużycie tulei cylindrowej. Istnieje zatem "silny" związek trwałości silnika z trwałością tulei.

Wieloletnie badania [2], [3], [15], [16], [17] wykazały, że przebiegi międzynaprawcze silników rodziny SW400 sięgają od 100 tys. km do 150 tys. km i tylko w nielicznych przypadkach przekraczają 200 tys. km. Jednym z czynników obniżających trwałość silnika jest właśnie anizotropia zużycia promieniowego (tabela 3.).

W większości przypadków bowiem skrócenie czasu użytkowania silnika było wywołane spadkiem ciśnienia w cylindrze (utrata szczelności) wskutek zużycia w kierunku pomiarowym "C", którego wartość przekraczała maksymalnie dopuszczalne zużycie promieniowe, wynoszące dla tulei cylindrowych silników rodziny SW400, $50 \div 55 \mu\text{m}$ [16], [70].

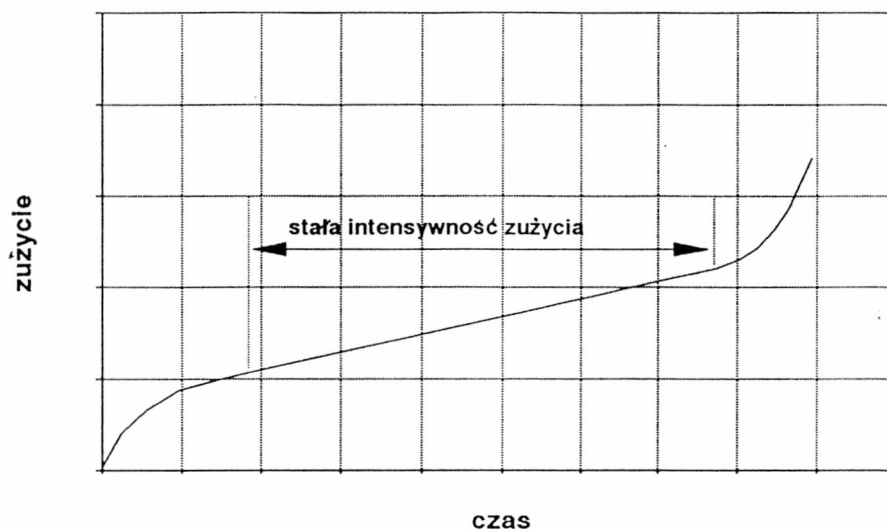
Odzwierciedleniem tego w przypadku tulei chromowanych, które stanowiły większość w grupie 103 tulei badanych, było zużycie 55-cio mikrometrowej warstwy chromu w kierunku "C", po przebiegu 150 tys. km.

Usunięcie tej warstwy wywoływało lawinowy przebieg zużywania żeliwnego podłoża tulei - rys. 40.



Rys. 40. Schemat przykładowego zużycia tulei po przebiegu 150 tys. km.

Przebieg zużycia ze stochastycznie stałym obciążeniem opisany jest wieloma modelami - w tym znanym modelem jak na rys. 41.



Rys. 41. Krzywa zużycia.

W opisie tym przyjmuje się, że w pewnym przedziale czasu intensywność zużywania jest stała. Z poglądem tym nie korespondują teorie kinetyki zużycia opracowane przez Niewczas [46] i Sitnika [55].

O ile Niewczas udowadnia, że rzeczywisty przebieg krzywej zużywania jest wynikiem losowo występujących obciążeń, a jedynie uśredniony przebieg zużywania jest zbliżony do krzywej na rys. 41. to Sitnik wykazuje, że przebieg zużywania ze stałą intensywnością nie jest możliwy. Jest to efektem bądź zmian materiałowych (np. zużycie warstwy chromu i lawinowo przebiegające zużycie żeliwnego podłoża) bądź też skutkiem losowych zmian obciążenia.

Mając powyższe na uwadze, można podjąć próbę prognozowania trwałości tulei w obszarze czasu, w którym nie dochodzi do zużycia warstwy chromu i dla, którego czynnikiem losowo zmiennym jest obciążenie cieplne.

Jeśliby przyjąć model kinetyki zużycia Sitnika [55] to procesy zużywania w poszczególnych kierunkach pomiarowych dla zgromadzonych danych w załączniku nr 1. można opisać równaniami:

$$\text{- dla kierunku "A"} \quad Z_A(t) = a_A [\ln(t + 1)]^{b_A} \quad (21)$$

$$\text{- dla kierunku "B"} \quad Z_B(t) = a_B [\ln(t + 1)]^{b_B} \quad (22)$$

- dla kierunku "C"
$$Z_C(t) = a_C [\ln(t + 1)]^{b_C} \quad (23)$$

- dla kierunku "D"
$$Z_D(t) = a_D [\ln(t + 1)]^{b_D} \quad (24)$$

gdzie: $Z(t)$ - zużycie w poszczególnych kierunkach,
 t - czas zużywania,
 a, b - współczynniki zależne od obciążenia cieplnego,
 A, B, C, D - indeksy odpowiednie dla kierunków pomiarowych,

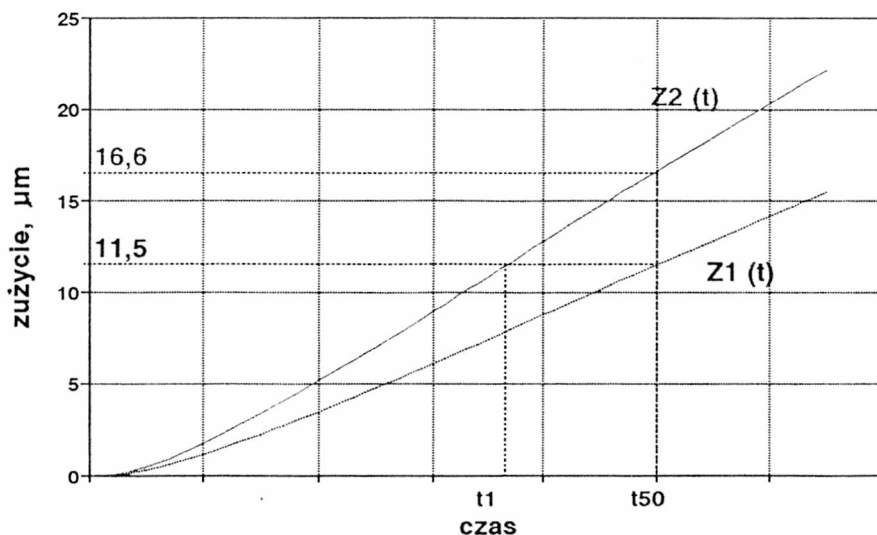
Zważywszy na średnie wartości zużycia (tabela 3.) można przyjąć:

$$Z_A(t) = Z_B(t) = Z_D(t) = Z_1(t) = a_1 [\ln(t + 1)]^{b_1} \quad (25)$$

co oznacza, że zmiana wartości wymuszeń spowodowała w tych trzech kierunkach pomiarowych jednakowe zużycie. Dla kierunku "C" rozkład ten jest opisany inną zależnością, wyrażoną w odmiennych wartościach współczynników a i b oraz taki, że:

$$Z_C(t) = Z_2(t) = a_2 [\ln(t + 1)]^{b_2} \quad (26)$$

Zależności te można wyrazić graficznie - rys. 42.

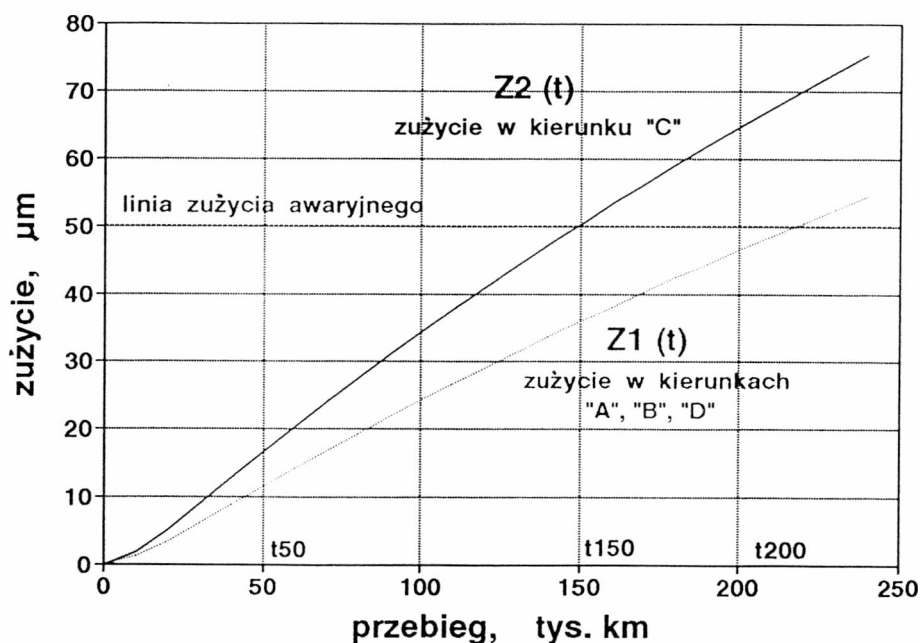


Rys. 42. Hipotetyczne przebiegi zużywania tulei cylindrowej w przedziale 0 - t_{50} (50 tys. km.).

Zmierzone wartości zużycia w kierunkach pomiarowych "A", "B", "D" oraz "C" w punkcie czasowym t_{50} (po przebiegu 50 tys. km) są różne. Zużywanie w kierunku "C", odbywające się wg warunków $Z_1(t)$ znacznie wcześniej (po czasie t_1) osiąga wartość zużycia zmierzoną w kierunkach "A", "B", "D" po przebiegu t_{50} dla warunków $Z_2(t)$.

Rozwinięciem powyższych rozważań może być próba prognozowania trwałości tulei cylindrowej wg warunków $Z_1(t)$ lub $Z_2(t)$. Wobec braku informacji o pełnym przebiegu zużywania tj. od czasu zerowego do t_{50} założono, że proces ten może przebiegać wg tego samego prawa w poszczególnych kierunkach tj. z intensywnością jak w przedziale $0 - t_{50}$.

Dla tak przyjętych warunków, wykres prognozy zużywania wygląda jak na rys. 43.



Rys. 43. Hipotetyczny przebieg zużywania w poszczególnych punktach pomiarowych do czasu osiągnięcia strefy zużycia awaryjnego.

Z wykresu (rys. 43.) wynika, że przy przebiegu zużywania wg warunków $Z_2(t)$, zachodzących w kierunku pomiarowym "C", tuleja utraci swoją trwałość po czasie t_{150} , odpowiadającym ok. 150 tys. km przebiegu autobusu, w którym badany silnik był zamontowany. Po tym samym czasie tj. t_{150} zużywanie w kierunkach "A", "B", "D", odbywające się wg innych warunków osiągnie

wartość ok. 35 um. Stan zagrożenia zużyciem awaryjnym, w tym przypadku, mógłby wystąpić dopiero po przekroczeniu t_{200} - 200 tys. km.

Z powyższych rozważań wynika, że możliwe jest prognozowanie trwałości tulei cylindrowej.

Dla przykładowo badanych silników prognoza wskazuje, że ze względu na warunki zużywania w kierunku "C" trwałość tulei, a pośrednio i silnika ograniczona jest do przebiegu 150 tys. km. Gdyby dokonać odpowiednich zmian technicznych to mogłoby się okazać, że możliwe jest zużywanie promieniowe całej tulei wg warunków $Z_1(t)$, ustalające okres trwałości na ponad 200 tys. km. Oznaczałoby to wydłużenie okresu bezawaryjnej pracy o ok. 30%.

Większe zużycie w kierunku pomiarowym "C" jest wynikiem obniżenia temperatury w tym obszarze tulei (rozdz. 7.4), a zatem osiągnięcie przez tuleję prognozowanego zużycia jak w kierunkach "A", "B", "D" wydaje się możliwe dopiero po doprowadzeniu do tego by temperatura w kierunku "C" była taka sama jak w kierunkach pozostałych.

9. Przyczynek do wyjaśnienia anizotropii zużycia i nierównomiernego pola temperatury tulei cylindrowych, przykładowo badanych silników rodziny SW400.

Zjawisko anizotropii zużywania tulei cylindrowych nie jest skutkiem jednej przyczyny. Przyczyn tych jest niewątpliwie więcej. Wszystkie one jednak są związane z temperaturą jako czynnikiem dominującym.

Na przykład wiadomo, że spadek plastyczności materiału (zachodzący w niższej temperaturze) ułatwia jego erozję, a powstające lokalne plastyczne deformacje materiału sprzyjają jego zużyciu.

Za pracami [55] i [67] przytoczyć można mechanizm zużywania, związany z odkształceniem plastycznym materiału.

Niezależnie od sposobu obciążania materiału, odspojenie jego cząstek zachodzi po tym jak materiał najpierw płynie, następnie wznosi się na przeszkodach (którymi są np. granice ziaren), ulega umocnieniu - tracąc własności plastyczne i odspojeniu jako materiał kruchy.

W pracy [67], w której modelowano zużycie ściernie próbek stalowych w warunkach podobnych do pracy tulei cylindrowej, wykazano, że ze wzrostem temperatury następuje początkowo wzrost zużycia, a następnie jego spadek (rys. 18.).

W zakresie temperatury, zmierzonym w badanym silniku, jej wzrostowi towarzyszy spadek zużycia. Dzieje się tak na skutek zmiany tendencji do umocnienia materiału związanych z temperaturą. Zatem wzrost zużycia wraz ze spadkiem temperatury tulei wydaje się być oczywisty.

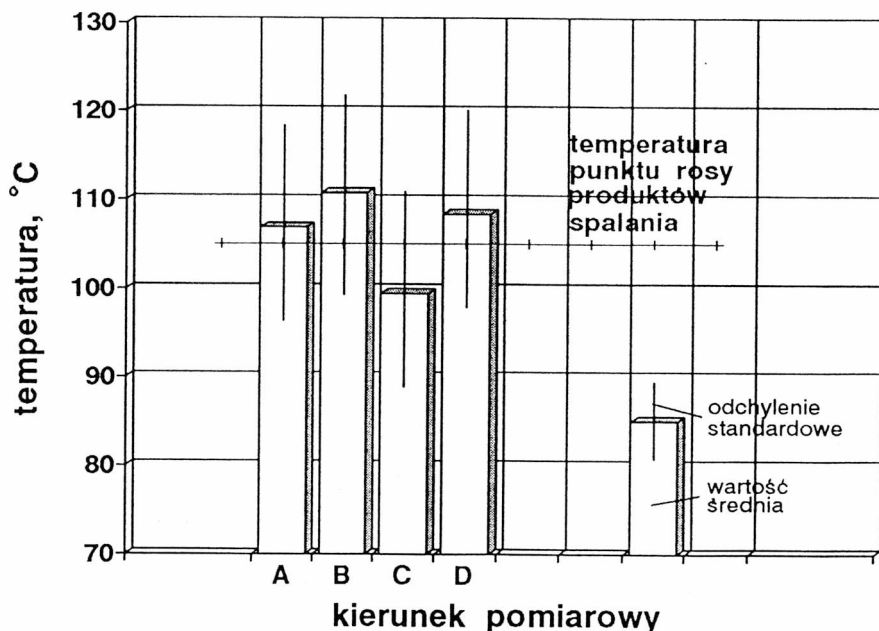
Skojarzenie materiałowe tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego wymagałoby dodatkowych badań by hipotezę tę potwierdzić doświadczalnie.

Kolejna przyczyna anizotropii zużycia promieniowego tulei wiąże nierównomierność zużywania z temperaturą poprzez korozyjne oddziaływanie paliwa. Mechanizm tego procesu opisano wcześniej - rozdział 5.4.

W oparciu o dane przedstawione na rysunkach 21. 22. i 23. można przyjąć, że dla przykładowo badanych silników rodziny SW400 (średnie ciśnienie w cylindrze 6 - 7 MPa, współczynnik nadmiaru powietrza 1.44 - 1.8, zawartość siarki w paliwie poniżej 0.5 %) temperatura punktu rosy mediów zawartych w spalinach wynosi ok. 105 °C. Wynika stąd, że średnia temperatura ścianki tulei w punkcie pomiarowym "C" jest znacznie mniejsza od temperatury punktu rosy. Dla pozostałych kierunków tylko w pewnych momentach pracy może wystąpić taka sytuacja.

Oznacza to, że obszar tulei położony w kierunku "C", w przeciwieństwie do obszarów w kierunkach "A", "B", "D", narażony jest na wzmocnione działanie

korozyjne (rys. 44.), zwłaszcza zawartych w spalinach kwasów, które w małych stężeniach są agresywne



Rys. 44. Zmiany temperatury w poszczególnych kierunkach pomiarowych w odniesieniu do temperatury punktu rosy.

Hipoteza ta mogłaby być potwierdzona po dodatkowych badaniach silników o tym samym przebiegu lecz pracujących na paliwie z kontrolowaną zawartością siarki oraz paliwie beziarkowym (prace takie trwają aktualnie w Zakładzie Napędów Spalinowych Politechniki Wrocławskiej i dotyczą paliwa rzepakowego).

Potwierdzeniem omówionych przyczyn nierównomiernego zużywania są wyniki badań prowadzone przez Eyre [18], [19] w Instytucie Metalurgicznym Uniwersytetu Brunel w Wielkiej Brytanii. Według tych badań zużywanie korozyjnie stanowi 5% całkowitego zużycia części maszyn, a zużywanie erozyjne 8%. Pozostałe przypada na inne typy zużywania.

Jeśli założyć, że te "inne" typy zużywania są podobne również w silniku to zmierzone 10% różnicy w zużyciu w kierunku "C" w stosunku do pozostałych (tabela 8.) wydaje się być potwierdzeniem tego, że głównymi czynnikami anizotropii są omawiane wcześniej zjawiska: erozji i korozji.

Wyjaśnienia anizotropii zużywania i jej związku z temperaturą doszukać się można również we własnościach oleju smarowego (rozdz.5.3).

Lepkość oleju jest związana funkcją wykładniczą z temperaturą (rys.25.).

Wyższa temperatura ścianki tulei (kierunki "A", "B", "D") oznacza niższą lepkość oleju w tych obszarach, co może ułatwiać rozprowadzenie oleju po gładzi cylindrowej, stwarzając równomierny film olejowy, a w końcowym efekcie mniejsze zużycie.

Dotychczas starano się wyjaśnić wpływ temperatury na zużywanie tulei. Zachodzi jednak pytanie dlaczego, zwłaszcza w badanym typie silnika, doszło do istotnego zróżnicowania temperatury.

Jeśli wziąć pod uwagę rozmieszczenie kierunków pomiarowych i poszczególnych układów silnika, a także ich budowę to możliwe jest określenie przyczyn nierównomiernych obciążeń cieplnych tulei.

Kierunek pomiarowy "A" występuje po stronie kolektora wydechowego (rys. 4.), a zatem wyższa temperatura jest między innymi wynikiem ciepłego oddziaływania rozgrzanego kolektora wydechowego na ścianki tulei. Konwekcja ciepła pochodząca od rozgrzanych elementów układu wydechowego utrudnia wymianę ciepła (chłodzenie) pozostałej części bloku silnika (w której umieszczona jest tuleja) z otoczeniem. Dla kierunków "B" i "D" wysoką temperaturę należy tłumaczyć wzajemnym oddziaływaniem cieplnym sąsiednich gniazd.

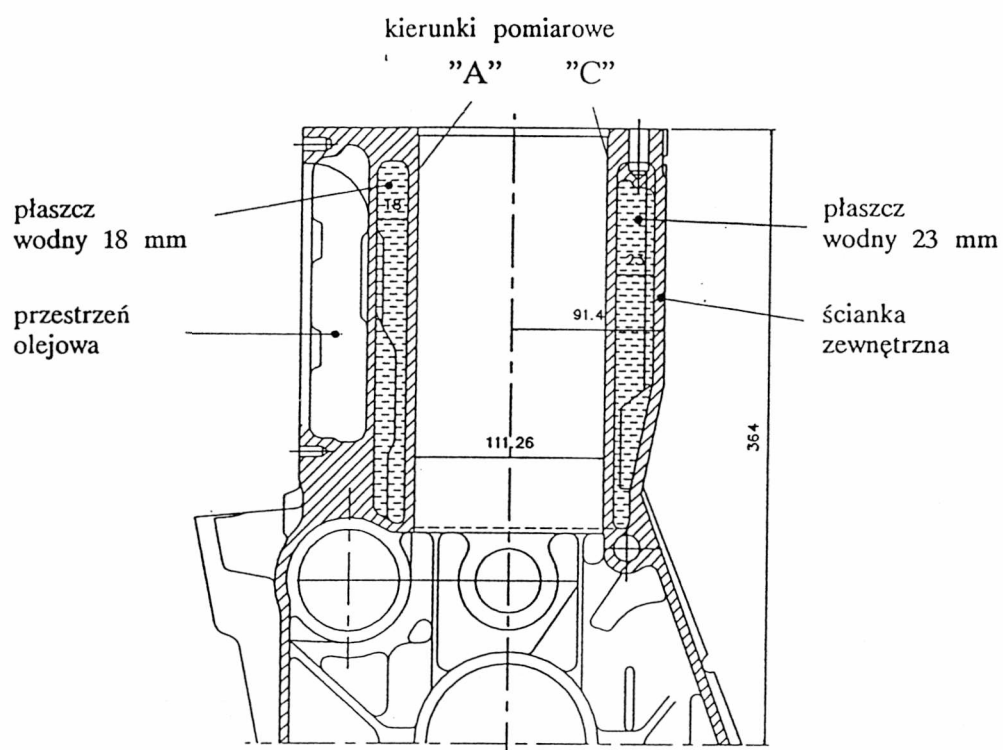
Kierunek "C" występuje po stronie układu ssącego, gdzie temperatura jest najniższa, a odprowadzenie ciepła przez konwekcję swobodne.

Budowa układu chłodzenia (rys. 45.) wskazuje na większe przekroje kanałów przyprływowych cieczy chłodzącej po stronie kierunku "C", co oznacza intensywniejsze chłodzenie i bezpośrednio tłumaczy przyczynę niższych wartości temperatury w tym kierunku w stosunku do kierunków pozostałych.

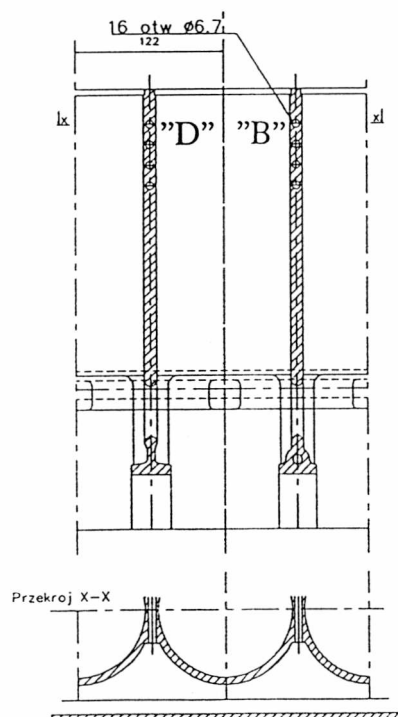
W przeciwieństwie do tego, dla kierunku pomiarowego "A" przekrój kanałów wodnych jest mniejszy (rys. 45), a ich ścianki zewnętrzne są zarazem ściankami wewnętrznymi przestrzeni olejowej, w której pracują łaski popychaczy. Utrudnia to konwekcję ciepła od tulei bezpośrednio do otoczenia, a jej temperatura jest wyższa.

Chłodzenie tulei po stronie kierunku pomiarowego "B" i "D" jest utrudnione, ze względu na mostki konstrukcyjne między gniazdami i odbywa się tylko poprzez otwory o średnicy 6,7 mm, wywiercone w tych mostkach dla zapewnienia poprzecznego ruchu cieczy chłodzącej. Stąd też wyższa temperatura w tych kierunkach (rys. 46.).

Zimny czynnik chłodzący jest transportowany od chłodnicy do płaszcza wodnego, umieszczonego po stronie kierunku "C", co również wpływa na obniżenie temperatury w tym obszarze tulei.



Rys. 45. Przekrój poprzeczny bloku silnika SW400.



Rys. 46. Fragment przekroju wzdłużnego silnika SW400.

Wnioskiem z powyższych rozważań jest konieczność modyfikacji układu chłodzenia silnika.

Układ musi ulec takim modyfikacjom, by temperatura tulei była taka sama we wszystkich kierunkach, co powinno zapewnić jej bardziej równomierne zużycie promieniowe.

Jednocześnie w pracy wykazano możliwość sterowania wartością zużycia przez odpowiedni dobór obciążenia termicznego, tak by globalne zużycie elementów silnika było możliwie małe.

10. Wnioski i uwagi końcowe.

1. Wykazano, że niedoceniany dotychczas wpływ temperatury na zużywanie się tulei cylindrowych jest istotny. Zatem teza nieniejszej pracy:
"Anizotropia promieniowego zużycia tulei cylindrowych silnika spalinowego jest skutkiem ich istotnie zróżnicowanego obciążenia cieplnego"
jest prawdziwa.
2. Nierównomierne obciążenie cieplne tulei prowadzi do anizotropii zużycia i w konsekwencji do niepotrzebnego obniżenia ресурсu eksploatacyjnego.
3. Temperatura jest wskaźnikiem dominującym w przebiegu szeregu zjawisk, będących w koincydencji i wpływających na zużywanie.
4. Umiejętność sterowania temperaturą tulei to możliwość sterowania jej trwałością.
5. Wydaje się celowe, uwzględnianie w procesie konstrukcyjnym silnika charakterystyk opisujących związki procesu zużywania z różnymi czynnikami zewnętrznymi, dopuszczającymi możliwość wystąpienia nierównomiernego zużywania. Należałoby zatem podczas prac projektowych uwzględniać możliwości wzajemnego znoszenia się oddziaływań mechanicznych i cieplnych tak, aby w końcowym rezultacie zlikwidować anizotropię zużywania tulei cylindrowych.

Uwagi o charakterze utylitarnym.

- W pracy przedstawiono sposób wykorzystania danych pomiarowych do uzyskania pełnej oceny zużycia tulei cylindrowej.
- W badaniach, prowadzonych w eksploatacji naturalnej, wykazano nierównomierność promieniowego zużywania tulei cylindrowych silników spalinowych (anizotropię zużywania). Dla przykładowo obranej grupy 22 silników rodziny SW400 oszacowano średnie wartości zużycia promieniowego, wskazując na większe o ok. 10% zużycie w kierunku "C" (tj. od strony kolektora ssącego), w stosunku do pozostałych kierunków.
- Udowodniono, że ani czynniki środowiska eksploatacji, ani technologia produkcji tulei, ani też obciążenia mechaniczne zachodzące w otoczeniu tulei, nie stanowią bezpośredniej przyczyny wystąpienia anizotropii zużywania tulei.
- Dokonano wstępnej analizy przyczyn niejednorodnego pola temperatur wokół tulei, wskazując na zróżnicowane warunki pracy układu chłodzenia wokół tulei jako przyczynę w skali makro oraz erozyjne zużywanie, związane ze spadkiem plastyczności materiału w strefie o obniżonej temperaturze, pogłębione korozyjnym oddziaływaniem kwasu siarkowego ze spalin wskutek przejścia poniżej punktu rosy jako przyczynę w skali mikro.
- Wykazano związek zużycia z temperaturą tulei cylindrowej:

$$Z = e^{(18,5592) T(-3,4316)}$$

gdzie: Z - zużycie, um,
T - temperatura, °C

- Podjęto próbę prognozowania trwałości tulei cylindrowej. Ustalono, że czas bezawaryjnej pracy tulei, w której występuje anizotropia zużywania promieniowego może wynosić ok. 150 tys. km, a po wprowadzeniu zmian eliminujących nierównomierność zużywania, przebieg międzyremontowy może wynosić ponad 200 tys. km.

- Proponuje się rozszerzenie standaryzacji pomiarów zmian średnicy wewnętrznej tulei cylindrowej (BN-79/1374-04) o tzw. indywidualne pomiary w wybranych kierunkach pomiarowych np. za pomocą metody profilometrycznej - replik.
- Wykazano w opracowaniu błędy konstrukcyjne silnika, które przyczyniają się do powstawania nierównomiernych pól temperatury w obszarze pracy omawianego wężła ciernego.
- Zbudowano specjalny system pomiarowy do szybkiego, dokładnego i równoległego zbierania, gromadzenia i przetwarzania danych temperaturowych.
- Zbudowany dla potrzeb niniejszej pracy tor pomiarowy temperatury z uwzględnieniem oryginalnego układu F020-lab może być wykorzystywany nie tylko do badań silnikowych, ale do oceny obciążeń cieplnych dowolnej maszyny lub elementu. Jeśliby zastosować super szybkie czujniki termoelektryczne (stała czasowa poniżej 3 mikrosekund) to możliwe byłoby określenie zmian temperatury w cyklu pracy, a to oznacza możliwość analizy dynamicznych zjawisk cieplnych zachodzących w silniku.

Literatura.

- [1] Archard I.F.; The wear of metals under unlubricated conditions. Proceedings Royal Society, A236, 1956.
- [2] Augustyn W., Kuśmidrowicz J., Sroka Z.J.; Badania eksploatacyjne tulei cylindrowych z nowymi odmianami chromu porowatego. Raport Inst. Konstr. Ekspł. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1985, SPR nr 92.
- [3] Augustyn W., Drela I., Drozd Cz., Kuśmidrowicz J., Miksiewicz K., Sroka Z.J. Chromowanie tulei cylindrowych o zwiększonej odporności na zużycie. Etap 1. Badania eksploatacyjne tulei cylindrowych silników SW400. z chromem porowatym. Raport Inst. Konstr. Ekspł. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1986, SPR nr 61.
- [4] Augustyn W., Idzior M., Jankowski A., Merkisz J.; "Badania trwałościowe silnika SW680". Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'83, Gdańsk - Wieżyca 1983.
- [5] Baker A.I.S., Casale P.G.; Observations on the lubrication of large bore Diesel engines at sea. Trans IME Vol.88. 1976.
- [6] Bayer R.C., Clinton W.C., Schumacher R.A.; Engineering model for wear. Wear Journal Vol.5, 1962.
- [7] Bayer R.C.; Prediction of wear in sliding system. Wear Journal Vol.11, 1968.
- [8] Biestek T., Sękowski S.; Metody badań powłok metalowych, WNT Warszawa 1973.
- [9] Błaszakow W.F., Gincburg L.G.; Sudowyje mołoooborotnyje dizieli sudostrojenije, Leningrad 1977.
- [10] Bowden F.P., Tabor D.; Wprowadzenie do trybologii, WNT Warszawa 1980.

- [11] Chruszczow M.M., Babiczew M.A.; Issledowanije iznashiwanija mietalów. AN SSRR, Moskwa 1960,
- [12] Czekaj E., Jaskólski J.; "Jakościowe kryteria trwałości i niezawodności materiałów do silników spalinowych". Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'90, Gdańsk - Matusz 1990.
- [13] Czepiel J., Grymek J., Jaskólski J.; "Pomiar temperatury i odkształceń płaszcza tłoka silnika SW680 w warunkach symulacji zmiennego obciążenia termicznego". Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'81, Wrocław - Rydzyna 1981.
- [14] Derganin B.V.; Czto takoe trenie? AN SSRR, Moskwa 1952.
- [15] Drela I., Kaźmierczak A., Kuśmidrowicz J., Miksiewicz K., Sroka Z.J., Szczygieł B.; Chromowanie tulei cylindrowych o zwiększonej odporności na zużycie. Badania trwałości tulei cylindrowych pokrytych twardym chromem. Raport Inst. Konstr. Ekspł. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1989, SPR nr 111.
- [16] Drozd Cz., Gołąbek A., Kuśmidrowicz J., Miksiewicz K., Rekxa M., Sitnik L.; Badania funkcjonalne, technologiczne i trwałościowe elementów specjalistycznych silników wysokoprężnych. Optymalizacja warstwy wierzchniej chromu porowatego tulei cylindrowych w badaniach eksploatacyjnych. Raport Inst. Konstr. Ekspł. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1980, SPR nr 83.
- [17] Drozd Cz., Kuśmidrowicz J., Miksiewicz K., Sroka Z.J.; Chromowanie tulei cylindrowych o zwiększonej odporności na zużycie - opracowanie założeń technologii twardego chromowania tulei cylindrowych w warunkach zwiększonej wydajności procesu produkcji. Raport Inst. Konstr. Ekspł. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1987, SPR nr 151.
- [18] Eyre T.S.; Wear characteristics of metals, Tribology International Journal Vol.10, 1976.

- [19] Eyre T.S.; The mechanisms of wear, Tribology International Journal, April 1978.
- [20] Goddard I.F., Wilman H.; A theory of friction and wear during the abrasion of metals. Wear Journal Vol.5, 1965.
- [21] Hobler T.; Inżynieria chemiczna. Ruch ciepła i wymienniki. WNT Warszawa 1968.
- [22] INCO; Instrukcja obsługi warstwomierza-ultrametru A9, Warszawa 1976.
- [23] Idzior M., Jankowski A., Merksiz J.; "Badania funkcjonalne i jakościowe silnika SW680/1". Raport Inst. Tech. Ciepl. i Sil. Spal. Politechniki Poznańskiej 144/82, Poznań 1982.
- [24] Idzior M., Jankowski A., Merksiz J.; "Analiza uszkodzalności silników wysokoprężnych typu Leyland SW680, stosowanych w komunikacji miejskiej" Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'82, Poznań - Błażejewko 1982.
- [25] Idzior M., Jankowski A., Krzymień A., Merksiz J.; "Badania temperatury oleju w układzie smarowania silnika samochodowego". Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'85, Poznań - Błażejewko 1985.
- [26] Jaskólski J.; "Zagadnienie badań obciążeń cieplnych silników spalinowych przy wykorzystaniu stanowisk symulacyjnych". Materiały konferencyjne Konmot' 78 WKŁ Warszawa 1978.
- [27] Jaskólski J.; "Stanowisko do badań obciążeń cieplnych i mechanicznych tłoków silników spalinowych". Silniki Spalinowe - czasopismo 1/1979.
- [28] Jaskólski J.; "Badania obciążeń cieplnych tłoków żelazowych silnika Fiat 126p na stanowisku modelowym". Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji KONES'85, Poznań - Błażejewko 1985.

- [29] Jerzmański A.; Dokładność odwzorowania nierówności powierzchni. Praca doktorska, Inst. Techn. Bud. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1977.
- [30] Juva A.; On the development of methods for estimating thermal loading in high-speed Diesel engines. Acta Polytechnica Scandinavica, Helsinki 1985.
- [31] Kistler Instrumente AG; Technical data of quartz pressure transducer 601A, Winterthur, Switzerland 1992.
- [32] Kistler Instrumente AG; Operating- and service instructions for charge amplifier 5007 type, Winterthur, Switzerland 1992.
- [33] Kostecki B.I.; Trenie, iznos i smazka w maszinach. Izd. Technika. Kiev 1970.
- [34] Kostecki B.I.; Powierchnostnaja procznost materialow pri trenii. Izd. Technika, Kiev 1976.
- [35] Kozaczewski W.; Teoria samochodu. Konstrukcja złożeń tłok-cylinder silników spalinowych. WKŁ Warszawa 1987.
- [36] Kragielskij I.V.; Trenie i iznos. Izd. Maszynostroenie, Moskwa 1968.
- [37] Kragielskij I.V., Alisin W.W.; Trenie, inasiwanie i smazka. Izd. Maszynostroenie, Moskwa 1978.
- [38] Kragielskij I.V., Alisin W.W.; Tribology Handbook - Friction, Wear, Lubrication, Moskwa 1982.
- [39] Kuśmidrowicz J., Sroka Z.J.; Komputerowy system badań obciążeń cieplnych silników spalinowych. Raport Inst. Konstr. Ekspl. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1991, SPR nr 50.
- [40] Lawrowski Z.; Tribologia. Tarcie, zużywanie i smarowanie. PWN Warszawa 1993.
- [41] Majew W.E.; Investigation on the abrasive properties of small solid mineral particles. Friction and wear in machinery Journal Vol. 14, 1956

- [42] Marczak R.; Trybologiczne własności materiałów łożyskowych. Praca habilitacyjna, Informator WITPIS 1977.
- [43] Merkisz J.; "Niektóre problemy związane z pracą wężła tłokowego silnika 115C.076/52 eksploatowanego w samochodzie Tarpan F-233". Materiały konferencyjne Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'80.
- [44] Michalski L., Eckersdorf K.; Pomiar temperatur. WNT Warszawa 1986.
- [45] Mockerle ; Vzduchem chazene vozidlowe motori. Praha 1960.
- [46] Niewczas A.; Modelowanie procesu zużycia. Praca habilitacyjna WSI Radom 1989.
- [47] Niewiarowski K.; Tłokowe silniki spalinowe. WKŁ Warszawa 1983.
- [48] Piotrowski J.; Podstawy metrologii, PWN Warszawa 1979.
- [49] Ražnjević K.; Tablice cieplne z wykresami. WNT Warszawa 1966.
- [50] Rowe C.N.; A relation between adhesive wear and heat of adsorption for the vapour lubrication of graphite. ASLE. Transport 10, 1966.
- [51] Rowe C.N.; Role of additive adsorption in the migration of wear. ASLE. Transport 13, 1970.
- [52] Semenov W.S., Trofimov P.S.; Dołgowiecznost cylindroparszniewoj grupy sudowych dizielej, Izd. Transport, Moskwa 1969.
- [53] Semenov W.S.; Teplonaprozennost i dołgowiecznost sylindrropaszniewoj grupy sudowych dizielej, Izd. Transport, Moskwa 1977.
- [54] Sitkei G.; Heat Transfer and thermal loading in internal combustion engines. Akademiai Kiado, Budapeszt 1974.
- [55] Sitnik L.; Beeinflussung der Festkorper durch den kavitirenden Flussigkeitsstrahl. Praca habilitacyjna. Dresno 1987.

- [56] Sitnik L., Sroka Z.J.; Analiza zużycia tulei cylindrowych w obszarze GMP I-go pierścienia silnika SW400. Materiały konferencyjne 13-tej Międzynarodowej Konferencji - Elementy Specjalistyczne Tłokowych Silników Spalinowych o Podwyższonych Parametrach Techniczno - Eksploatacyjnych KONES'87, Lublin-Kazimierz Dolny 25-27 listopada 1987.
- [57] Sitnik L., Sroka Z.J.; A wear and thermal loadings of cylinder liners, International Symposium on Small Diesel Engines, Warsaw May 8-19, 1992.
- [58] Sitnik L., Sroka Z.J.; Badania szybkozmiennych obciążeń cieplnych silników spalinowych. Raport Inst. Konstr. Ekspl. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1992 SPR nr 40.
- [59] Sitnik L., Sroka Z.J.; Badania szybkozmiennych obciążeń cieplnych silników spalinowych. Etap II. Raport Inst. Konstr. Ekspl. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1993 SPR nr 052.
- [60] Solski P., Ziemia S.; Zagadnienie zużycia elementów maszyn spowodowanego tarcie. PWN 1969.
- [61] Somow W.A., Boszkin P.P.; Topliwo dla transportnych dwigatielej. Sudpromgiz 1963.
- [62] Sroka Z.J.; Badania obciążeń mechanicznych tulei cylindrowych silników spalinowych SW 400. Raport Inst. Konstr. Ekspl. Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1993 SPR nr 053.
- [63] Steidle W.; Kolbengerasche. K.Schmidt Kolloquium 1974.
- [64] Stolarski T.; Studium możliwości analitycznego określenia wielkości tarcia i zużycia smarowanych węzłów ślizgowych. Inst. Mech. i Podstaw Konst. Maszyn Politechnika Gdańska, Maj 1977.
- [65] Strzałkowski A., Śliżyński A.; Matematyczne metody opracowania wyników pomiarów. PWN Warszawa 1978.
- [66] TC Ltd.; Thermocouples & resistance data. Uxbridge, England 1989.

- [67] Wang B., Geng G., Levy A.V.; Erosion and corrosion of cooled 1018 steel, Wear International Journal Vol.161, April 1993.
- [68] Wiśniewski S.; Obciążenia cieplne silników spalinowych. WKŁ Warszawa 1972.
- [69] Wiśniewski S.; Pomiary temperatury w badaniach silników i urządzeń cieplnych. WNT Warszawa 1983.
- [70] Włodarski J.K.; Tłokowe silniki spalinowe - procesy trybologiczne. WKŁ Warszawa 1982.

Załącznik 1.

Wartości zużycia tulei cylindrowych

**ZUŻYCIE TULEI CYLINDROWYCH SILNIKÓW RODZINY SW400
O PRZEBIEGU 50.000 KILOMETRÓW.**

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
1.	Jelenia Góra 100846	39S	1	A	16
				B	32
				C	42
				D	42
		40S	2	A	5
				B	11
				C	15
				D	16
		96	3	A	7
				B	4
				C	18
				D	7
		114	4	A	4
				B	6
				C	12
				D	6
		51	5	A	5
				B	4
				C	10
				D	2
		19	6	A	7
				B	20
				C	19
				D	7
2.	Jelenia Góra 49331	43S	1	A	7
				B	6
				C	31
				D	25
		44S	2	A	2
				B	36
				C	34
				D	18
		47	3	A	2
				B	3
				C	9
				D	3
		57	4	A	2
				B	2
				C	8
				D	4

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Jelenia Góra 49331	103	5	A	3
				B	4
				C	18
				D	9
		104	6	A	4
				B	7
				C	12
				D	11
3.	Jelenia Góra 93875	47S	1	A	6
				B	2
				C	10
				D	6
		48S	2	A	6
				B	34
				C	10
				D	9
		65	3	A	2
				B	3
				C	8
				D	4
		79	4	A	5
				B	5
				C	18
				D	40
		72	5	A	3
				B	3
				C	15
				D	4
		6	6	A	7
				B	9
				C	14
				D	6
4.	Jelenia Góra 92496	49	1	A	5
				B	6
				C	20
				D	46
		117	2	A	5
				B	10
				C	3
				D	5

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Jelenia Góra 92496	42	3	A	2
				B	5
				C	3
				D	10
		38	4	A	3
				B	2
				C	9
				D	3
		37S	5	A	3
				B	6
				C	6
				D	5
		38S	6	A	7
				B	10
				C	7
				D	6
5.	Jelenia Góra 42339	8N	1	A	14
				B	8
				C	6
				D	11
		61S	2	A	15
				B	32
				C	35
				D	38
		23N	3	A	12
				B	5
				C	16
				D	18
		21N	4	A	15
				B	20
				C	18
				D	8
		6N	5	A	15
				B	8
				C	15
				D	11
		62S	6	A	42
				B	18
				C	36
				D	16

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
6.	Jelenia Góra 42339	98	1	A	11
				B	4
				C	16
				D	9
		85	3	A	7
				B	6
				C	30
				D	42
		83	4	A	8
				B	22
				C	20
				D	21
		45S	5	A	35
				B	42
				C	21
				D	62
7.	Jelenia Góra 74441	106	1	A	7
				B	7
				C	10
				D	7
		94	2	A	7
				B	7
				C	14
				D	6
		7S	3	A	5
				B	4
				C	10
				D	6
		25S	4	A	8
				B	16
				C	19
				D	12
		95	5	A	9
				B	11
				C	11
				D	4

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Jelenia Góra 74441	105	6	A	14
				B	10
				C	11
				D	8
8.	Jelenia Góra 4835	70	1	A	12
				B	9
				C	20
				D	14
		4	2	A	22
				B	8
				C	14
				D	44
		27S	3	A	16
				B	13
				C	31
				D	45
		26S	4	A	22
				B	18
				C	52
				D	24
		63	5	A	58
				B	26
				C	40
				D	32
		110	6	A	20
				B	12
				C	30
				D	10
9.	Jelenia Góra 92496	64	1	A	4
				B	3
				C	7
				D	6
		56	2	A	5
				B	8
				C	13
				D	5
		53S	3	A	16
				B	32
				C	30
				D	14

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Jelenia Góra 92496	54S	4	A	10
				B	26
				C	40
				D	52
		55	5	A	4
				B	3
				C	7
				D	1
		58	6	A	2
				B	5
				C	5
				D	2
10.	Jelenia Góra 73309	93	1	A	17
				B	7
				C	22
				D	16
		62	2	A	15
				B	7
				C	19
				D	14
		3S	3	A	20
				B	22
				C	24
				D	13
		5S	4	A	20
				B	55
				C	47
				D	16
		32	5	A	21
				B	13
				C	24
				D	14
		69	6	A	30
				B	18
				C	31
				D	29
11.	Wrocław 95026	20	1	A	13
				B	22
				C	37
				D	32

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Wrocław 95026	21	2	A	5
				B	6
				C	29
				D	43
		87-10	3	A	13
				B	58
				C	17
				D	7
		87-11	4	A	6
				B	6
				C	10
				D	9
		87-6	5	A	36
				B	50
				C	39
				D	32
		87-9	6	A	11
				B	21
				C	17
				D	9
12.	Wrocław 39152	22	1	A	2
				B	2
				C	2
				D	2
		23	2	A	2
				B	2
				C	3
				D	7
		87-4	3	A	3
				B	4
				C	4
				D	3
		87-5	4	A	4
				B	1
				C	3
				D	3
		87-8	5	A	15
				B	13
				C	10
				D	17

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Wrocław 39152	87-12	6	A	2
				B	8
				C	7
				D	5
13.	Wrocław 140602	87-1	1	A	3
				B	4
				C	5
				D	5
		87-3	2	A	2
				B	2
				C	6
				D	2
		83-3	3	A	1
				B	1
				C	2
				D	2
		83-7	4	A	4
				B	1
				C	3
				D	3
		26K	5	A	6
				B	7
				C	11
				D	12
		27K	6	A	19
				B	46
				C	20
				D	10
14.	Wrocław 143808	4A	1	A	32
				B	17
				C	32
				D	28
		5A	2	A	37
				B	14
				C	66
				D	27
		4J	3	A	23
				B	20
				C	11
				D	6

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Wrocław 143808	5J	4	A	5
				B	2
				C	2
				D	26
		79S	5	A	4
				B	4
				C	3
				D	2
		5K	6	A	6
				B	1
				C	6
				D	5
15.	Środa Śląska 155279	6J	1	A	26
				B	50
				C	32
				D	16
		7J	2	A	6
				B	18
				C	5
				D	4
		6K	3	A	18
				B	1
				C	16
				D	31
		7K	4	A	44
				B	1
				C	21
				D	50
		6A	5	A	31
				B	34
				C	35
				D	1
		7A	6	A	1
				B	2
				C	1
				D	1
16.	Wrocław 141635	10K	1	A	30
				B	19
				C	11
				D	9

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
	Wrocław 141635	11K	2	A	30
				B	36
				C	26
				D	13
		10A	3	A	30
				B	52
				C	34
				D	7
		11A	4	A	1
				B	2
				C	4
				D	1
		10J	5	A	30
				B	28
				C	36
				D	24
		11J	6	A	7
				B	1
				C	1
				D	21
17.	Oleśnica 48596	18A	1	A	32
				B	35
				C	26
				D	50
		19A	2	A	1
				B	4
				C	8
				D	4
		4S	3	A	48
				B	48
				C	50
				D	28
		5S	4	A	9
				B	10
				C	4
				D	6
		18K	5	A	12
				B	7
				C	18
				D	16

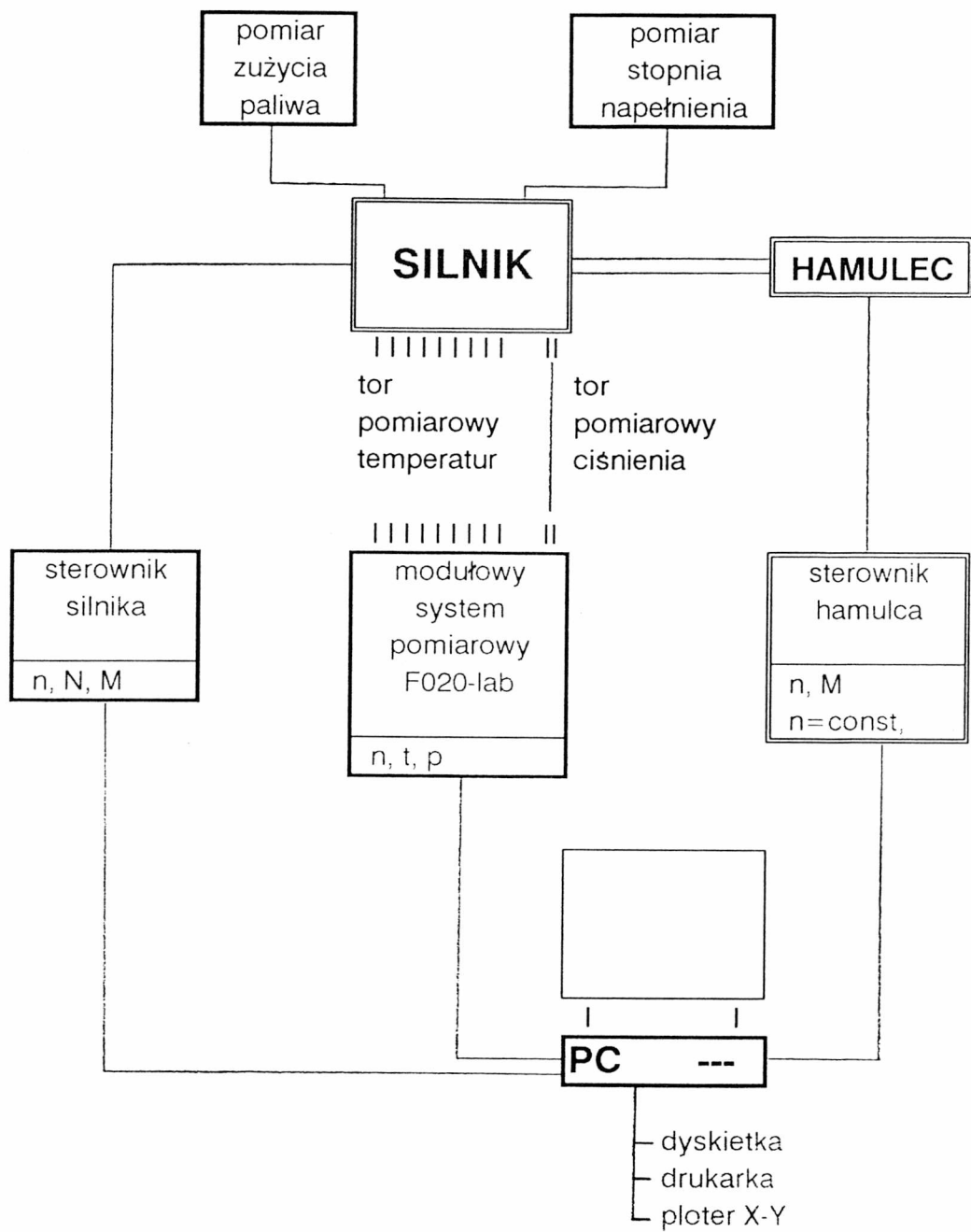
Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
18.	Wrocław 13804	22K	1	A	11
				B	5
				C	10
				D	11
		1C	2	A	25
				B	36
				C	32
				D	12
		23A	3	A	12
				B	24
				C	25
				D	5
		22A	4	A	60
				B	44
				C	38
				D	42
		23K	5	A	11
				B	7
				C	22
				D	30
		26	6	A	10
				B	15
				C	5
				D	2
19.	Wrocław 130946	25	2	A	15
				B	1
				C	27
				D	23
		5	4	A	20
				B	18
				C	21
				D	18
		68S	5	A	25
				B	17
				C	27
				D	40
		71S	6	A	17
				B	52
				C	29
				D	12

Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie $\mu\text{m} \pm 1$
20.	Wrocław 141851	9J	2	A	7
				B	1
				C	19
				D	1
		8K	3	A	17
				B	32
				C	17
				D	7
		9K	4	A	15
				B	6
				C	35
				D	35
		8A	5	A	27
				B	15
				C	50
				D	9
		9A	6	A	5
				B	16
				C	1
				D	3
21.	Wrocław 136859	13A	2	A	26
				B	18
				C	30
				D	8
		13J	4	A	25
				B	18
				C	31
				D	38
		13K	6	A	33
				B	24
				C	32
				D	22
22.	Wrocław 165526	15J	2	A	18
				B	13
				C	4
				D	1
		15K	4	A	10
				B	15
				C	34
				D	16

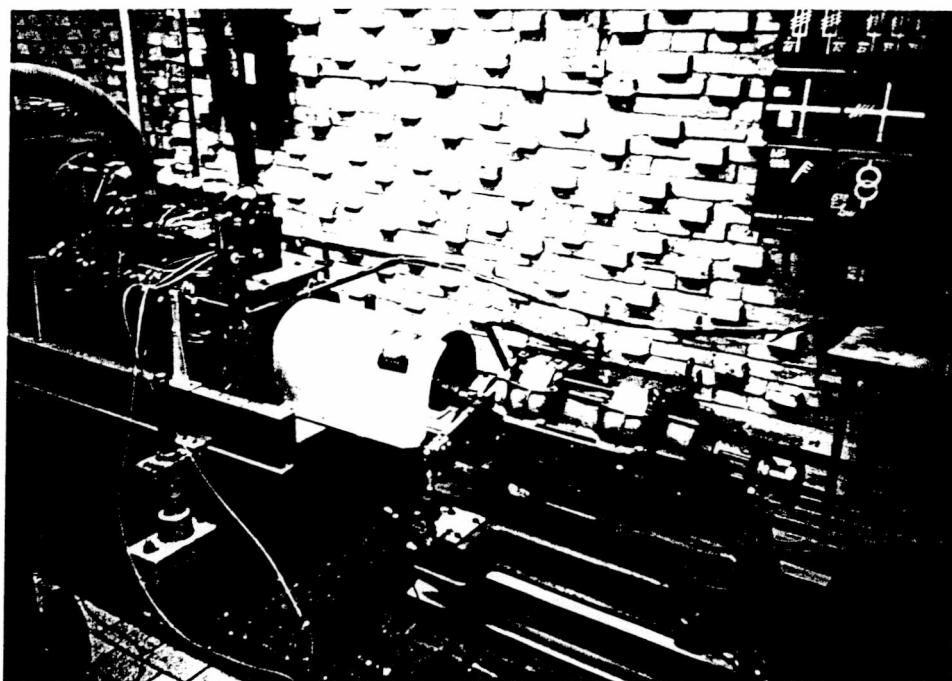
Lp.	Środowisko nr pojazdu	Nr tulei	Nr gniazda	Kierunek pomiaru	Zużycie µm ±1
	Wrocław 165526	14A	5	A	30
				B	14
				C	40
				D	24
		15A	6	A	21
				B	34
				C	13
				D	1

Załącznik 2.

Stanowisko badawcze



Rys. 47. Schemat ideowy stanowiska badawczego.



Rys. 48. Widok stanowiska badawczego:
- przedział silnikowy,

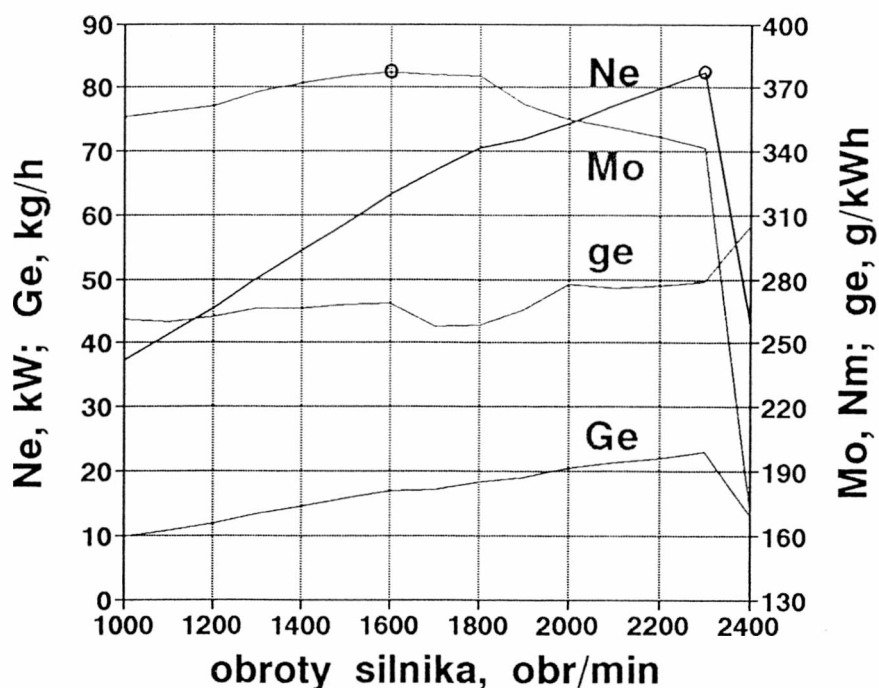


Rys. 49. Widok stanowiska badawczego:
- sterownia.

Stanowisko hamowniane wyposażone było w:

- silnik SW400/Ł2 nr fab. 91457, o następujących parametrach techniczno-eksploatacyjnych:

rodzaj silnika	4-suwowy
liczba cylindrów	6
średnica cylindra, mm	107,18
skok tłoka, mm	120,65
objętość skokowa, dm^3	6,53
stopień sprężania	16
moc znamionowa, kW	80-110 przy 2300-2400 obr/min
maksymalny moment, Nm	360÷450 przy 1600 obr/min
jednostkowe zużycie paliwa, g/kWh	240÷270
rodzaj wtrysku	bezpośredni
początek tłoczenia $^{\circ}\text{owk}$	26 przed GMP
kolejność wtrysku	1-5-3-6-2-4
paliwo	olej napędowy ($0,842 \text{ kg/dm}^3$)
rodzaj chłodzenia	wodne



Rys. 50. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW400/Ł2 nr fab. 91457.

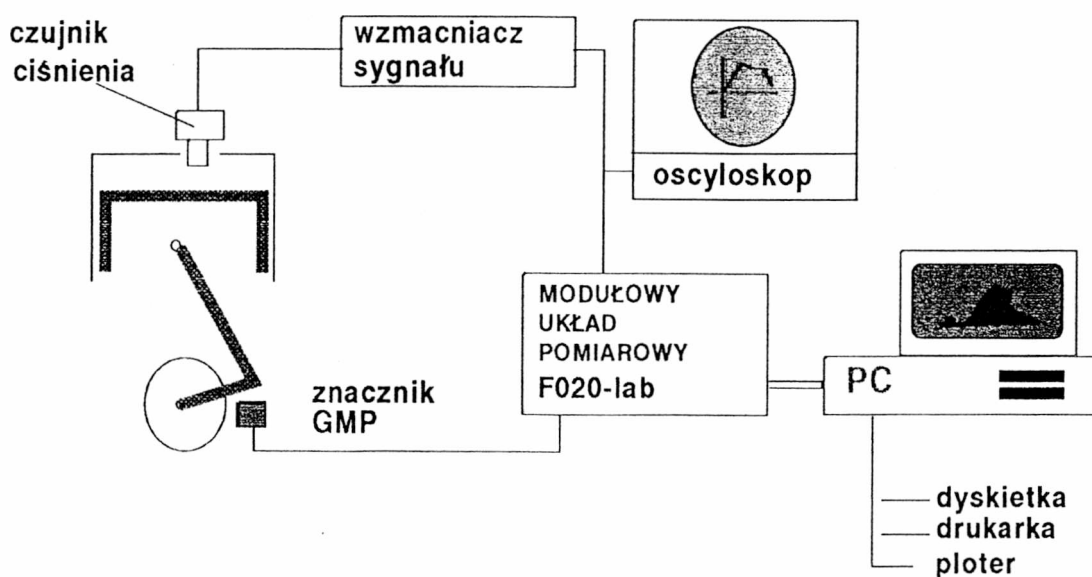
Pozostałe elementy stanowiska to:

- hamulec elektrowirowy MK 111 CVA firmy Heenan-Dynamatic & Froude Ltd. nr fab. B39833A o maksymalnej mocy 220 KW,
- sterownik silnika AMX 201 firmy Automex (bez numeru),
- sterownik hamulca EW AMX 211 firmy Automex (bez numeru) - dokładność momentu ± 0.1 Nm, obroty ± 1 obr/min,
- przepływomierz paliwa/powietrza bez oznaczeń firmy Automex - dokładność wskazań ± 0.1 kg/h i ± 0.1 m³/h,
- modułowy układ pomiarowy F020-lab - dane w załączniku 3,
- komputer PC 386 SX, 16 MHz, 4MB RAM, SVGA wraz z osprzętem (drukarka laserowa HP III plus i LaserJet HP 550C, mysz Microsoft) i oprogramowaniem systemowym (FMS) oraz komercyjnym (Quattro Pro, Windows 3.1, Statgraphics 4.0).

Przed przystąpieniem do badań przeprowadzono kontrolne pomiary geometryczne badanych części oraz zapewniono właściwy stan techniczny silnika - zgodny z danymi producenta [4], [62].

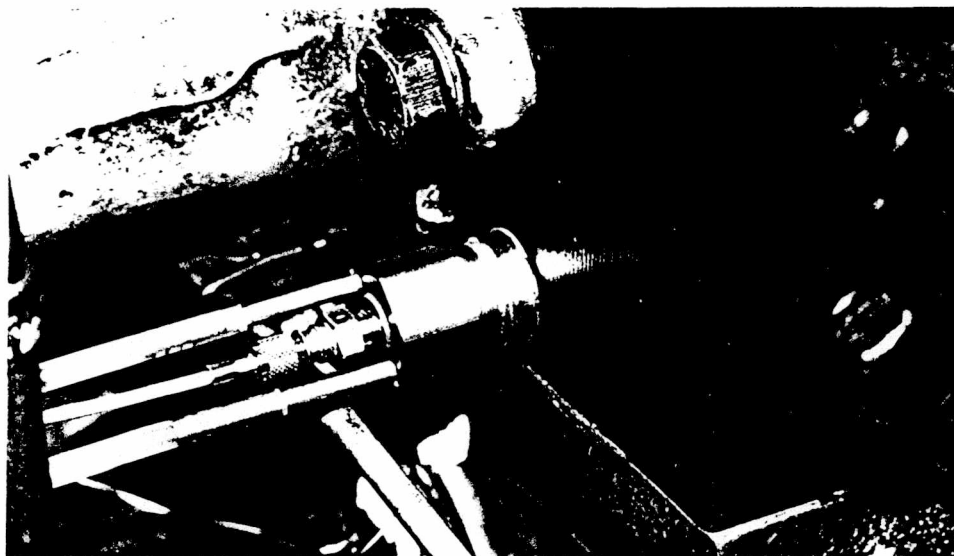
Tor pomiarowy ciśnienia.

Dla potrzeb badań ciśnienia w cylindrze należało wykonać tor pomiarowy, przedstawiony schematycznie na rys. 51.



Rys. 51. Schemat ideowy toru pomiarowego ciśnienia w cylindrze.

Realizacja tego toru wymagała montażu dwóch czujników: piezoelektrycznego czujnika ciśnienia i diodowego znacznika kąтового położenia wału korbowego. Pomiar ciśnienia wykonywano w 6-tym cylindrze (rys.52.) ze względu na łatwość technologicznego wykonania otworów i kanałów.



Rys. 52. Zabudowa czujnika ciśnienia KISTLER 601A w głowicy.

Ciśnienia w cylindrze mierzono za pomocą układu firmy KISTLER Instrumente AG ze Szwajcarii, który został dobrany wg parametrów pracy silnika. Dane układu:

- czujnik ciśnienia typ 601A [31]

zakres pomiarowy	0...250 bar
dopuszczalne przeciążenie	500 bar
wartość progowa	< 0,002 bar
czułość	- 16 pC/bar
stała czasowa	3 μ s
błąd liniowości	< $\pm$ 5%FSO
czułość przyspieszenia	0,001 bar/g
temperaturowy zakres pracy	- 196...+ 240 °C
ciężar	1,7 g

- adaptor chłodzący typ 6509

- wzmacniacz sygnału typ 5007 [32]

zakres pomiarowy	$\pm 10...500000$ pC
liczba zakresów	12
czułość przetwarzania	0,1...11000 pC/MU
dokładność	$< \pm 1 - 3\%$
błąd liniowości	$< \pm 0,5\%$
czułość kalibracji	$1 \pm 0,5\%$ pC/mV
temperaturowy zakres pracy	0...+ 50 °C
ciężar	1,3 kg

- kable przyłączeniowe, złącza.

Dla identyfikacji otrzymywanych wykresów obrazujących przebieg ciśnienia w cylindrze należało dokładnie opisać ich położenie w funkcji kąta obrotu wału korbowego. W tym celu na obudowie koła zamachowego zamontowano odpowiedni czujnik, będący diodowym sygnalizatorem przejścia specjalnego występu wykonanego na kole zamachowym, który oznaczał położenie tłoka w 6-tym cylindrze w GMP. Zbierany impuls był rejestrowany obok przebiegu ciśnienia w tym samym czasie.

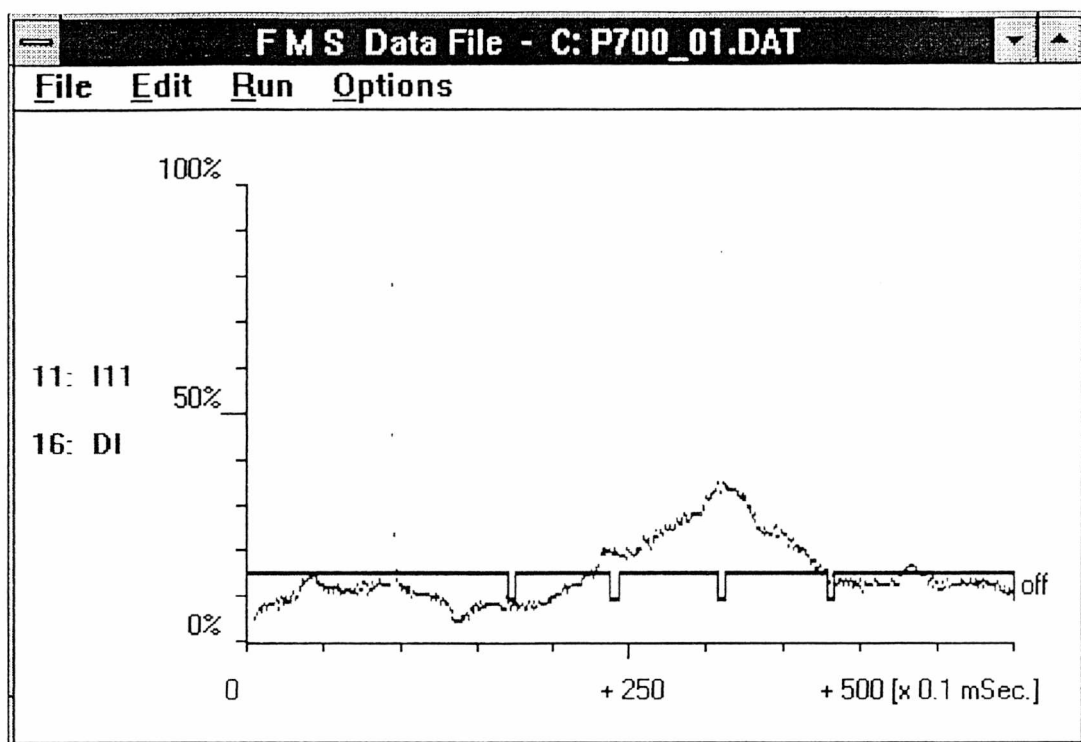
Do rejestracji, gromadzenia i przetwarzania danych o ciśnieniu i położeniu wału korbowego wykorzystano oryginalny, zbudowany przez autora i spółkę Faster Elektronik dla potrzeb niniejszej pracy, modułowy układ pomiarowy F020-lab (załącznik nr 3.).

Przed przystąpieniem do badań przeprowadzono kalibrację czujnika ciśnienia. Wartości tej kalibracji zostały zakodowane w module pomiaru ciśnienia co umożliwiło otrzymywanie danych w wartościach rzeczywistych. Należy jednak zwrócić uwagę, że dane z dolnego obszaru badań ciśnienia tzn. poziomu 0 - 0.1 MPa są obciążone błędem czujnika i kalibracji + 0.3 MPa, dla pozostałego zakresu (0.3 - 10 MPa) współczynnik korelacji wynosił 0,99. Oznacza to, że wartości ciśnienia z dolnego obszaru wykresu indykatorowego należy traktować jedynie orientacyjnie, pozostałe zaś jak bardzo dokładne.

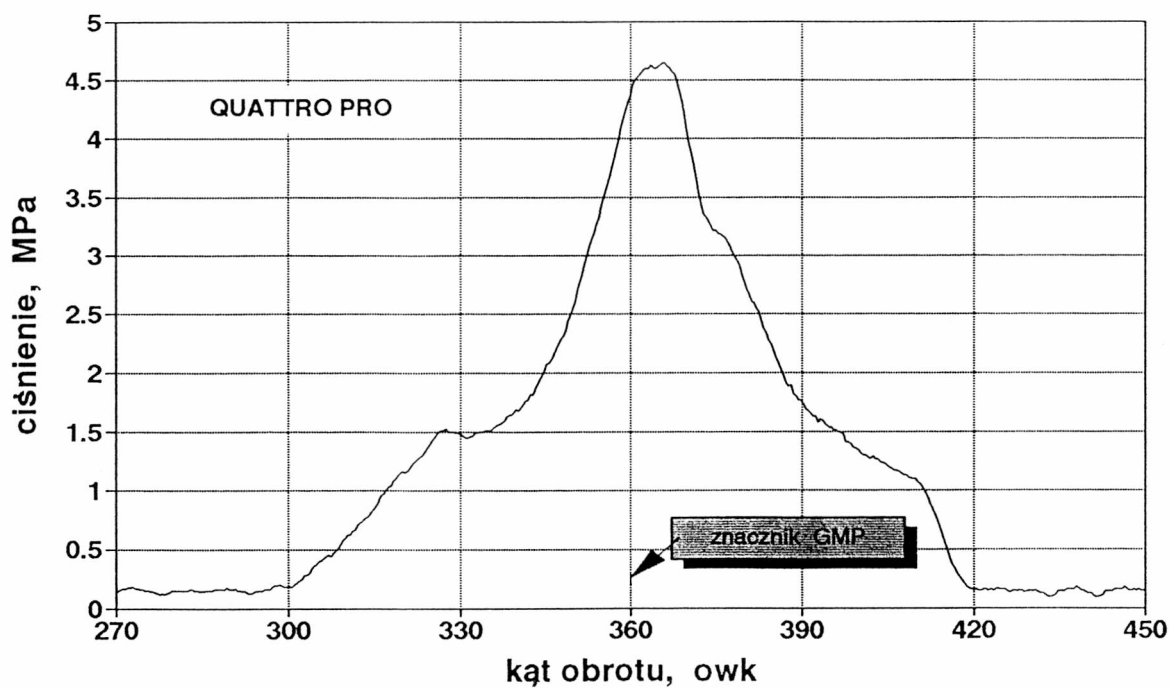
Pomiar ciśnienia w cylindrze wykonywano podczas realizacji, każdego punktu pomiarowego charakterystyki zewnętrznej.

Obserwacje bieżące przebiegu ciśnienia przeprowadzono przy użyciu oscyloskopu i "stop klatki" na monitorze komputera. Pomiar realizowy był w trybie oscyloskopowym z częstotliwością próbkowania 10 kHz.

Otrzymywany za pomocą układu pomiarowego F020-lab wykres indykatorowy podlegał następnie obróbce (filtracja zakłóceń) w arkuszu kalkulacyjnym Quattro Pro - rys. 53. i 54.



Rys. 53. Przykładowy wykres przebiegu ciśnienia dla biegu luzem silnika otrzymany podczas pomiaru za pomocą układu F020-lab.

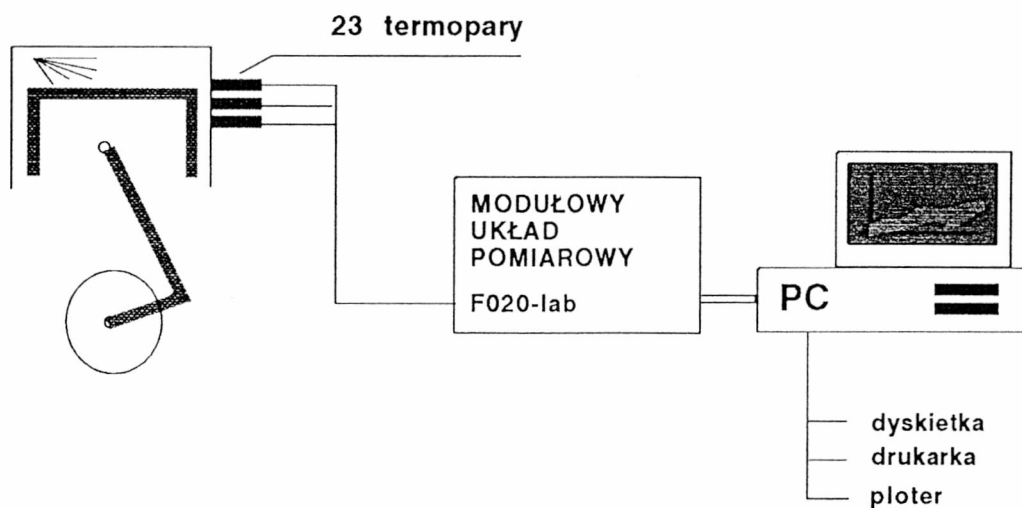


Rys. 54. Wykres przebiegu ciśnienia dla biegu luzem silnika przedstawiony na rys. 53. - po obróbce filtracyjnej w arkuszu kalkulacyjnym Quattro-Pro.

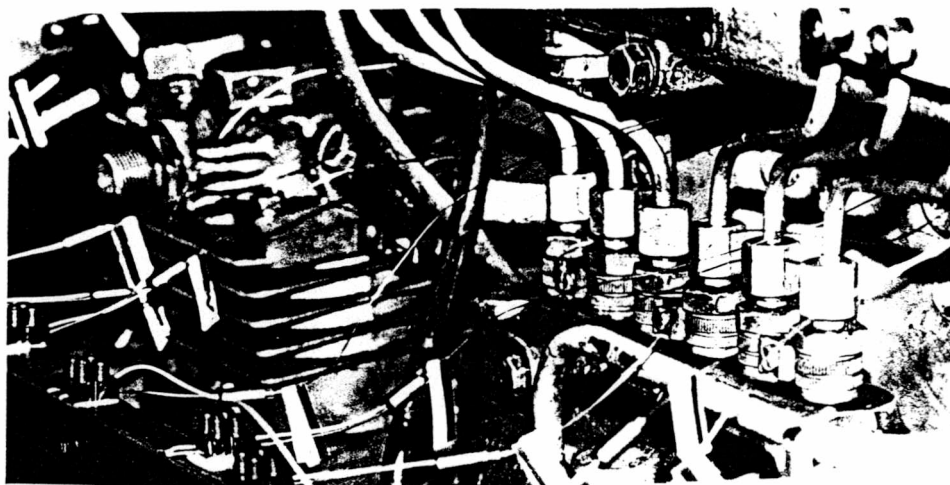
Ograniczenie wielkości bufora pamięci podczas badań w trybie oscyloskopowym (próbkowanie z częstotliwością 10kHz) sprawiły, że pomiar ciśnienia w cylindrze przy prędkości 1600 obr/min odbywał się co 0,96 stopnia kąta OWK, a dla 2300 obr/min co 1,38 stopnia kąta OWK.

Tor pomiarowy temperatury.

Dla potrzeb badań cieplnych tulei cylindrowych wykonano tor pomiarowy temperatury wg schematu jak na rys. 55.



Rys. 55. Schemat ideowy toru pomiarowego temperatury.



Rys. 56. Termopary zamocowane w bloku silnika.

Elementy toru pomiarowego temperatury to:

- 19 czujników termoelektrycznych rozmieszczonych na poziomie GMP I-go pierścienia we wszystkich tulejach i 4 termopary zamocowane wzdłuż tulei 6-tej. Wszystkie termopary są tego samego typu [66]:

symbol	12-K-300-0.5-2G-3P8,
producent	TC Ltd. England
rodzaj	gruntowana,
średnica płaszcz	0.5 mm,
czas bezwładności	0,04 - 0.06s,
zakres pracy od	-200 do + 1300°C,
dokładność	1.5 °C lub 0.004 T,

- moduły termopar wraz z układem pomiarowym F020-Lab - załącznik 3,
- kalibrator termopar - załącznik 3,
- układ gromadzenia i przetwarzania danych: komputer PC IBM 386 SX, 16 MHz, 4 MB RAM, HD 160 MB , Trident SVGA.

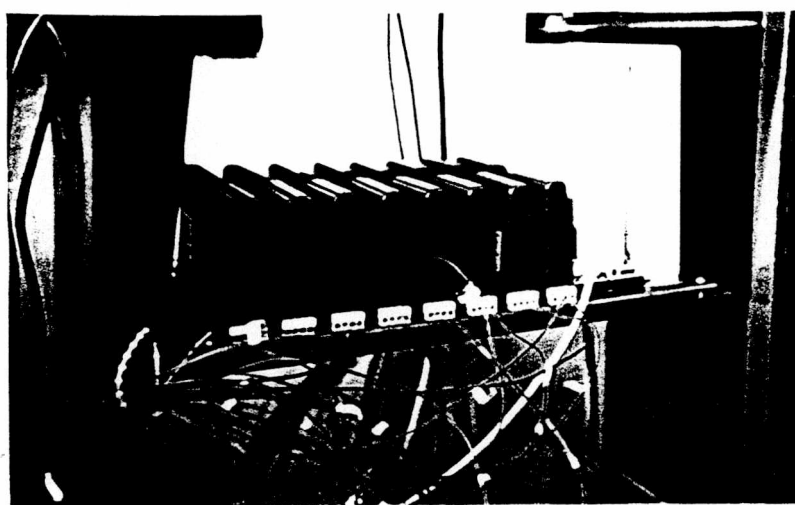
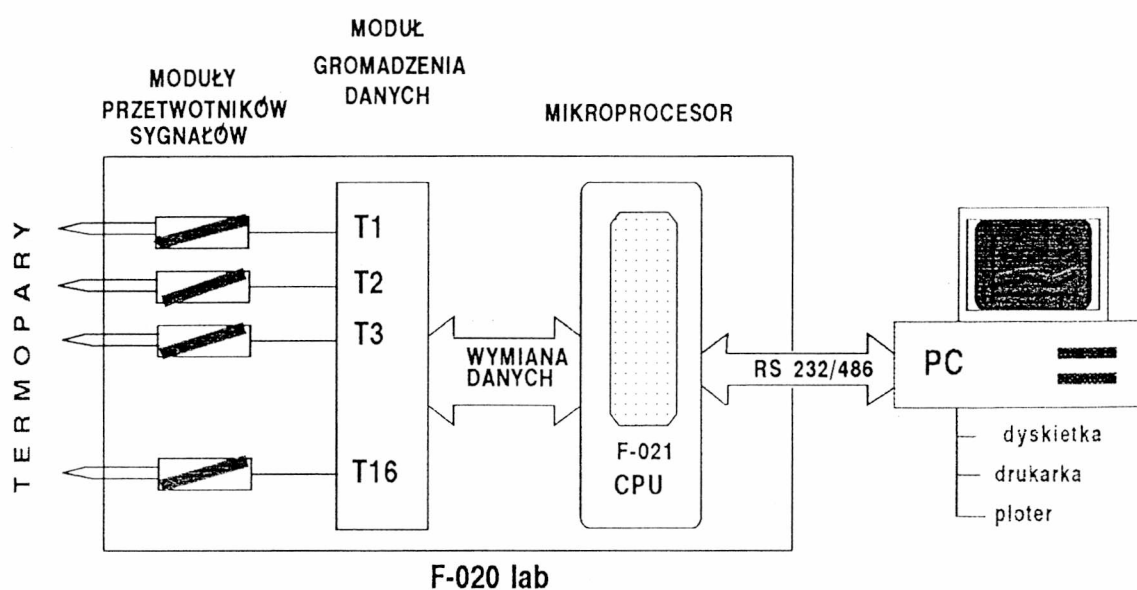
Załącznik 3.

Modułowy układ pomiarowy F020-lab.

Modułowy układ pomiarowy F020-lab został zaprojektowany i wykonany dla potrzeb niniejszej pracy.

Składa się on z części pomiarowej (hardware) i oprogramowania (software) sterującego pomiarami. Układ ten został wykonany przez spółkę z o.o. FASTER Elektronik z Wrocławia.

Koncepcja równoległego i szybkiego gromadzenia danych o temperaturach była punktem wyjścia w budowie tego układu i wiązała się z projektem generalnym badań obciążeń cieplnych całego silnika. W trakcie projektowania, budowy jak i podczas pierwszych testów układ był wielokrotnie modyfikowany. Ogólny schemat działania układu pozostał jednak niezmienny - rys. 57.



Rys. 57. Schemat działania i zdjęcie układu pomiarowego F020-lab.

Opracowany nowy system zapewnia dokonywanie pomiarów, wizualizację i rejestrację danych.

Układ pomiarowy F020-lab ma konstrukcję modułową. Składa się on z kasety z zamontowanym platerem (płytą nośną ze złączami dla modułów przetworników), modułu zasilacza F-040 PWR, modułu procesora lokalnego F-021 CPU oraz maksymalnie 16 modułów przetworników F-022 TC. Na platerze zamontowane są zaciski śrubowe pozwalające w łatwy sposób przyłączyć kabel sieciowy, czujniki oraz kabel transmisji. Oprócz tego na platerze są zamontowane dwa złącza tzw. szufladowe 9 stykowe transmisji szeregowej RS232.

Moduł zasilacza F-040PWR.

Moduł zasilacza F-040 PWR zbudowano na podzespołach firmy MOTOROLA. Składają się na niego dwa układy: zasilacz transformatorowy ze stabilizatorem liniowym +12V/2A z zabezpieczeniem zwarciovym i przetwornica impulsowa +5V/2.5A - także z zabezpieczeniem zwarciovym. Zastosowanie transformatora niskoprofilowego, zalanego tworzywem sztucznym pozwoliło obniżyć napięcie i oddzielić się galwanicznie od sieci energetycznej 220 V.

Moduł procesora F-021 CPU.

Moduł procesora F-021 CPU wyposażony jest w dwa nowoczesne mikrop procesory firmy HITACHI. Jeden z nich przeznaczony jest wyłącznie do pomiarów, a drugi do wstępnego przetworzenia wyników (filtracja cyfrowa), ich lokalną archiwizację oraz transmisją do komputera PC. Dzięki temu pomiary odbywają się niezależnie od innych zadań.

Moduł posiada 16 kB pamięci RAM, która może być rozbudowana do 256 kB.

Rozmiar pamięci ma szczególne znaczenie dla pracy w tzw. trybie oscyloskopowym (dynamiczne pomiary temperatury lub wydłużony czas pomiaru ciśnienia w cylindrze) ponieważ od wielkości pamięci zależy ilość próbek zmierzonych w jednym cyklu pomiarowym. Pamięć 16 kB pozwala wykonać 500 próbek, pamięć 256 kB - 16000 próbek. Moduł procesora można wykorzystać do pracy w trybie normalnym o czasie krótszym niż 0,1 s, ale wymaga to wprowadzenia trzeciego mikroprocesora i użycia w komputerze karty sieciowej F-080 NPC.

Pamięć ma zasilanie buforowe, tzn. że zasilana jest z modułu zasilacza oraz z lokalnego akumulatora wbudowanego w moduł procesora. Dzięki temu dane zmierzone nie ulegają zniszczeniu w razie zaniku zasilania.

Moduły przetworników.

Moduły przetworników zamieniają sygnał z czujnika (napięcie elektryczne, natężenie prądu, ładunek elektryczny, rezystancję) na częstotliwość. Sygnał częstotliwościowy jest następnie przesyłany do modułu procesora F-021 CPU poprzez plater. Sygnał ten jest izolowany galwanicznie wewnątrz modułu przetwornika. Dzięki temu poszczególne moduły przetworników są oddzielone od siebie i od kasy systemu. Moduły przetworników zbudowano na wysokiej klasy elementach firm LINEAR TECHNOLOGY, ANALOG DEVICES i PMI.

Transmisja szeregową.

Podczas pracy z układem najczęściej wykorzystywana jest transmisja w standardzie RS232. Pozwala ona przyłączyć jedną kasę systemu F020-lab do jednego kanału transmisji szeregowej w komputerze PC. 16 kanałów w przypadku omawianych pomiarów było ilością niewystarczającą (23 termopary, pomiar ciśnienia w cylindrze i sygnał ze znacznika GMP), dlatego zastosowano transmisję w standardzie RS485, podłączając dwie kasy (łączna ilość kanałów pomiarowych 32). Docelowo można przyłączyć do jednego komputera do 31 kas systemu F020-lab, tym samym uzyskując maksimum 496 kanałów pomiarowych.

Dane są przesyłane pomiędzy komputerem i układem F020-lab protokołem, zapewniającym powtórzenie rekordu jeśli nie został on odebrany poprawnie.

Komunikacja użytkownika z systemem F020-lab oraz wizualizacja danych pomiarowych i archiwacyjnych realizowana jest w środowisku graficznym WINDOWS 3.1 firmy Microsoft Inc. Praca w trybie graficznym z wykorzystaniem "myszy" umożliwia bardzo prostą i intuicyjną współpracę użytkownika z komputerem, co znacznie przyspiesza naukę, a następnie samą obsługę programu nadzorującego pracę systemu pomiarowego.

Również możliwość równoczesnej pracy wielu aplikacji (np. w jednym oknie prowadzone są pomiary, w drugim oknie wyświetlane są wyniki wcześniejszych pomiarów, w trzecim oknie uruchomiony jest edytor tekstu w celu zapisania uwag dotyczących wyników pomiarów) oraz swobodnej wymiany informacji między aplikacjami pracującymi w WINDOWS 3.1 zadecydowały o wyborze tego środowiska dla programu komunikacyjnego systemu. Dzięki temu współpraca użytkownika z modułowym układem pomiarowym F020-lab jest bardzo wygodna (rys. 58. - 62.).

Możliwości pracy w środowisku graficznym WINDOWS 3.1 opisane zostały w książce "Microsoft Windows - User's Guide", dołączonej do każdego pakietu oprogramowania systemowego WINDOWS.

Program komunikacyjny systemu pomiarowego może być instalowany na dowolnym komputerze typu PC XT/AT. Zaleca się jednak komputer klasy AT z pamięcią 2 MB RAM lub większą, twardym dyskiem 40 MB oraz kartą grafiki kolorowej typu VGA lub SVGA.

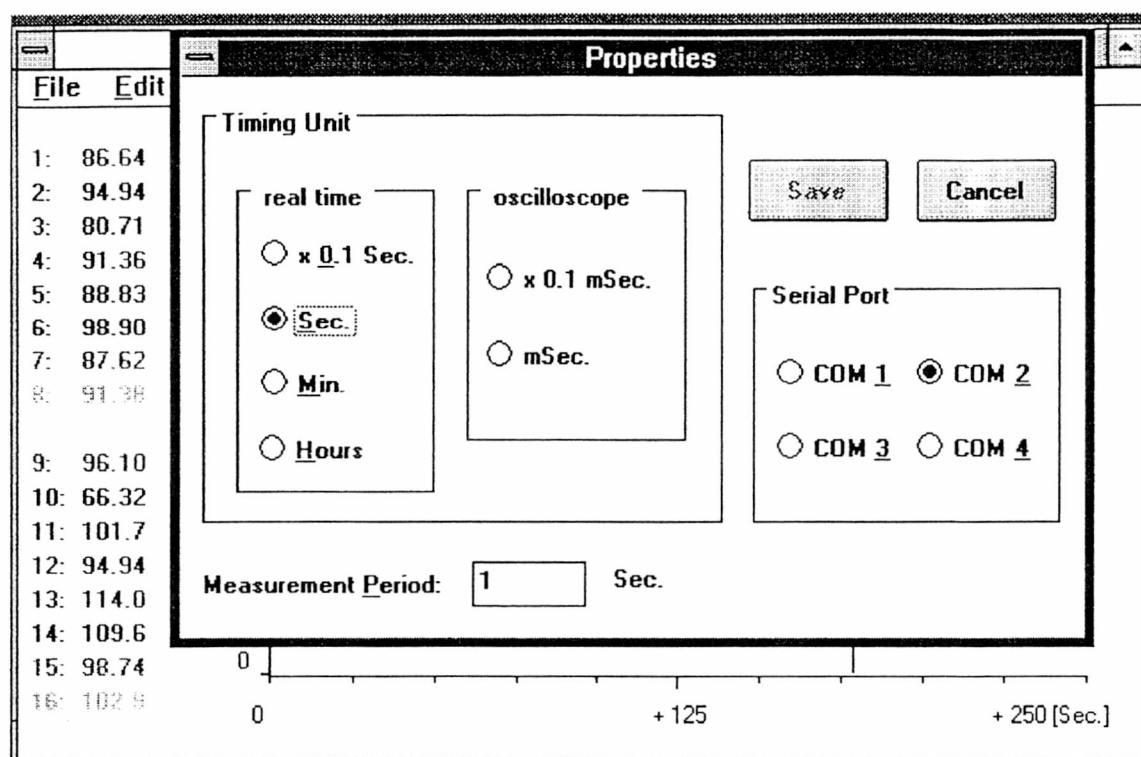
Instalacja systemu i praca z nim zostały opisane w instrukcji użytkownika, opracowanej przez Faster Elektronik.

Podsumowując można stwierdzić, że komputerowy system pomiarowy, którego zasadniczym elementem jest układ F020-lab, przeznaczony do badań obciążeń cieplnych zapewnia:

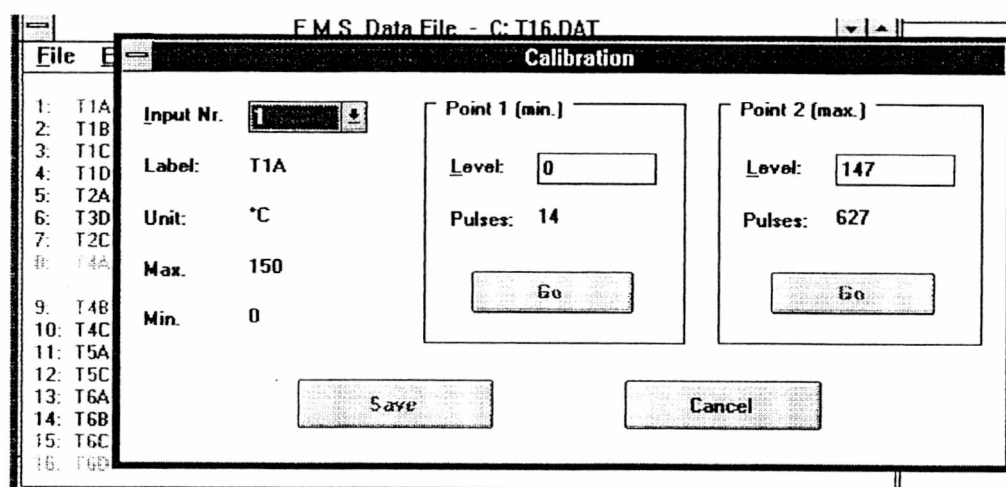
- równoległe, niezależne zbieranie danych z 16 (z możliwością rozbudowy do 496) punktów pomiarowych,
- pomiar można realizować z częstotliwością próbkowania do 10kHz,
- możliwość stosowania różnorodnych czujników temperaturowych (termoelektrycznych K, J, T, R, S itp. lub rezystancyjnych PT100), przez odpowiednie kodowanie oprogramowania i bez konieczności wymiany modułów,
- współpracę z dowolnym komputerem klasy PC, wyposażonym w złącze RS232 lub RS485,
- pracę w systemie dwustanowym tj. 24V prądu stałego i 220V prądu przemiennego,
- pełną zgodność z arkuszem kalkulacyjnym standardowych oprogramowań 123 Lotus, QUATTRO PRO Borland, Statgraphics,
- wygodny w użyciu okienkowy (windows) sposób śledzenia i konfigurowania danych pomiarowych,
- możliwość wymiany modułów przetworników sygnałów na inne np. do pomiaru ciśnień, przemieszczeń, przyspieszeń itp.

Uniwersalność układu polega również na tym, że może on być wykorzystany do innych, niesilnikowych pomiarów, ale wszędzie tam gdzie zachodzi konieczność przeprowadzenia pomiarów cieplnych.

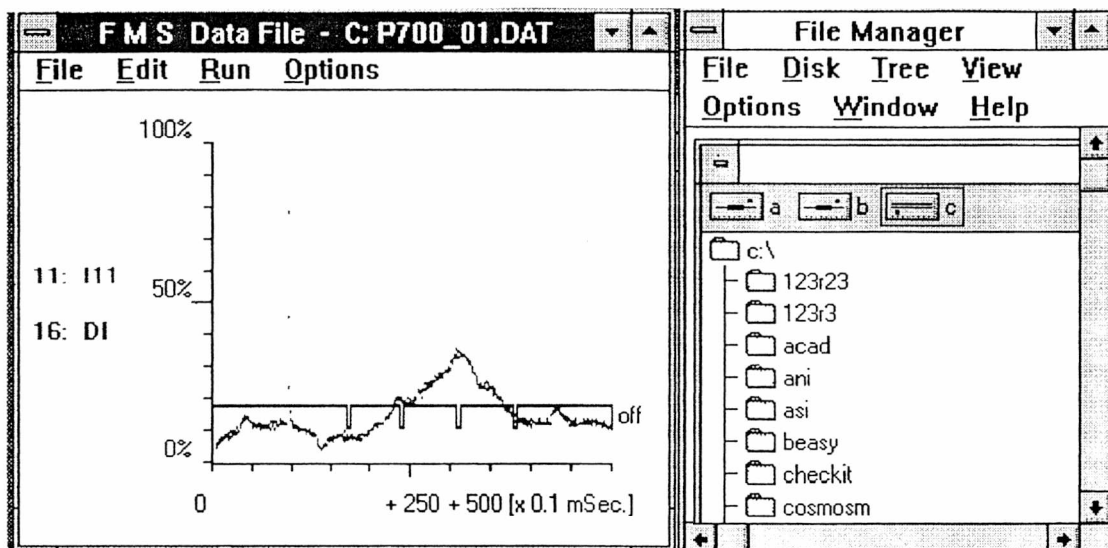
Poniżej zaprezentowano przykładowe komunikaty systemu, określające również jego możliwości - rys. 58. - 62.



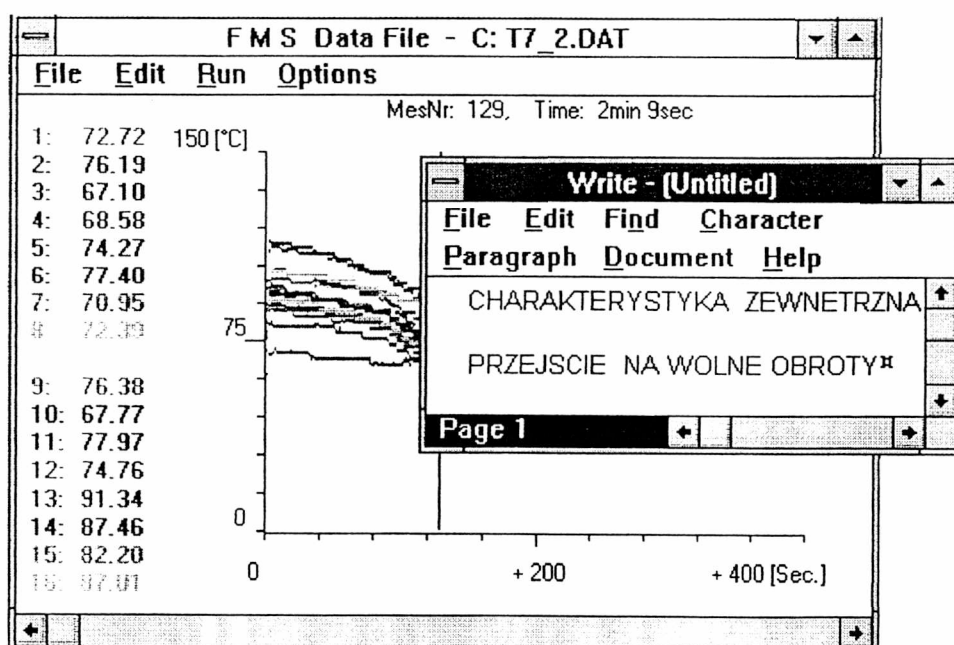
Rys. 58. Okno konfiguracyjne. Wybór: - portu komunikacyjnego,
- jednostki pomiaru,
- częstotliwości pomiaru.



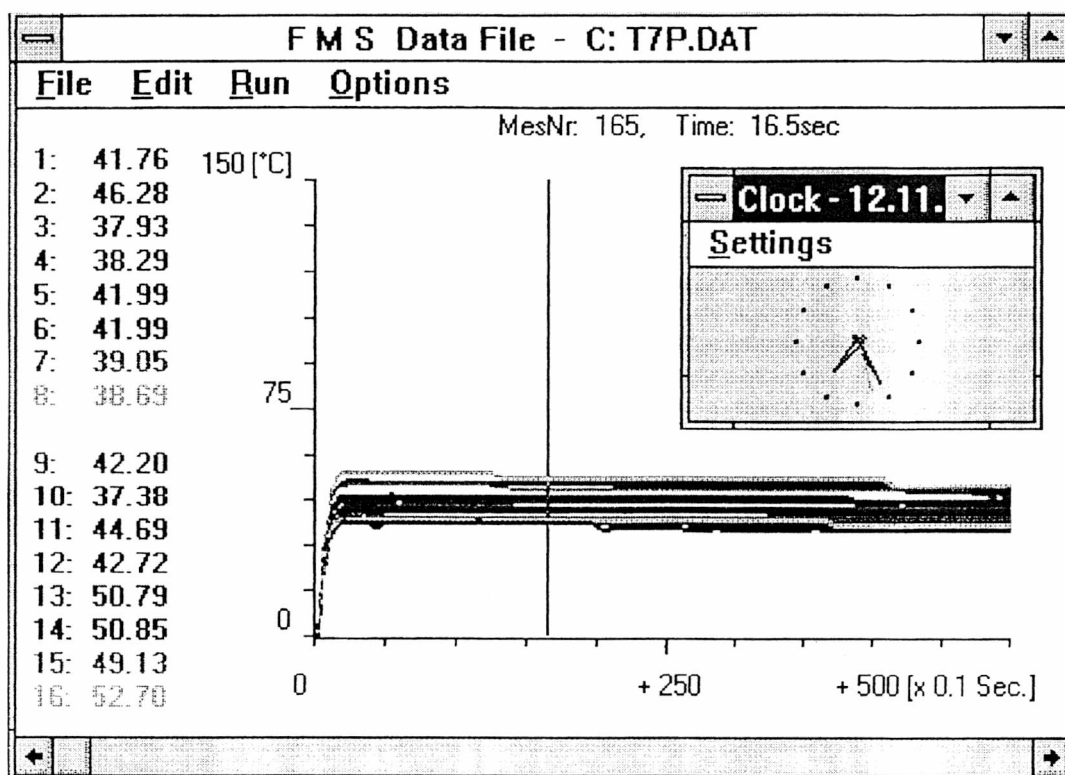
Rys. 59. Okno dialogowe kalibracji modułów.



Rys. 60. Równoczesna rejestracja danych (okno lewe)
i przegląd zawartości dysku (okno prawe).



Rys. 61. Rejestracja danych (okno w głębi) z równoczesnym
użyciem notatnika "WRITE", umożliwiające dokonywanie
notatek dotyczących aktualnego pomiaru.



Rys. 62. Analiza danych pomiarowych (liczby z lewej strony) przez scanowanie (czarna linia pionowa) zbioru danych z równoczesną kontrolą czasu badań.

Oddzielnym przyrządem, nieodzownym dla uzyskiwania dokładnych wyników, gromadzonych za pomocą układu F020-lab jest kalibrator-symulator F200-Calib. Przyrząd ten został również zaprojektowany i wykonany dla potrzeb niniejszej pracy i stanowi, podobnie jak układ F020-lab, oryginalne - niekomercyjne rozwiązanie.

Kalibrator F200-Calib przeznaczony jest do kalibrowania torów pomiarowych wyposażonych w czujniki termoelektryczne, PT100, wejścia napięciowe i prądowe. Umożliwia on również symulowanie termopar typ K, J, T, R, S, B, E, rezystorów platynowych PT100 oraz czujników wyposażonych w przetworniki standaryzujące napięciowe 0-10 V i prądowe 0-20 mA, 4-20 mA.

Zakresy pracy:

- termopary -20 .. +100 mV
- PT100 10 .. 390 Ohm

- wejścia napięciowe 0-10 V
- wejścia prądowe 0-20 mA

Błąd liniowości: +/- 0,05 %
 Błąd rozdzielczości: +/- 0,025 %
 Linearyzacja czujników wbudowana dla termopar R, S, B, T, J, K, E,
 rezystorów PT100

Kalibrator jest łatwy w obsłudze, ponieważ użytkownik wybiera typ symulowanego czujnika, a następnie zadaje dowolną wartość wyrażoną w jednostkach fizycznych np.:

- wybiera się termoparę typ J,
- kolejno zadaje się temperaturę 100, 200, 300, 400, 500, 600, 700 °C,
- na wyjściu symulatora otrzymuje się kolejne napięcia jakie dałaby termopara typu J w zadanych wartościach temperatury.

Dla termopar i PT100 automatycznie jest aproksymowana nieliniowa charakterystyka czujnika. Dzięki temu użytkownik nie musi sięgać po tabele i ręcznie zadawać napięć jakie generowałaby termopara. Możliwe jest wprowadzenie kilku kolejnych wartości do pamięci i następnie wygenerowania na wyjściu urządzenia całej sekwencji. Pozwala to na prostą symulację obiektu.