

Leszek UŁANOWICZ

TRWAŁOŚĆ NAPĘDÓW HYDROSTATYCZNYCH



WYDAWNICTWO INSTYTUTU TECHNICZNEGO WOJSK LOTNICZYCH

WARSZAWA 2025

OPINIODAWCY
prof. dr hab. inż. Krzysztof SIBILSKI
dr hab. inż. Marek ROŚKOWICZ, prof. WAT

REDAKCJA TECHNICZNA
mgr inż. Krzysztof BUBRZYK

ADIUSTACJA I KOREKTA
mgr Magdalena MALCZEWSKA

ŁAMANIE TEKSTU
Piotr TARASIEWICZ

PROJEKT OKŁADKI
Piotr TARASIEWICZ

© Copyright by Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, wyd. I, 2025 r.

ISBN 978-83-61021-99-5

WYDAWNICTWO INSTYTUTU TECHNICZNEGO WOJSK LOTNICZYCH
01-494 Warszawa 46, ul. Księcia Bolesława 6

Drukowano w Instytucie Technicznym Wojsk Lotniczych

SPIS TREŚCI

Streszczenie	9
Wykaz stosowanych skrótów i oznaczeń	13
WSTĘP	15
Rozdział 1	
PROBLEMATYKA KSZTAŁTOWANIA TRWAŁOŚCI NAPĘDU	
HYDROSTATYCZNEGO.....	23
Rozdział 2	
NAPĘD HYDROSTATYCZNY JAKO SYSTEM TECHNICZNY	53
2.1. Struktura napędu hydrostatycznego	53
2.2. Hydrauliczna para precyzyjna	66
2.2.1. Warunki pracy i obciążenia regulacyjnych par hydraulicznych	68
2.2.2. Warunki pracy i obciążenia rozdzielczych par suwakowych.....	74
2.2.3. Warunki pracy i obciążenia tłoczkowych (nurnikowych) par hydraulicznych.....	78
2.2.4. Warunki pracy i obciążenia hydraulicznej pary zębatej.....	86
2.3. Charakterystyka hydraulicznych par precyzyjnych wg kryterium kinematyki ich ruchu i warunków obciążenia.....	89
2.4. Warunki pracy i obciążenia węzła uszczelniającego	92
Rozdział 3	
CIECZ HYDRAULICZNA JAKO ELEMENT KONSTRUKCYJNY	
NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO I JEJ WŁAŚCIWOŚCI.....	101
3.1. Funkcje cieczy hydraulicznych i wymagania im stawiane	101
3.2. Właściwości fizyko-chemiczne i użytkowe cieczy hydraulicznych	103
3.2.1. Właściwości fizyko-chemiczne cieczy hydraulicznych.....	103
3.2.1.1. Lepkość cieczy hydraulicznych.....	103
3.2.1.2. Gęstość cieczy hydraulicznych.....	108

3.2.1.3. Temperatura płynięcia	111
3.2.1.4. Ciepło właściwe i przewodność cieplna	111
3.2.1.5. Punkt anilinowy	112
3.2.1.6. Kwasowość cieczy hydraulicznych	113
3.2.2. Właściwości użytkowe cieczy hydraulicznych	114
3.2.2.1. Własności smarne i przeciwzużyciowe cieczy hydraulicznych	114
3.2.2.2. Pienienie się cieczy hydraulicznych	115
3.2.2.3. Własności przeciwkorozyjne cieczy hydraulicznych	117
3.2.2.4. Odporność na tworzenie emulsji	118
3.2.2.5. Odporność na utlenianie	119
3.3. Zjawiska zachodzące w cieczach hydraulicznych podczas ich pracy	120
3.3.1. Kawitacja	120
3.3.2. Obliteracja	124
3.3.3. Uderzenie hydrauliczne	127
3.4. Rodzaje i oznaczenia cieczy hydraulicznych	128
3.5. Zanieczyszczenia stałe w cieczach hydraulicznych	135
3.6. Metody oceny czystości cieczy hydraulicznych	140
3.6.1. Granulometryczne oznaczanie czystości cieczy hydraulicznych ...	146
3.6.2. Spektrometryczne oznaczanie czystości cieczy hydraulicznych ...	149
3.6.3. Ferrograficzne oznaczanie czystości cieczy hydraulicznych	151

Rozdział 4

PROCESY STARZENIA I ZUŻYCIA W NAPĘDACH

HYDROSTATYCZNYCH.....155

4.1. Wprowadzenie	155
4.2. Starzenie się cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	158
4.2.1. Przyczyny i skutki starzenia się cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	158
4.2.2. Charakterystyka właściwości cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	163
4.2.2.1. Wygląd i kolor cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	165

4.2.2.2. Lepkość kinematyczna cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych.....	167
4.2.2.3. Liczba kwasowa cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych.....	173
4.2.2.4. Stan czystości cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych.....	179
4.2.2.5. Oddziaływanie na hydrauliczną parę precyzyjną zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej	196
4.3. Starzenie się uszczelnień elastomerowych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	207
4.3.1. Kompatybilność elastomerów z cieczami hydraulicznymi	210
4.3.2. Interakcja chemiczna uszczelki z cieczą hydrauliczną	213
4.4. Proces zużycia hydraulicznych par precyzyjnych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	217
4.4.1. Proces zużycia hydraulicznych par precyzyjnych pomp i silników osiowo-tłoczkowych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	219
4.4.2. Proces zużycia w regulacyjnych i rozdzielczych parach suwakowych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych	232
4.4.3. Modelowanie procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w hydraulicznych parach regulacyjnych.....	236
4.4.3.1. Zacieranie adhezyjne (szczepianie) w hydraulicznych parach regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym.....	236
4.4.3.2. Modelowanie procesu wywołującego zacieranie adhezyjne (szczepianie) w hydraulicznych parach regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym	238

Rozdział 5

WRAŻLIWOŚĆ ZANIECZYSZCZENIOWA URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO	249
5.1. Wprowadzenie	249
5.2. Charakterystyka szczelin hydraulicznych.....	251
5.3. Przepływ przez szczelinę hydrauliczną cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia	258

5.3.1. Założenia.....	258
5.3.2. Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną, gdy natężenie jej przepływu na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia jej przepływu w szczelinie	259
5.3.3. Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną, gdy natężenie jej przepływu na wejściu do szczeliny jest mniejsze od natężenia jej przepływu w szczelinie	262
5.3.4. Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną, gdy cylindryczny suwak przemieszcza się ze stałą prędkością względem tulei	264
5.4. Rozkład zanieczyszczeń na długości przepływowej szczeliny hydraulicznej.....	267
5.5. Modelowanie poziomu zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej napędu hydrostatycznego	278
5.6. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej hydraulicznych par precyzyjnych urządzeń hydraulicznych	288
5.6.1. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej tłoczkowych par hydraulicznych pomp hydraulicznych	290
5.6.2. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej rozdzielczych par suwakowych.....	293
5.6.3. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej regulacyjnych par hydraulicznych.....	295
5.6.4. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej filtra hydraulicznego	296
5.6.5. Przykład szacowania wrażliwości zanieczyszczeniowej tłoczkowej pompy hydraulicznej	297

Rozdział 6

SZACOWANIE I MONITOROWANIE TRWAŁOŚCI NAPĘDÓW HYDROSTATYCZNYCH.....301

6.1. Sformułowanie problemu szacowania i monitorowania trwałości urządzeń hydraulicznych	301
6.2. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego projektowania i wytwarzania	305
6.2.1. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniające losowe procesy zużycia i starzenia – podstawy teoretyczne	305

6.2.2. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniające ich destrukcję przez zanieczyszczenia zawarte w cieczy hydraulicznej	311
6.2.2.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne.....	311
6.2.2.2. Weryfikacja liczbowa szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego z uwzględnieniem wpływu zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej	316
6.2.3. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w oparciu o teorię wartości ekstremalnych tarcia statycznego w hydraulicznych parach precyzyjnych.....	318
6.2.3.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne.....	318
6.2.3.2. Weryfikacja liczbowa szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego w oparciu o asymptotyczny rozkład wartości ekstremalnych tarcia statycznego.....	322
6.3. Monitorowanie trwałości urządzeń hydraulicznych w fazie ich eksploatacji	325
6.3.1. Monitorowanie trwałości urządzeń hydraulicznych z wykorzystaniem tolerancji resztkowej	325
6.3.1.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne.....	325
6.3.1.2. Weryfikacja liczbowa monitorowania trwałości urządzeń hydraulicznych	329
6.3.2. Monitorowanie trwałości napędu hydrostatycznego na podstawie identyfikacji jego stanu technicznego.....	335
6.3.2.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne.....	335
6.3.2.2. Weryfikacja liczbowa monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego	344
6.4. Probabilistyczny model zmiany luzu w hydraulicznej parze precyzyjnej w funkcji czasu jej użytkowania	346
6.4.1. Ustalenie modelu zmian luzu w hydraulicznej parze precyzyjnej w funkcji czasu	346
6.4.2. Wyznaczenie prawdopodobieństwa przejść z jednego ustalonego stanu do innego w przedziale czasu o pewnej długości.....	349
6.4.3. Określenie równania różniczkowego dla zużycia jednego elementu hydraulicznej pary precyzyjnej.....	351
6.4.4. Wyznaczenie funkcji gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej przyrostu luzu	354

6.4.5. Wyznaczenie funkcji gęstości prawdopodobieństwa luzu w elementach hydraulicznej pary precyzyjnej w zależności od jej czasu pracy.....	355
6.4.6. Wyznaczenie modelu zmian wartości parametru technicznego urządzenia hydraulicznego.....	359
Rozdział 7	
PODSUMOWANIE.....	363
LITERATURA	375

STRESZCZENIE

W monografii zaprezentowano zagadnienia związane z szeroko pojętą trwałością napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych. Problematyka ta jest ciągle aktualna a jej znaczenie wzrasta w miarę podnoszenia parametrów eksploatacyjnych urządzeń hydraulicznych umożliwiających przenoszenie większych mocy z jak najmniejszymi stratami. W dotychczasowej praktyce szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych stosowane jest podejście aposterioryczne. Podejście to wymaga prowadzenia długotrwałych i kosztownych badań urządzeń hydraulicznych do czasu ich przejścia w stan niezdatności. Geneza pracy wynika głównie z następujących czynników:

- konieczności wykonywania prognoz eksploatacyjnych zachowań węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych w fazie ich konstruowania oraz określenia związków ilościowych i jakościowych procesu ich zużywania się w czasie,
- zmian stanu technicznego węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych pracujących w środowisku cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych w fazie ich eksploatacji.

W pracy zaprezentowano:

- predykcyjne szacowanie trwałości węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych uwzględniające przepływ cieczy hydraulicznej zawierającej cząstki twarde przez luzy konstrukcyjne węzłów (szczeliny hydrauliczne) oraz wpływ czasu i warunków ich pracy na proces ich zużywania się,
- dwuetapowe szacowanie trwałości urządzeń hydraulicznych, polegające na określeniu w pierwszym etapie (w fazie jego projektowania oraz wytwarzania) tzw. trwałości rozporządzalnej, zaś w drugim etapie (w fazie jego eksploatacji) tzw. trwałości resztkowej do przekroczenia stanu granicznego.

Obszar omawianych w monografii zagadnień obejmuje:

- właściwości i relacje (oddziaływania) między elementami węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych,

- właściwości cieczy hydraulicznej jako elementu konstrukcyjnego napędu hydrostatycznego, w tym jej przepływu w postaci dwufazowej (ciecz hydrauliczna + zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych) przez luzy konstrukcyjne (szczeliny hydrauliczne) i jej opis matematyczny,
- procesy zużywania się węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych, traktowanych jako węzły tribologiczne oraz ich opis matematyczny,
- wrażliwość zanieczyszczeniową węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych oraz jej opis matematyczny,
- predykcyjne szacowanie trwałości napędu hydrostatycznego i jego urządzeń hydraulicznych z wykorzystaniem metod probabilistycznych.

Wykazano, że trwałość węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych zależy od właściwości ich współdziałania, w tym obciążenia, kinematyki ich ruchu, własności stosowanych materiałów oraz warunków ich pracy w środowisku zanieczyszczonej w cząstki twarde cieczy hydraulicznej.

Wykazano, że monitorowanie stanu technicznego cieczy hydraulicznej w czasie jej użytkowania jest lepszym rozwiązaniem, patrząc z punktu widzenia trwałości, od dotychczasowego polegającego na wymianie cieczy hydraulicznej po z góry ustalonym czasie użytkowania, nie badając jej właściwości. Do oceny stanu technicznego cieczy hydraulicznych zaproponowano grupę parametrów kontrolnych: lepkość kinematyczną, liczbę kwasową, zawartość wody, stan zanieczyszczenia stałymi cząstkami obcymi. Wykazano, że ciecz hydrauliczna w czasie jej użytkowania w średniociśnieniowych napędach hydrostatycznych osiąga stan graniczny, gdy:

- lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K zmieni się w zakresie powyżej $\pm 10\%$ w stosunku do cieczy świeżej,
- liczba kwasowa wzrośnie o 0,3–0,4 mg KOH/g lub osiągnie wartość większą niż 0,5 mg KOH/g,
- zawartość zanieczyszczeń:
 - przekroczy wartość 0,5 mg/100 cm³ cieczy hydraulicznej,
 - osiągnie stężenie i skład granulometryczny przekraczający podane na rys. 4.21 i w tabeli 4.1 klasy czystości wg normy PN-ISO 4406 lub NAS 1638,
- zawartość wody przekroczy wartość 0,2%.

Wskazano, że zmiana makro- i mikrogeometrii powierzchni roboczych węzłów kinematycznych zachodzi wskutek procesów zużycia, takich jak: zużywanie na skutek utleniania, zużywanie adhezyjne na zimno i zużywanie ściernie. Wykazano, że gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach hydraulicznej pary precyzyjnej jest większa od szybkości ich ściernia zachodzi proces zużywania wskutek utleniania. Po osiągnięciu krytycznej prędkości

poślizgu szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach suwakowej pary hydraulicznej jest mniejsza od szybkości ich ścierania i zainicjowany zostaje proces zacierania adhezyjnego (szczepiania). Warunkiem wystąpienia procesu zacierania adhezyjnego (szczepiania) w suwakowej parze hydraulicznej jest jej obciążenie kontaktowo-wibracyjne. Zaproponowany analityczny opis ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym pozwala przeprowadzić zarówno jakościową, jak i ilościową analizę wpływu parametrów vibracji i obciążenia na wystąpienie zacierania adhezyjnego (szczepiania) w suwakowych parach hydraulicznych.

Metoda wolumetrycznego badania węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych pozwala na ilościową ocenę ściernego zużycia się hydraulicznych par precyzyjnych w czasie ich pracy z cieczą hydrauliczną o różnej ilości i wielkości cząstek twardych za pomocą pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej (natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych).

Zaprezentowano zależności analityczne umożliwiające wyznaczenie parametrów przepływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez wybraną klasę szczelin hydraulicznych, tj.: natężenie przepływu cieczy hydraulicznej w szczelinie i za szczeliną, przyrost objętości zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie, zmiana średniego pola przekroju szczeliny, średnia prędkość wypływu cieczy hydraulicznej ze szczeliny, czas całkowitego napełniania szczeliny cieczą hydrauliczną. Znajomość powyższych parametrów umożliwia obliczanie sił i momentów kolmatacji (tarcia) w urządzeniach hydraulicznych. Zaprezentowano matematyczny opis relacji i szybkości zmiany parametrów krytycznych urządzenia hydraulicznego w czasie, w wyniku oddziaływania na parę hydrauliczną tego urządzenia zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej w postaci cząstek twardych. Zaproponowany współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej umożliwia wyznaczenie współczynnika zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń i stałą czasową destrukcji cząstek dla danego przedziału wymiarów cząstek. Iloczyn współczynnika zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń i stałej czasowej destrukcji cząstek dla danego przedziału wymiarów cząstek jest prognozą trwałości urządzenia hydraulicznego.

Zaprezentowano model probabilistyczny, w którym szybkość zmiany parametru kontrolnego zależy od zużycia hydraulicznych par precyzyjnych w danych warunkach pracy oraz odporności ich materiału na zużycie, traktowanych jako dowolne procesy losowe. Prędkość zmiany parametru kontrolnego opisana jest stochastycznym równaniem różniczkowym z małym parametrem będącym uogólnionym równaniem Fokkera-Plancka. Rozwiązaniem równania Fokkera-Plancka jest funkcja gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego o dystrybucji standaryzowanego rozkładu normalnego. Zaprezentowany model umożliwia ocenę zmiany pa-

rametru kontrolnego napędu hydrostatycznego i szacowanie jego trwałości przy niewielkiej ilości informacji pochodzących z badań eksperymentalnych. Z kolei metoda szacowania trwałości hydraulicznych par precyzyjnych w oparciu o teorię wartości ekstremalnych tarcia statycznego umożliwia estymowanie, na etapie ich projektowania i konstruowania, największej wartości siły ruszenia suwaka pary precyzyjnej z miejsca po pewnym czasie znajdowania się jego w spoczynku pod ciśnieniem.

Zaproponowana metoda monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego w fazie jego użytkowania (eksploatacji) określa związek wartości tolerancji uprzedzających kontrolowanego parametru z okresowością sprawdzeń (trwałość resztkowa), przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności. Tolerancje uprzedzające stanowią zbiór wartości parametru kontrolnego zawartych między poziomami dopuszczalnym (trwałość rozporządzalna) i granicznym. Należy tu dodać, że metoda ta została wdrożona do monitorowania napędów hydrostatycznych wojskowych statków powietrznych użytkowanych w Siłach Zbrojnych RP.

Wykazano, że zbiór realizacji pomiarowych mierzalnego parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego, znanego w kolejnych momentach czasu eksploatacji, umożliwia obserwację stopniowych zmian w procesie zużywania się jego urządzeń hydraulicznych. Metoda monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego na podstawie identyfikacji jego stanu technicznego została wdrożona do monitorowania napędów hydrostatycznych wojskowych statków powietrznych użytkowanych w Siłach Zbrojnych RP.

Zaprezentowane w pracy metody szacowania trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych należą do metod przyspieszonych, gdyż z założenia nie wymagają prowadzenia prób do czasu osiągnięcia przez nie granicznych wartości parametru kontrolnego.

Zdaniem autora do oryginalnych osiągnięć pracy można zaliczyć:

- 1) matematyczny opis przepływu przez szczeliny hydrauliczne cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia,
- 2) metody szacowania i monitorowania trwałości napędów hydrostatycznych i ich zespołów hydraulicznych uwzględniające:
 - procesy destrukcyjne w hydraulicznych parach precyzyjnych związane z zanieczyszczeniami zawartymi w cieczy hydraulicznej,
 - tolerancje resztkowe trwałości hydraulicznych par precyzyjnych,
 - zmianę stanu technicznego hydraulicznych par precyzyjnych w czasie,
- 3) matematyczny opis wrażliwości zanieczyszczeniowej hydraulicznych par precyzyjnych urządzeń hydraulicznych,
- 4) matematyczny opis procesów zużywania się hydraulicznych par precyzyjnych w różnych warunkach ich pracy.

Wykaz stosowanych skrótów i oznaczeń

ASA	– atomowa spektrometria absorpcyjna
ASF-41	– ciecz hydrauliczna AeroShell Fluid 41
$D^2(t)$	– wariancja
$E(t)$	– wartość oczekiwana
$f(t)$	– funkcja gęstości prawdopodobieństwa
$F(t)$	– dystrybuanta
FKM	– kauczuk fluorowy
FT-IR	– spektroskopia w podczerwieni z transformacją Fouriera
H-520	– kod naftowej cieczy hydraulicznej (normalnej)
HL	– klasa jakości lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej
HWG	– stal chromowa
H-515	– ciecz hydrauliczna Orlen Oil
ICP-MS	– atomowa spektrometria mas z jonizacją w plazmie indukcyjnie sprzężonej
NATO H-515	– kod naftowej cieczy hydraulicznej (super czystej)
NBR	– kauczuk akrylonitrylo-butadienowy (guma)
PTFE	– politetrafluoroetylen (teflon)
PU	– poliuretan
SE	– spektrometria emisyjna
T_t	– trwałość urządzenia hydraulicznego
XRF	– rentgenowska fluorescencja izotopowa
VG	– symbol klasy lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej
c	– pojemność hydrauliczna (kapacytancja) napędu
p	– ciśnienie cieczy hydraulicznej

$z(t)$	– koncentracja zanieczyszczeń w napędzie hydrostatycznym
12HN3A	– stal chromoniklowa
18HNSA	– stal chromowo-niklowo-wolframowa
Q	– objętościowe natężenie przepływu cieczy hydraulicznej
$\Gamma(z)$	– współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia hydraulicznej pary precyzyjnej
α	– współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na hydrauliczną parę precyzyjną
N	– lepkość kinematyczna cieczy hydraulicznej
η	– parametr kontrolny urządzenia hydraulicznego
η_{dop}	– wartość dopuszczalna parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego
η_{gr}	– wartość graniczna parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego

WSTĘP

Z punktu widzenia użytkownika jednym z głównych kryteriów oceny wartości użytkowej i poziomu technicznego współczesnych napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych jest ich trwałość. Trwałość napędu hydrostatycznego lub urządzenia hydraulicznego jest zmienną losową opisującą przewidywaną ich zdolność do wypełnienia wymaganej funkcji w danych warunkach użytkowania i obsługi aż do osiągnięcia stanu granicznego, tj. stanu, w którym dalsze użytkowanie napędu i/lub urządzenia hydraulicznego – z punktu widzenia poprawności funkcjonowania i bezpieczeństwa – jest niemożliwe i niecelowe [3,44]. Trwałość określa również zdolność materiałów i komponentów urządzeń hydraulicznych do wytrzymywania obciążeń statycznych, quasi-statycznych i dynamicznych (powtarzających się) bez uszkodzeń, w obliczonym okresie użytkowania i z uwzględnieniem odpowiednich warunków środowiskowych.

Trwałość napędu hydrostatycznego i jego urządzeń hydraulicznych zależy w równej mierze od jakości zastosowanych materiałów i komponentów [47–49], rozwiązania konstrukcyjnego [62,67], jakości wykonania i warunków użytkowania [61,75]. Określona jest dla założonych przy projektowaniu warunków eksploatacji i mierzona przedziałem czasu, w którym parametry strukturalne i/lub funkcjonalne urządzenia hydraulicznego napędu hydrostatycznego nie osiągną stanu granicznego. Trwałość jest więc kategorią czasu, która charakteryzuje dopuszczalny proces zużycia się urządzenia hydraulicznego napędu hydrostatycznego podczas jego eksploatacji. Trwałość napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych jest więc własnością nadaną w procesie projektowania, utrzymaną w procesie wytwarzania i podtrzymywaną w procesie użytkowania. Trwałość urządzenia hydraulicznego stanowi więc szerokie zagadnienie prognozowania w fazie konstruowania jego eksploatacyjnych zachowań oraz zmiany jego stanu technicznego w fazie eksploatacji. Trwałość jest zatem nauką przekrojową, składającą się z interakcji obciążenia (mechanicznego i środowiskowego), materiału, produkcji i konstrukcji.

Jednym z ważniejszych zadań w kompleksie działań na rzecz podnoszenia jakości użytkowej i poziomu technicznego napędu hydrostatycznego jest rozwój metod kształtowania trwałości jego urządzeń hydraulicznych. Trwałość może być wyznaczana metodami obliczeniowymi lub na podstawie wyników testów.

Napęd hydrostatyczny jest obiektem technicznym, złożonym z zespołów hydraulicznych połączonych liniami hydraulicznymi, służącym do przeniesienia energii za pomocą cieczy hydraulicznej (oleju hydraulicznego) od źródła (pompy hydraulicznej) do odbiornika mocy (silnika hydraulicznego). Liczne zalety napędu hydrostatycznego sprawiają, że ma on szerokie zastosowanie w różnych dziedzinach budowy maszyn, tj. w: lotnictwie, motoryzacji, metalurgii, automatyce, przemyśle, rolnictwie, budownictwie i wielu innych. Szerokie zastosowanie napędu hydrostatycznego wynika z wielu jego zalet, m.in.:

- zdolności przenoszenia dużych sił, momentów i mocy przy zastosowaniu stosunkowo małych wymiarów i masy, w porównaniu z innymi rodzajami napędów,
- prostoty przekazywania mocy w układach roboczych o ruchu posuwistym i obrotowym,
- możliwości uzyskiwania bezstopniowej regulacji prędkości roboczych w szerokim zakresie, przy dużych sprawnościach napędu,
- łatwości kontroli obciążeń występujących w napędzie oraz możliwość uzyskiwania pewnych zabezpieczeń przed przeciążeniami,
- możliwości projektowania i kompletacji napędu z urządzeń i elementów znormalizowanych.

Zdatność do pracy napędu hydrostatycznego zależy przede wszystkim od poprawnego funkcjonowania ruchomych skojarzeń wchodzących w skład konstrukcji urządzeń hydraulicznych i przedstawiających sobą hydrauliczne pary precyzyjne. Pojęcie „hydrauliczna para precyzyjna” dotyczy wielu różnych, pod względem konstrukcji i przeznaczenia, ruchomych połączeń. Elementy te charakteryzują się cylindryczną lub płaską powierzchnią skojarzenia. Wykonane są z wysoką dokładnością i gładkością. Mają one luzy zapewniające szczelinowe i bezstykowe uszczelnienie (tj. bez zastosowania elementów uszczelniających w postaci pierścieni, kołnierzy itp.). Pełnią funkcje elementów postrzegających (nadajników, czujników) i regulacyjnych w systemach automatycznego sterowania i regulacji ciśnienia oraz wydajności cieczy hydraulicznej. Szeroko rozpowszechnionymi rodzajami hydraulicznych par precyzyjnych są rozdzielające pary suwakowe systemów śledzących sterowanych napędów hydraulicznych i regulacyjne pary suwakowe zaworów sterujących wartością ciśnienia i przepływu cieczy hydraulicznej. Elementami roboczymi węzłów tłoczących pomp hydraulicznych o stałej i zmiennej wydajności są pary tłoczkowe (nurnikowe) i zębate. W hydraulicznych parach precyzyjnych, w których występują ruchome połączenia, współpracujące ze sobą powierzchnie rozdzielone są filtrowaną cieczą hydrauliczną (olejem hydraulicznym). W wyniku wytworzonego w napędzie ciśnienia ciecz hydrauliczna dostaje się w niewielkie luzy promieniowe i uniemożliwia (jeśli elementy są prawidłowo wykonane) bezpośredni kontakt współpracujących elementów hydraulicznych w parach precyzyjnych. Przetłaczana

ciecz jest jedynym środkiem smarującym powierzchnie robocze hydraulicznych par precyzyjnych. Z wielu powodów w cieczy hydraulicznej obecne są zanieczyszczenia w postaci mikrometrowych cząstek stałych, pomimo stosowania w napędach filtrów o dużej dokładności i skuteczności. Należy tu dodać, że całkowite zatrzymanie zanieczyszczeń przez filtr hydrauliczny jest niemożliwe, ze względu na niewspółmierny do uzyskiwanych efektów wzrost oporów przepływu cieczy hydraulicznej wraz ze wzrostem dokładności i skuteczności filtracji. Zanieczyszczenia te są elementami utrudniającymi bezpośredni kontakt powierzchni roboczych hydraulicznej pary precyzyjnej. Ruchome skojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych tworzą więc węzeł tribologiczny składający się z czterech elementów: tłoczka lub suwaka, cieczy hydraulicznej, cząstki stałej i cylindra. Jak widzimy jakość cieczy hydraulicznej znacząco wpływa na trwałość poszczególnych par precyzyjnych. Dlatego ciecz hydrauliczną należy traktować jako bardzo ważny element konstrukcyjny napędu hydrostatycznego. Innym ważnym węzłem kinematycznym występującym w urządzeniach hydraulicznych jest węzeł uszczelniający. Zapewnia on szczelność między przestrzeniami i kanałami w połączeniach ruchomych i nieruchomych urządzeń hydraulicznych. Węzeł uszczelniający zapobiega przeciekom (nieszczelnościom) wewnętrznym cieczy hydraulicznej, jak i wyciekom z urządzenia hydraulicznego cieczy hydraulicznej na zewnątrz. Jak widać, napęd hydrostatyczny jest obiektem technicznym złożonym z hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających, w którym jednym z elementów konstrukcyjnych, wpływającym na trwałość poszczególnych węzłów kinematycznych, jest ciecz hydrauliczna.

Najnowsze technologie i materiały stosowane w urządzeniach hydraulicznych, znane jako *high-technology* [21,27,64] i *smart materials* [142,146], miniaturyzacja urządzeń hydraulicznych, powszechna obecność technik komputerowych w procesach projektowania, konstruowania, badań, produkcji i eksploatacji urządzeń hydraulicznych, podnoszenie parametrów eksploatacyjnych napędów hydrostatycznych umożliwiających przenoszenie większych mocy z jak najmniejszymi stratami, konieczność odmiennego podejścia do badania właściwości hydraulicznych par precyzyjnych wynikająca ze specyfiki kinematyki ich ruchu i warunków ich obciążenia w sposób istotny różniących się od typowych ruchomych skojarzeń kontaktowych, takich jak łożyska toczne, przekładnie zębate i ślimakowe, połączenia przegubowo-sworzniowe – wszystko to wymaga nowego spojrzenia na problematykę kształtowania trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych.

W literaturze naukowo-technicznej szeroko i szczegółowo rozpatrywane są zagadnienia hydrodynamiki, konstruowania, przeznaczenia, budowy i zasad działania zespołów hydraulicznych, ich charakterystyk statycznych, parametrów technicznych i symboli graficznych oraz właściwości zbudowanych z nich układów. Zupełnie marginesowo występują prace związane z szacowaniem trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych, opisem mechanizmów zużycia

i uszkodzalności hydraulicznych par precyzyjnych, opisem wpływu uszkodzeń i zużycia hydraulicznych par precyzyjnych na funkcjonowanie odpowiednich urządzeń tłoczących, regulujących i rozdzielających. Z nielicznej literatury wynika, że w dotychczasowej praktyce szacowania trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich zespołów hydraulicznych stosowane jest podejście aposterioryczne, w którym dokonuje się analizy czasów poprawnej pracy napędu i/lub zespołu hydraulicznego, oceniając zmiany jego parametrów technicznych, wynikających z osiągnięcia przez niego stanu uznanego, z punktu widzenia różnych kryteriów, za stan niezdatności [72,76,105]. Wariant ten wykorzystuje sformalizowane metody teoretyczne i obliczeniowe, normy i standardy oraz wymaga prowadzenia długotrwałych badań zespołów hydraulicznych napędu do czasu ich przejścia w stan niezdatności. Badania tego typu, umożliwiające ustalenie charakterystyk funkcjonalnych i liczbowych trwałości a posteriori, są długotrwałe i kosztowne. Uzyskane wyniki dają się przenosić na podobnej klasy urządzenia hydrauliczne tylko z pewnym przybliżeniem. W podejściu aposteriorycznym szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych realizowane są stanowiskowe próby funkcjonalne. Próby te nie uwzględniają jednak wszystkich wymuszeń eksploatacyjnych, gdyż samo odtworzenie na stoisku rzeczywiste występujących w eksploatacji obciążeń badanego zespołu hydraulicznego jest dużym problemem. Również zasady ustalania każdorazowego programu prób też są zagadnieniem niezmiernie skomplikowanym i czasochłonnym. Źródłem niepewności szacowania trwałości napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych w podejściu aposteriorycznym są m.in.:

- istnienie mało znanych czynników i zjawisk fizycznych występujących w hydraulicznych parach precyzyjnych i węzłach uszczelniających urządzeń hydraulicznych,
- nieuwzględnienie w procesie projektowania i konstruowania wszystkich możliwych rodzajów obciążeń oraz oddziaływań środowiska pracy,
- nieuwzględnienie w procesie projektowania własności przepływu przez szczeliny hydrauliczne cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia (wrażliwość zanieczyszczeniowa),
- brak związków ilościowych i jakościowych procesów destrukcyjnych zachodzących w czasie pracy urządzeń hydraulicznych.

Reasumując, można stwierdzić, że szacowanie trwałości napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych, identyfikacja procesów zużywania się hydraulicznych par precyzyjnych, określenie skutków działania cieczy hydraulicznych zawierających cząstki twarde jest trudne i niejednokrotnie niejednoznaczne. W hydraulicznych parach precyzyjnych tego samego typu, wykonanych z tych samych materiałów konstrukcyjnych, pod wpływem zróżnicowanych wymuszeń o charakterze dynamicznym i niestacjonarnym, mogą zachodzić różnorodne zjawiska fizyczne prowadzące do zasadniczego zróżnicowania intensywności ich zużycia.

Geneza szacowania trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych wynika głównie z następujących czynników:

- konieczności wykonywania prognoz eksploatacyjnych zachowań hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających urządzeń hydraulicznych w fazie ich konstruowania,
- zmian stanu technicznego hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających urządzeń hydraulicznych pracujących w środowisku cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci mikrometrowych cząstek twardych w fazie ich eksploatacji,
- konieczności określenia związków ilościowych i jakościowych zużywania się węzłów kinematycznych urządzenia hydraulicznego w czasie ich pracy.

Niniejsza monografia ma na celu zaproponowanie nowego spojrzenia na problematykę kształtowania trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych jako alternatywę do aposteriorycznego szacowania trwałości. Tym nowym spojrzeniem jest aprioryczne (predykcyjne) podejście do trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych, tj. taki dobór materiałów i zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych ich węzłów kinematycznych w fazie ich projektowania i wytwarzania oraz taki dobór warunków ich pracy w obecności cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych, aby wystąpił efekt synergii. W spojrzeniu tym o trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych decyduje stan techniczny ich węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) ukształtowanych w procesie projektowania i produkcji oraz warunki ich pracy w obecności cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych. Stan techniczny węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych zależy od procesów ich naturalnego zużywania się, oddziaływania na nie cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych, starzenia się cieczy hydraulicznej i elastomerowych węzłów uszczelniających. Aprioryczne spojrzenie na trwałość napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych jest podejściem predykcyjnym opartym głównie na modelach probabilistycznych. Metody probabilistyczne mają na celu estymowanie tendencji przebiegu procesu zmiany parametru strukturalnego i/lub funkcjonalnego (kontrolnego) napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych. Modelami trwałościowymi w metodach probabilistycznych z założenia są rozkłady zmiennej losowej, w których wariancja zależy od czasu. Zaletą probabilistycznych metod szacowania trwałości napędu hydrostatycznego jest to, że na podstawie danych z badań laboratoryjnych i stoiskowych można ocenić ich przewidywaną trwałość w odpowiednich warunkach eksploatacji.

Celem monografii jest zaprezentowanie:

- predykcyjnego szacowania trwałości węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych uwzględniającego przepływ cieczy hydraulicznej zawierającej cząstki twarde przez luzy konstrukcyjne węzłów (szczeliny hydrauliczne) oraz wpływ czasu i warunków ich pracy na proces ich zużywania się,
- dwuetapowego szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych polegającego na określeniu w pierwszym etapie (w fazie jego projektowania oraz wytwarzania) tzw. trwałości rozporządzalnej, zaś w drugim etapie (w fazie jego eksploatacji) tzw. trwałości resztkowej do przekroczenia stanu granicznego.

Wzajemne relacje między omawianymi zagadnieniami oraz stopień szczegółowości przedstawionego materiału został tak dobrany, aby uzyskać niezbędną wiedzę w zakresie:

- zagadnień szacowania trwałości napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych,
- właściwości i relacji (oddziaływań) między elementami hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających urządzeń hydraulicznych,
- procesów tribologicznych zachodzących w hydraulicznych parach precyzyjnych,
- właściwości przepływu cieczy hydraulicznej zawierającej cząstki twarde przez luzy konstrukcyjne (szczeliny hydrauliczne),
- zjawisk naruszających stabilność sił tarcia w hydraulicznych parach precyzyjnych i węzłach uszczelniających urządzeń hydraulicznych,
- wrażliwości zanieczyszczeniowej hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających urządzeń hydraulicznych,
- probabilistycznego modelowania trwałości urządzeń hydraulicznych.

Mając na uwadze powyższe przesłanki, monografię podzielono na sześć rozdziałów, które ilustrują najważniejsze tematy z rozważanej dziedziny. Prezentowany materiał obejmuje następujące zagadnienia: wprowadzenie do zagadnień szacowania trwałości napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych (rozdział 1), identyfikacja struktury napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych z opisem właściwości i relacji (oddziaływań) między jego elementami (rozdział 2), ciecz hydrauliczna jako element konstrukcyjny napędu hydrostatycznego i jej właściwości (rozdział 3), procesy starzenia i zużycia węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych (rozdział 4), wrażliwość zanieczyszczeniowa hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających urządzeń hydraulicznych (rozdział 5), metody probabilistycznego modelowania trwałości urządzeń hydraulicznych (rozdział 6).

Przedstawione w monografii poglądy w zakresie szacowania trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych są wynikiem własnego spojrzenia autora z perspektywy wieloletniego doświadczenia badawczo-konstrukcyjnego oraz prowadzonych przez autora lub z jego udziałem prac w przedmiotowym temacie. W swoich rozważaniach autor przyjął, że o trwałości napędu hydrostatycznego i/lub jego urządzeń hydraulicznych decyduje stan hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających urządzeń hydraulicznych ukształtowanych w procesie projektowania i produkcji oraz warunki ich pracy w obecności cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych. Należy zaznaczyć, iż szacowanie trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych jest zagadnieniem interdyscyplinarnym. Łączy w sobie szereg dziedzin nauki – od mechaniki oraz inżynierii kontaminacji poprzez technologię produkcji i systemy eksploatacji. Ze względu na rozległość omawianej tematyki w monografii przedstawiono jedynie najważniejsze problemy z dziedziny szacowania trwałości napędów hydrostatycznych i/lub ich urządzeń hydraulicznych. Autor zdaje sobie sprawę, że niektóre istotne tematy nie zostały w niej należycie poruszone. Odnosi się to przede wszystkim do zagadnień związanych z trwałością elastomerowych węzłów uszczelniających i własności cieczy hydraulicznych, co wymaga większej podbudowy teoretycznej w dziedzinie materiałów pędnych i smarów.

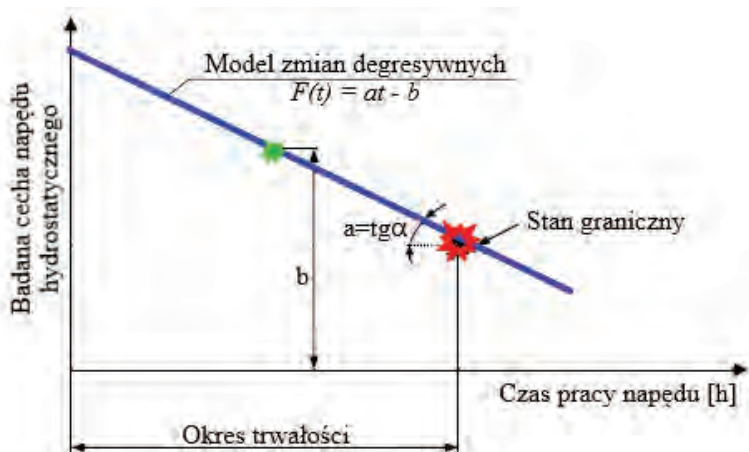
PROBLEMATYKA KSZTAŁTOWANIA TRWAŁOŚCI NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO

Trwałość napędu hydrostatycznego związana jest z trwałością urządzeń hydraulicznych tworzących jego strukturę. Trwałość jest właściwością dotyczącą jednego (konkretnego) typu urządzenia hydraulicznego i opisywana jest funkcją czasu jego użytkowania. Trwałością nazywamy zmienną losową opisującą przewidywaną zdolność urządzenia hydraulicznego do wypełniania wymaganej funkcji i realizacji nakładanych zadań w określonych warunkach użytkowania i określonym przedziale czasowym. Trwałość jest mierzona przedziałem czasu, w którym urządzenie hydrauliczne zachowuje własności użytkowe, które nie osiągnęły stanu granicznego (rys. 1.1). Pod pojęciem stanu granicznego rozumiemy sytuację, w której urządzenie hydrauliczne utraciło swoje własności funkcjonalne i dalsze jego użytkowanie jest niemożliwe i niebezpieczne.

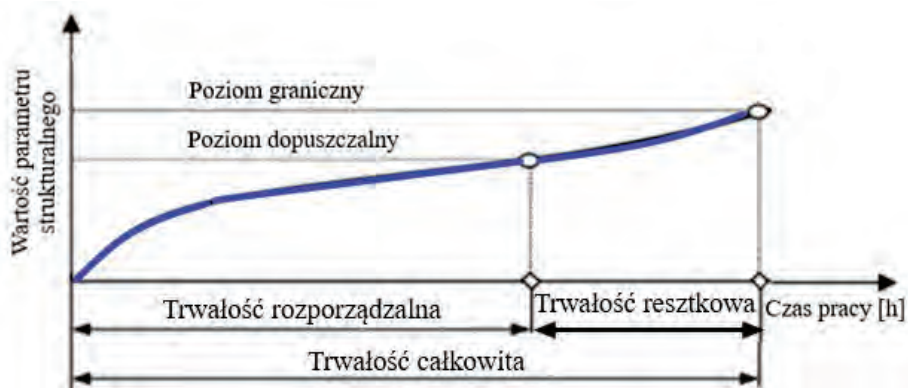
Trwałość urządzenia hydraulicznego określana jest dla normalnych, tj. założonych przy projektowaniu, warunków jego eksploatacji. Jest więc kategorią czasu, która charakteryzuje dopuszczalny proces zużywania się urządzeń hydraulicznych napędu hydrostatycznego podczas jego użytkowania (eksploatacji).

Trwałość urządzenia hydraulicznego napędu hydrostatycznego jest własnością nadaną w procesie jego projektowania, utrzymaną w procesie jego wytwarzania i podtrzymywaną w procesie jego użytkowania. Kształtowanie trwałości urządzeń hydraulicznych można więc realizować dwuetapowo. Pierwszym etapem jest szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego projektowania oraz wytwarzania i polega na określeniu tzw. trwałości rozporządzalnej. Drugim etapem jest monitorowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego eksploatacji,

oparte na okresowo przeprowadzanych pomiarach kontrolnych parametrów hydraulicznych i polega na określaniu tzw. trwałości resztkowej do osiągnięcia poziomu granicznego. Schematycznie pokazano to na rys. 1.2.



Rys. 1.1. Wykres charakteryzujący trwałość napędu hydrostatycznego



Rys. 1.2. Schemat powiązania poziomów wartości parametru strukturalnego z procesem zużycia urządzeń hydraulicznych

We wszystkich fazach istnienia urządzenia hydraulicznego, tj. projektowania, wytwarzania i użytkowania, mamy do czynienia z różnego rodzaju przypadkowością. I tak nieuwzględnienie w procesie projektowania urządzenia hydraulicznego właściwości związanych z przepływem przez nie cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek stałych powoduje w późniejszych etapach istnie-

nia urządzenia szybką zmianę jego podstawowych charakterystyk w zakresie wymaganej liniowości, zakładanej histerezy, przecieków wewnętrznych (zmniejszenie sztywności napędu i szybkości ruchu elementu napędzanego), czy stabilności pracy (błędy pozycjonowania i drgania, uchyby regulacji prędkości, różne prędkości ruchu elementów napędzanych w zależności od kierunku ruchu, ruch skokowy elementów napędzanych przy płynnej zmianie sygnału sterującego). W ramach danej klasy tolerancji wykonawczej istnieje przypadkowy rozrzut wymiarów hydraulicznych par precyzyjnych. Powoduje to błędy geometrii hydraulicznych par precyzyjnych zespołów hydraulicznych. W zakresie laminarnych przepływów cieczy hydraulicznej nawet niewielka deformacja szczeliny hydraulicznej powoduje istotne zmiany parametrów hydrodynamicznych przepływu. Podczas montażu współpracujących elementów urządzenia hydraulicznego w jedną funkcjonalną całość, mimo starannego doboru i kojarzenia hydraulicznych par precyzyjnych nieuniknione są przypadkowe odchyłki od wzorca idealnego procesu montażu. W świetle powyższego staje się jasne, że zespoły hydrauliczne wykazują przypadkowość ich własności geometryczno-mechanicznych, powodujących rozrzut w charakterze procesów dynamicznych w nich zachodzących. Dlatego trwałość projektowanych i wytwarzanych urządzeń hydraulicznych nie jest określona *a priori* (przed doświadczeniem). Jak wynika z retrospekcji, stan techniczny urządzenia hydraulicznego z upływem czasu ulega degeneracyjnym zmianom. Zmiany te przejawiają się w postaci rozmaitych procesów strukturalnych, takich jak np. starzenie i zużycie. Procesy te wywołują zmiany wymiarów, które powodują zmianę wzajemnego położenia elementów urządzenia hydraulicznego, obserwowaną jako zwiększony luz. Ten jest z kolei przyczyną obserwowanych niesprawności urządzenia. Występuje więc ściśle powiązanie pomiędzy parametrami strukturalnymi (starzenie i zużycie) urządzenia hydraulicznego i jego parametrami użytkowymi (wydajność, natężenie przepływu, ciśnienie).

W fazie projektowania i wytwarzania urządzenia hydraulicznego mamy przypadkowości geometryczno-mechaniczne, zarówno zdeterminowane, jak i niezdeterminowane, powodujące rozrzut w charakterze procesów dynamicznych w nim zachodzących. Trwałość nadana urządzeniu hydraulicznemu w fazie jego projektowania i wytwarzania zależy od zastosowanych materiałów w węzłach kinematycznych urządzenia, zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych par precyzyjnych węzłów kinematycznych, losowego charakteru własności początkowych nadanych urządzeniu w procesie jego wytwarzania. W etapie tym bada się, w jaki sposób powstają zjawiska destrukcyjne lub kiedy one występowały w przeszłości (retrospekcja), aby wiedzieć, kiedy one wystąpią. Bada się cechy właściwe danemu urządzeniu hydraulicznemu. Próbuje się wyjaśnić i poznać sposób reagowania urządzenia na czynniki zewnętrzne oraz wykryć procesy, które powodują zużycie i starzenie par precyzyjnych tego urządzenia. Gdy już procesy te zostaną wystarczająco dokładnie opisane, można na tej podstawie formułować prognozy tego, czego należy się spodziewać po danym urządzeniu hydraulicznym. Retrospekcja pozwala z kolei zebrać informacje

o tym, co zaszło w przeszłości i stąd wyprowadzić reguły probabilistyczne, które posłużą do budowy prognoz. Trwałość urządzenia hydraulicznego określić można z prognozy wspartej jego badaniami laboratoryjnymi i stanowiskowymi. Do oszacowania trwałości urządzenia hydraulicznego w procesie jego projektowania potrzebny jest jego predykcyjny model przebiegu zmian parametrów strukturalnych i użytkowych wynikających z oddziaływania na jego węzły kinematyczne procesów destrukcyjnych. Najczęściej zakładamy liniowy model zmian degresywnych $F(t) = at - b$ (patrz rys. 1.1), gdzie a jest kątem nachylenia linii trendu, zaś wartość b uzyskujemy z pomiarów w badaniach laboratoryjnych i stanowiskowych. Jednakże wybór niewłaściwej metody konstrukcji modelu prognostycznego może być w rezultacie przyczyną uzyskania prognoz o dużym błędzie.

W etapie eksploatacji urządzenia hydraulicznego mamy przypadkowość jego stopniowego starzenia i zużywania się w czasie pracy pod wpływem różnych czynników fizycznych. W etapie tym bada się, jak zmiany parametrów użytkowych urządzenia hydraulicznego, wynikające z występowania w nich zjawisk destrukcyjnych, wpływają na jego stan techniczny, aby wiedzieć kiedy spowodują przekroczenie stanu granicznego. Trwałość urządzenia hydraulicznego w etapie jego eksploatacji zależy od zaawansowania losowych procesów starzenia i zużycia w procesie jego użytkowania. W etapie eksploatacji trwałość napędu hydrostatycznego związana jest z historią pracy urządzeń hydraulicznych kompletujących napęd i wyznaczana jest ciągiem zmieniających się stanów technicznych tych urządzeń.

Trwałość urządzenia hydraulicznego napędu hydrostatycznego zależy więc od losowego charakteru własności początkowych nadanych urządzeniu hydraulicznemu w procesie jego wytwarzania oraz zaawansowania losowych procesów destrukcyjnych w procesie jego użytkowania. Trwałość urządzenia hydraulicznego napędu hydrostatycznego w ogólnym przypadku jest funkcjonalem:

$$T(t) = \Phi[R(t), W(t), D(t)] \quad (1.1)$$

gdzie: $R(t)$ – funkcja losowa osiągnięcia stanu granicznego przez parametr strukturalny i/lub użytkowy urządzenia hydraulicznego,

$W(t)$ – widmo procesów destrukcyjnych działających na komponenty urządzenia hydraulicznego,

$D(t)$ – odporność komponentów urządzenia hydraulicznego na działanie procesów destrukcyjnych.

W dotychczasowej praktyce szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego napędu hydrostatycznego stosowane jest podejście aposterioryczne. Podejście to wymaga prowadzenia długotrwałych i kosztownych badań urządzeń hydraulicznych do czasu ich przejścia w stan niezdatności. W aposteriorycznym szacowaniu trwałości realizowane są stanowiskowe badania funkcjonalne [37,73,131]. Badania te mają

na celu określenie zmian charakterystyk urządzenia hydraulicznego w funkcji czasu jego pracy, w konfrontacji z normami i wymaganiami technicznymi, oraz sprawdzenie założonej odporności na zużycie i starzenie wszystkich komponentów badanego urządzenia hydraulicznego. Parametry strukturalne i użytkowe opracowuje się na podstawie analizy wymaganych cech konstrukcyjnych urządzenia hydraulicznego. Badania te prowadzi się wg specjalnie opracowanych programów dla danego urządzenia, z reguły przewidujących przyspieszony ich tryb i ostrzejsze warunki obciążeń od występujących w eksploatacji. Realizuje się je do czasu uszkodzenia się urządzenia hydraulicznego. Na ogół program prób, ustalany w trakcie opracowywania danego urządzenia hydraulicznego, przewiduje realizację szeregu jednakowych, kolejno po sobie następujących etapów, z których każdy składa się z szeregu podetapów o różnych wartościach parametrów obciążeń badanego urządzenia hydraulicznego, realizowanych w określonym czasie, a więc w określonej liczbie cykli obciążeń N_i (i – numer podetapu) [121]. Liczbę cykli realizowanych w badaniach określa się z zależności:

$$N_p = m \cdot \sum_{i=1}^k N_i \quad (1.2)$$

gdzie:

N_i – liczba cykli obciążeń,

k – liczba podetapów,

m – liczba zrealizowanych etapów do czasu wystąpienia niesprawności któregośkolwiek komponentu badanego urządzenia hydraulicznego (liczba urządzeń uszkodzonych do czasu t).

Przy założeniu że intensywność uszkodzeń $\lambda(t)$ jest funkcją niemalejącą, to prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy urządzenia hydraulicznego opisane jest wzorem:

$$P \left\{ P_{bw}(t) > \exp \left(-\frac{t}{T_m} \right) \right\} < \alpha \quad (1.3)$$

gdzie:

$T_m = -\frac{t_m}{\ln P_m(t)}$, przy $0 < t < t_m$,

$P_{bw}(t)$ – prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy urządzenia hydraulicznego w czasie t ,

t_m – czas pojawienia się m uszkodzeń ($m = 0, 1, 2, \dots$),

$P_m(t)$ – minimalne prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy urządzenia hydraulicznego, przy założeniu że do czasu t uległo uszkodzeniu m badanych zespołów. Wzory do wyznaczenia $P_m(t)$ przedstawione są w rozdziale 4.3 pracy [147].

α – poziom ufności.

Długotrwałość badań lub liczbę urządzeń niezbędnych do ich wykonania określa się z wzoru:

$$t_{m0} = -T \cdot \ln \left(1 - \frac{R_0}{n} \right) \quad (1.4)$$

gdzie:

n – liczba badanych urządzeń hydraulicznych,

T – średni czas między uszkodzeniami,

R_0 – współczynnik dobierany z tablic statystycznych dla statystyki Snedecora.

I tak, jeśli wymagany czas pracy urządzenia hydraulicznego wyrażony w godzinach na poziomie ufności $\alpha = 0,95$ wynosić ma $t = 600$ h, to wymagany średni czas między uszkodzeniami, przy dwóch badanych urządzeniach winien wynosić $t = 12\ 000$ h. Zwiększając liczebność próbki, można ograniczyć zakres prób i tak np. dla $n = 4$ badania można skrócić do $t = 7200$ h. Widać stąd, że czasokres badań jest bardzo długi i stąd badania te są również kosztowne.

Omówione powyżej badania nie uwzględniają jednak wszystkich wymuszeń eksploatacyjnych, gdyż samo odtworzenie na stoisku rzeczywiście występujących w eksploatacji obciążeń badanego urządzenia hydraulicznego jest dużym problemem. Zasady ustalania programu prób są też zagadnieniem niezmiernie skomplikowanym i czasochłonnym. Dlatego też przy wyznaczaniu rzeczywistej trwałości urządzenia hydraulicznego stosuje się współczynnik zapasu (bezpieczeństwa) χ określony następującą zależnością [2,50,69,147]:

$$\chi = \chi_1 \cdot \chi_2 \cdot \chi_3 \cdot \chi_4 \quad (1.5)$$

gdzie:

χ_1 – współczynnik uwzględniający ewentualną nieadekwatność programu prób do rzeczywistych warunków pracy urządzenia hydraulicznego w warunkach eksploatacji. Wartość jego przyjmuje się z przedziału $\chi_1 = 1-1,5$ [2];

χ_2 – współczynnik uwzględniający dostępność dla kontroli miejsca zużycia, charakter postępującego zniszczenia oraz prędkość destrukcji. Wartość jego przyjmuje się z przedziału $\chi_2 = 1-1,2$ [50];

χ_3 – współczynnik uwzględniający stopień wiarygodności określenia obciążeń badanego urządzenia hydraulicznego. Wartość jego przyjmuje się z przedziału $\chi_3 = 1-2$ [69];

χ_4 – współczynnik zależny od liczności próbki urządzeń hydraulicznych badanej na stanowisku. Dla liczności próbki w zakresie 1–6 wartość jego przyjmuje się odpowiednio $\chi_4 = 5-3$ [147].

Badania trwałości urządzenia hydraulicznego wymagają również rozpoznawania głównych procesów zużywania się i starzenia jego komponentów (hydraulicznych par precyzyjnych), pogarszających jego stan techniczny, oraz mechanizmu ich powstawania, co umożliwi ujęcie analityczne ich przebiegu. Ocena trwałości urządzenia hydraulicznego powinna być rozpatrywana w oparciu o odpowiednie badania analityczno-doświadczalne procesów jego zużywania się i starzenia.

Analiza danych literaturowych i badania własne autora pozwalają na zidentyfikowanie form zużycia hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego prowadzących do pogorszenia jakości jego funkcjonowania. W ujęciu syntetycznym, w skali makroskopowej, można wyodrębnić następujące rodzaje zużycia komponentów (hydraulicznych par precyzyjnych) urządzenia hydraulicznego: poprzez utlenianie, ścierne, adhezyjne i bardzo rzadko erozyjne [84-87,106].

Najbardziej korzystnym zużyciem hydraulicznych par precyzyjnych jest zużycie poprzez utlenianie. Zużycie poprzez utlenianie jest procesem usuwania warstewki tlenków na skutek względnego przemieszczania się dwóch powierzchni.

Zużywanie ścierne jest jednym z najbardziej powszechnych oraz intensywnie przebiegających procesów zużywania tribologicznego. Zużycie ścierne (abrazja) jest procesem usuwania materiału zachodzącym wskutek oddziaływania twardych cząstek na powierzchnie hydraulicznych par precyzyjnych, powodującym: skrawanie, rysowanie, ścinanie, bruzdowanie. Intensywność oddzielania cząstek zużycia związana jest nierozdzielnie z charakterem kontaktu nierówności na elementarnych powierzchniach styku oraz działaniem na te powierzchnie twardych cząstek zanieczyszczeń obecnych w cieczy hydraulicznej. Zużywanie ścierne ma miejsce także w przypadku używania w napędach hydrostatycznych cieczy roboczej filtrowanej przez filtry o dużej dokładności i skuteczności filtrowania [103,110,134]. Całkowite zatrzymanie zanieczyszczeń przez filtr jest zresztą niemożliwe, ze względu na niewspółmierny do uzyskiwanych efektów wzrost oporów przepływu cieczy hydraulicznej wraz ze wzrostem dokładności i skuteczności filtracji. Zużycie hydraulicznych par precyzyjnych omywanych zanieczyszczoną cieczą hydrauliczną ma zazwyczaj cechy mikroskrawania, gdy przewagę mają cząstki twarde o ostrych krawędziach. Zasięg zużywania powierzchni jest głęboki, aż do materiału rdzenia [84,87,111]. Sformułowane modele empiryczne ujmujące zależność intensywności zużycia od twardości i innych cech charakteryzujących energię kohezji materiału konstrukcyjnego opisują również skutek kontaktu chropowatej powierzchni materiału twardego z gładką powierzchnią. Do oceny trwałości hydraulicznych par precyzyjnych przydatne być mogą ilościowe opisy zużycia luźnym ścierniwem, tzw. zużycie kontaktowo-ścierne. W zależności od obciążenia zewnętrznego, twardości materiałów zużywających się, koncentracji i wytrzymałości znajdujących się w kontakcie cząstek ściernych, można wyróżnić trzy przypadki [84,103,137]. Pierwszy przypadek jest wtedy, gdy cząsteczki ścierne wchodzą w kontakt z powierzchniami

tworzącymi zwężającą się szczelinę i nie rozdrabniając się, zużywają tę powierzchnię. Wielkość szczeliny określona jest rozmiarem cząstek. Przypadek ten ma miejsce przy niedużych obciążeniach zewnętrznych oraz przy dużej koncentracji i wytrzymałości cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej. W drugim przypadku cząstki twarde rozdrabniają się przy określonej głębokości wnikania w materiały hydraulicznej pary precyzyjnej. Rozdrobnienie zachodzi do wielkości średnicy cząstek określonej z warunku równowagi dynamicznej obciążenia zewnętrznego i naprężeń przenoszonych przez ziarna ściernie (wzór podano w rozdziale 5.4.2 pracy [60]). Wielkość szczeliny w tym przypadku określona jest przez wymiar średnicy cząstek zanieczyszczeń. Przypadek ten charakterystyczny jest dla średnich obciążeń, niedużych koncentracji cząstek ściernych o małej wytrzymałości. W trzecim przypadku cząstki podlegają wielokrotnym rozdrobnieniom, dopóki ich rozmiary nie osiągną wielkości rozmiaru szczeliny, po czym opuszczają strefę kontaktu. Końcowe postaci wzorów na szybkość zużycia materiałów węzłów kinematycznych kontaktujących się ze ścierniwem zawierają trzy grupy czynników. Pierwsza grupa czynników charakteryzuje ścierniwo, tj. koncentrację cząstek w cieczy roboczej, ich rozmiar, wytrzymałość, współczynnik wnikania w szczelinę. Druga charakteryzuje własności materiałów hydraulicznej pary precyzyjnej, tj. plastyczność, twardość itp. Trzecia grupa czynników charakteryzuje wpływ geometrii, kinematyki i warunków pracy skojarzenia, tj. prędkość ślizgania, promień krzywizny, stopień wpływu naprężeń kontaktowych na zużycie.

Zużycie adhezyjne ma miejsce, gdy występuje zgrzewanie stykających się powierzchni elementów. Proces zgrzewania ma miejsce w przypadkach, gdy ciecz hydrauliczna (smarująca) zostaje wyparta z obszarów pomiędzy współpracującymi powierzchniami. Kontakt pomiędzy współpracującymi elementami, wskutek jednostkowych obciążeń mechanicznych lub cieplnych, wywołuje szczepianie stykających się elementów hydraulicznej pary precyzyjnej. Powstają lokalne szczepienia metaliczne powierzchni trących i niszczenie tych połączeń wraz z odrywaniem cząstek metalu lub jego rozmywaniem na powierzchni tarcia. Zużycie adhezyjne występuje przy tarcu ślizgowym o małych prędkościach względnych i dużych naciskach jednostkowych na obszarach rzeczywistej powierzchni styku, gdy powierzchnie te zbliżą się na odległość zasięgu działania sił molekularnych.

Zużycie erozyjne jest procesem usuwania materiału z powierzchni poddanej oddziaływaniu strumienia cząstek stałych zawieszonych w przepływającej cieczy hydraulicznej.

W konkretnych rozwiązaniach konstrukcyjnych hydraulicznych par precyzyjnych mogą zachodzić jednocześnie różne procesy zużycia, bez wyraźnej dominacji jednego z nich. W praktyce daje się jednak wskazać sytuacje, kiedy i w jakich warunkach prawdopodobieństwo zachodzenia niektórych z procesów zużycia będzie największe. Najczęściej spotyka się charakterystyki wskazujące na dominujący rodzaj

zużycia w zależności od obciążenia i prędkości poślizgu [59,84]. Zużycie związane jest z konkretnym skojarzeniem hydraulicznej pary precyzyjnej (geometria, zastosowany materiał, chropowatość powierzchni, twardość), środowiskiem pracy oraz wymuszeniami (obciążenia, prędkości poślizgu). Wpływ tych czynników jest różny.

Zużycie hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego ocenia się po jego demontażu na podstawie pomiaru i oceny zmiany ich masy (metoda wagowa), wymiarów liniowych (metoda metryczna) i uszkodzenia współpracujących powierzchni ich komponentów (metoda profilografowania) lub bez ich demontażu na podstawie pomiaru i oceny zmiany ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przez szczelinę między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej i/lub zawartości produktów zużywania w cieczy hydraulicznej pobranej z urządzenia.

Metoda wagowa polega na ważeniu elementów hydraulicznej pary precyzyjnej przed badaniami i po nich. Różnica masy, odniesiona do drogi tarcia, pracy tarcia albo czasu pracy skojarzenia, przedstawia średnią intensywność zużywania materiałów współpracujących. Masę określa się z dokładnością uzależnioną od dokładności pomiarowej wagi. Metoda wagowa wymaga demontażu badanych elementów. Ponowny montaż powoduje docieranie współpracujących elementów, a więc różną intensywność zużywania skojarzenia przed demontażem i po nim.

Metoda metryczna pomiaru zużycia, nazywana popularnie mikrometrażem, oparta jest na pomiarze wymiaru liniowego elementu badanego przed próbą i po określonym etapie badań. Stosując optyczne przyrządy pomiarowe (np. mikroskopy warsztatowe), można uzyskać dokładność rzędu ułamków mikrometra. Do wad metody metrycznej należy zaliczyć: trudność pomiaru nierównomierności zużycia na całej badanej powierzchni, konieczność stosowania bazy odniesienia, niemożność określenia rozkładu ubytków na przeciwległych powierzchniach (np. wewnętrzne wymiary tulei cylindrów lub zewnętrzne wymiary suwaka).

Pomiar zużycia metodą profilografowania polega na wykonaniu profilogramu badanej powierzchni przed próbą i po, a następnie ich porównaniu. Przy małych wartościach zużycia zarysy tych samych wklęsłości są niezmiennie na profilogramach, a występy nierówności zmieniają swoją wysokość. Określając odchylenie linii występow nierówności od linii wklęsłości, otrzymujemy wartość zużycia. Przy dużych wartościach zużycia przekraczających wielkość początkowych nierówności elementów współpracujących, konieczne jest zachowanie na badanych próbkach bazy odniesienia (powierzchnia niepracująca), względem której jest oceniana wartość zużycia. Metoda profilografowania powierzchni tarcia umożliwia dość dokładne odtworzenie rozkładu zużycia hydraulicznych par precyzyjnych na całej powierzchni tarcia. Profilogramy wykonuje się prostopadłe do kierunku tarcia. Dokładność pomiaru zużycia metodą profilografowania przy stosowaniu profilogramów optycznych wynosi ok. 0,2 μm . Wadami tej metody są: ograniczony obszar

profilografowania, konieczność użycia bazy odniesienia, trudność dokładnego odczytu wartości ubytku liniowego badanej powierzchni, trudność profilografowania powierzchni o złożonych kształtach geometrycznych. Profilografowanie powierzchni tarcia odtwarza zarys nierówności, z których można wnioskować o intensywności zużycia poszczególnych obszarów trących powierzchni. Całkowity ubytek liniowy powierzchni tarcia można mierzyć za pomocą profilografu, całkując pole zawarte pod profilogramem i porównując je z analogicznym polem powierzchni przed jej zużyciem.

Ocena zużycia za pomocą pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej jest oparta na zasadzie badania szczelności. Pomiar zużycia można oprzeć na rejestracji zmian ciśnienia w układzie napędu hydrostatycznego lub zmian natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną. Dla wariantu rejestracji zmian ciśnienia, ciecz hydrauliczna pod stałym ciśnieniem jest dostarczana między trące się powierzchnie przez otwór z regulowanym przekrojem. Manometr wskazuje zmiany ciśnienia w układzie napędu hydrostatycznego. W miarę zużywania się hydraulicznej pary precyzyjnej szczelina hydrauliczna zwiększa się i następuje spadek ciśnienia rejestrowany przez manometr. Zużycie może być również oceniane przez pomiar natężenia przepływu cieczy hydraulicznej. Ciecz hydrauliczna pod stałym ciśnieniem jest dostarczona między trące się powierzchnie. Do układu badawczego podłączony jest przepływomierz. W miarę zużywania się hydraulicznej pary precyzyjnej szczelina hydrauliczna zwiększa się, co powoduje zmianę natężenia przepływu. Przepływ przez szczelinę hydrauliczną odwzorowuje wartość zużycia badanego skojarzenia. Rejestrowany jest przepływomierzem.

Ocena zawartości produktów zużywania w cieczy hydraulicznej pobranej z urządzenia hydraulicznego polega na badaniu próbek tej cieczy następującymi metodami: fluorescencji rentgenowskiej [36,56], optycznej spektrometrii emisyjnej [56,58], ferrografii [70,135] i granulometryczną [46]. W metodzie spektrometrii emisyjnej ocena składu oparta jest na analizie linii spektralnych badanej cieczy hydraulicznej oraz produktów w niej zawartych, pobudzonych do emisji promieniowania elektromagnetycznego za pomocą łuku elektrycznego. Promieniowanie elektromagnetyczne emitowane przez próbkę po rozszczępieniu na pryzmacie pada na płytkę ze szczelinami rozmieszczonymi w taki sposób, aby przepuszczały tylko promieniowanie odpowiadające liniom o wybranych długościach fal charakterystycznych dla badanych pierwiastków chemicznych. Szereg ustawionych za płytką fotopowielaczy mierzy natężenie tego promieniowania. Pomiar wykonywany jest jednocześnie dla wszystkich badanych pierwiastków. W analizie ilościowej wykorzystuje się zależność między stężeniem badanego pierwiastka w próbce a natężeniem promieniowania, które emituje. Metodą fluorescencji rentgenowskiej analizuje się skład chemiczny produktów zużywania osadzonych na sączku (po przefiltrowaniu próbki cieczy hydraulicznej). Wzbudzone w próbce wtórne promieniowanie rentgenowskie,

rozszczerzone za pomocą kryształu analizującego widmo, rejestrowane jest za pomocą detektora proporcjonalnego. Analizie poddaje się widmo promieniowania rentgenowskiego pobudzone do emisji za pomocą niskoenergetycznego promieniowania rentgenowskiego emitowanego z lampy rentgenowskiej. Ocenę jakościową badanej próbki uzyskuje się, analizując widmo promieniowania charakterystycznego, natomiast analizy ilościowej poszczególnych pierwiastków dokonuje się w oparciu o pomiary intensywności danej linii energetycznej. Analiza składu chemicznego możliwa jest dla produktów zużywania o wielkości cząstek zdeterminowanych przyjętą porowatością sączków filtrujących. Metodą ferrograficzną określa się współczynniki charakteryzujące zużywanie występujące w urządzeniu. W tym celu wyznacza się, stosując pole magnetyczne o dużym gradiencie, liczby cząstek produktów dużych ($> 5 \mu\text{m}$) i małych ($< 2 \mu\text{m}$). Dane te pozwalają określić występujący w czasie eksploatacji urządzenia trend zużywania. Na podstawie tych danych pomiarowych określone są parametry: współczynnik intensywności zużywania (nienomowany), koncentracja produktów zużywania w jednostkach względnych (nienomowany), procentowy udział nadwyżki cząstek dużych w produktach zużywania. Metoda granulometryczna polega na oznaczeniu ilości cząstek w określonych przedziałach ich wymiarów za pomocą urządzenia badawczego zwanego licznikiem cząstek (granulometrem).

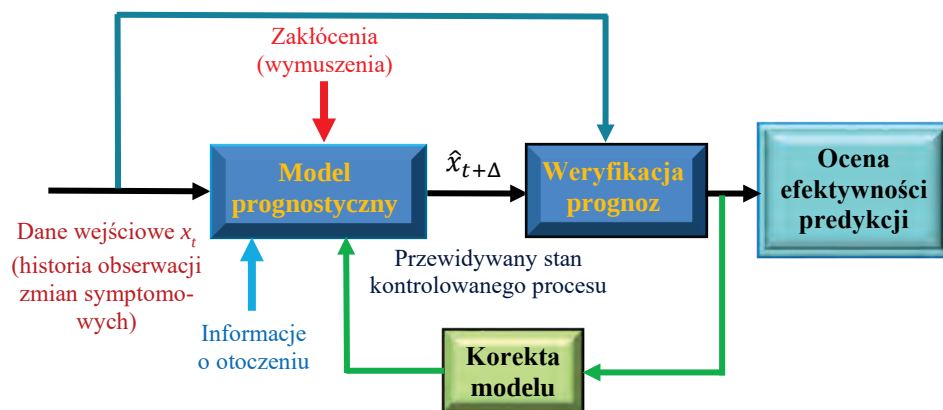
Modele zużyciowe hydraulicznych par precyzyjnych można zestawić w trzy grupy. Pierwsza grupa to modele, które uwzględniają wyłącznie mechaniczne oddziaływanie przy tarcia [16,28], druga to modele ujmujące niektóre wpływy fizyko-chemiczne środowiska tarcia [140,142], trzecia zaś to modele uwzględniające wpływ cząstek twardych (ścierniwa) [147,149]. W takim ujęciu zestaw modeli niszczenia kontaktowego materiałów konstrukcyjnych ma charakter uniwersalny, adekwatny do aktualnego poziomu wiedzy. Najbardziej rozpowszechnione są modele uwzględniające wyłącznie deformacyjne oddziaływanie mechaniczne. Wynikają one z teorii zmęczenia tarcia [29,59,84]. W tym ujęciu rozróżnia się kontakt sprężysty (niedotarty i dotarty) i plastyczny. W modelach występują trzy grupy charakterystycznych czynników:

- warunki tarcia, które reprezentują nacisk jednostkowy. Wpływ prędkości ślizgania jest ukryty. Wzory obowiązują dla stacjonarnych warunków, gdy w strefie kontaktu panują w przybliżeniu stałe warunki termiczne (wpływ temperatury tarcia można pominąć albo uwzględnić go przez korektę wartości wielkości fizycznych występujących w modelu);
- własności fizyko-mechaniczne materiałów, w tym twardość, naprężenia kontaktowe;
- chropowatość powierzchni.

U podstaw modeli z tej grupy leży założenie, że deformacje cykliczne (kontaktowe) sięgają strefy mikroskopowej (powierzchniowej) w trójwarstwowym modelu

układu tarcia. Zaletą tych modeli jest to, że zawierają objętościowe własności mechaniczne dostępne w normatywnych charakterystykach materiałów. W modelach tych im dokładniej oszacowane są naprężenia kontaktowe, tym dokładniejsza jest prognoza zużycia i oszacowana trwałość. Wpływ składników aktywnych fizycznie i chemicznie, jeśli są to substancje wchodzące w skład cieczy hydraulicznej, na charakterystyki stanu powierzchni i stałe sprężystości materiałów jest niewielki i może być pominięty w rozważaniach dotyczących zużycia i szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych [59,84,148].

Procesy zużywania się i starzenia komponentów urządzenia hydraulicznego są silnie skorelowane z czasem pracy lub liczbą cykli działania urządzenia. Można więc przewidywać chwilę wystąpienia stanu granicznego. Wykorzystując tę własność, można opracować alternatywne rozwiązania do podejścia aposteriorycznego szacowania trwałości. Jak już wcześniej zasygnalizowano, do szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego potrzebny jest jego predykcyjny model przebiegu zmian parametrów strukturalnych i użytkowych (hydraulicznych) wynikających z oddziaływania na jego węzły kinematyczne procesów destrukcyjnych. Prognoza trwałości urządzenia hydraulicznego uwarunkowana jest procesem identyfikacji trendu zmian kontrolowanych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych. Schemat funkcjonalny realizacji procesu prognostycznego trwałości urządzenia hydraulicznego przedstawiono na rys. 1.3.



Rys. 1.3. Schemat funkcjonalny realizacji procesu prognostycznego trwałości urządzenia hydraulicznego

Rozpoznając uwarunkowania procesu prognozowania trwałości urządzeń hydraulicznych, należy zwrócić uwagę na następujące czynniki jego realizacji:

- dostępna wiedza o fizyce zjawiska zużywania się i starzenia komponentów par precyzyjnych i odwzorowujących te procesy zmian kontrolowanych parametrów użytkowych (hydraulicznych) oraz znajomość możliwych mechanizmów wymuszających ich zmienność,
- warunki akceptacji i praktycznej weryfikacji założeń przyjętych do wybranych rozwiązań prognostycznych,
- praktyczne uwarunkowania realizacyjne danego rozwiązania, związane ze złożonością jego procesu obliczeniowego,
- niezbędny horyzont czasowy dla prognoz.

Kojarząc wymieniony zespół czynników z różnymi rozwiązaniami i metodami matematycznymi procesu prognostycznego, można dokonać ich selekcji i klasyfikacji ze względu na potencjalną przydatność w problematyce syntezy algorytmów obliczeniowych diagnoz predykcyjnych urządzeń hydraulicznych. Można je podzielić na następujące grupy:

- a) ekstrapolacja wartości szeregów czasowych,
- b) adaptacyjne modele trendu,
- c) autonomiczna ekstrapolacja procesów stochastycznych,
- d) model obserwatora stanu opisywany stochastycznymi równaniami różniczkowymi,
- e) modele probabilistyczne,
- f) sztuczna inteligencja.

Ekstrapolacja wartości szeregów czasowych

Rozwiązania z grupy klasycznej ekstrapolacji wartości szeregów czasowych polegają na przyporządkowaniu dostępnej historii zmian parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego x_i gdzie $i = 1, 2, \dots, n$ do odpowiedniego modelu o określonej konstrukcji:

$$\hat{x}(t) = f(t) + \varepsilon_t, \quad (1.6)$$

której przedłużenie (ekstrapolacja zmian) na przyszłe okresy umożliwia prognozę zmian analizowanego zjawiska w rozpatrywanym horyzoncie czasowym. Dobrana arbitralnie funkcja $f(t)$ z dokładnością do pewnego procesu losowego ε_t (typu białego szumu reprezentującego niedokładności modelowe) jest reprezentantem trendu zjawiska. Trend reprezentuje trwałą ewolucję zmian wartości monitorowanej zmiennej x_i . Wynika on z oddziaływania zasadniczych wymuszeń związanych ze zmianą stanu fizycznego komponentów urządzenia hydraulicznego, determinujących zmiany parametrów strukturalnych i/lub użytkowych urządzenia hydraulicznego. Jego wyróżnienie umożliwia realizację procesu prognozowania w oparciu o wyznaczoną funkcję $f(t)$ [13].

Dokładność prognoz zależy przede wszystkim od właściwego wyboru funkcji trendu oraz prawidłowego oszacowania występujących w niej parametrów. Wybór konkretnej funkcji trendu wynika z oceny dopasowania uzyskanych według niej wyników do danych empirycznych, wykonanego według przyjętego kryterium (np. wartości średniego błędu dopasowania). Dla prognoz krótkoterminowych sam szereg czasowy obserwacji wybranego parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego może być podstawą wyboru funkcji trendu. Dla prognoz długoterminowych wybór funkcji trendu wymaga dużej ostrożności i nie może opierać się jedynie na postaci zmian obserwowanych wyników. W takiej sytuacji konieczna jest szersza wiedza o obserwowanym zjawisku, jak również analogie i powiązania z innymi obserwacjami parametrów strukturalnych i/lub użytkowych na podobnych urządzeniach hydraulicznych. W wielu przypadkach przy ustalaniu modelu, do którego ma być konwergentna funkcja trendu, stosowana jest analiza graficznego dopasowania wyników. Dla postaci trendu najczęściej stosuje się funkcje [17,148]: liniową, wykładniczą, wielomiany stopnia drugiego i wyższych.

Metody estymacji parametrów w przypadkach nieliniowej funkcji wymagają ich transformacji do postaci liniowej, co jest procesem złożonym. Parametry przyjętej funkcji prognozującej szacowane są metodą najmniejszych kwadratów, w której wszystkie informacje traktowane są równo z punktu widzenia informacyjnego. Dla zróżnicowania wag kolejnych obserwacji monitorowanego parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego można zastosować zmodyfikowaną metodę najmniejszych kwadratów, w której wagi ϑ_k zmniejszają się w miarę zwiększania się długości czasu obserwacji. Sumą błędów prognoz, którą poddaje się minimalizacji jest wyrażenie [17]:

$$\Omega = \sum_{k=1}^n \vartheta_k (\hat{x}_k - x_k)^2 \quad (1.7)$$

Ekstrapolacja trendu stosowana jako metoda prognozowania wymaga wykonania następujących czynności [48]:

- zebranie danych o badanym zjawisku i jego uwarunkowaniach,
- udowodnienie zależności od czasu zmian wartości kontrolowanego parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego,
- wybór postaci analitycznej funkcji trendu i jego uzasadnienie,
- estymacja wartości parametrów określających postać funkcji trendu,
- ekstrapolacja i ocena wiarygodności wyników.

Zaletą rozwiązań z grupy ekstrapolacji wartości szeregów czasowych jest klarowność interpretacji modelu oraz prostota estymacji parametrów z użyciem standardowych programów obliczeniowych. Dają one dość dobre rezultaty przy regularnych zmianach wartości kontrolowanych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych urządzenia hydraulicznego i prawidłowo rozpoznanych ich ewolucjach.

Można z nich korzystać w sytuacjach, gdy dysponujemy dobrze rozpoznanymi modelami procesów uszkodzenia urządzeń hydraulicznych i ich komponentów.

Do negatywnych aspektów tego typu rozwiązań należą [63]:

- stosunkowo duża pracochłonność estymacji parametrów, szczególnie przy dużej liczbie wyników obserwacji danego parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego, co ma miejsce przy ciągłej kontroli tego urządzenia,
- założenie utrzymywania się przyjętej tendencji rozwojowej w prognozowanych okresach,
- duża pracochłonność statystycznych badań adekwatności przyjętego modelu.

Adaptacyjne modele trendu

Adaptacyjne modele trendu obejmują szeroką klasę procedur prognostycznych, takich jak metody: Browna, Holta, Bacheleta-Morlata, Wintersa, Theil-Wage [139,144]. Metody te pomijają etap wyznaczania analitycznej postaci trendu, tworząc od razu oszacowania liczbowych wartości prognoz $x(t+\tau)$ na dowolnie ustalony horyzont czasowy zgodnie ze wzorem:

$$\hat{x}(t + \tau) = \sum_{i=0}^n \zeta_t^i \cdot f_i(\tau), \quad (1.8)$$

gdzie:

ζ – stała adaptacji o wartości $0 < \zeta < 1$,

f – operator wyrównywania dla przyjętej metody.

Parametr ζ ustalony w procesie adaptacji jest charakterystyką struktury korelacyjnej analizowanego procesu stochastycznego, dla którego przyjęte rozwiązanie jest optymalne w sensie minimalizacji błędu stochastycznego: $\min \sum_i \zeta^i [x_{t-1} - f_{t-1}(a_1, a_n)]^2$. Wykorzystując ten fakt, prognozuje się poza dostępne dane na okres $\tau = 1$, a następnie uzyskaną prognozę utożsamia się z określoną empirycznie. W sposób iteracyjny, przy każdej nowej obserwacji analizowanego zjawiska następuje modyfikacja przyjętego modelu. Umożliwia to szybkie dopasowanie modelu do zmian kontrolowanego parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego. Zaletą adaptacyjnych modeli trendu jest ich prostota realizacji. Umożliwiają one prognozowanie według rekurencyjnych formuł obliczeniowych, przy ograniczonej liczbie założeń łatwo weryfikowalnych. Niezwykle istotnymi wadami adaptacyjnych modeli trendu są [139]:

- brak możliwości oszacowania dokładności prognozowania,
- trudności z doбором właściwych sposobów estymacji parametrów tych metod, m.in. wag charakteryzujących szybkość reakcji modelu na zmiany i dynamikę badanego procesu czy stopień wyrównania.

Adaptacyjne modele trendu umożliwiają prognozowanie zmian parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego opisanych na podstawie zarówno długich, jak i krótkich obserwacji.

Autonomiczna ekstrapolacja procesów stochastycznych

Algorytmy z grupy autonomicznej ekstrapolacji procesów stochastycznych, są rozwiązaniami matematycznymi, które mogą służyć rozpoznawaniu trendów wartości kontrolowanych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych urządzenia hydraulicznego i ich prognozowaniu w założonym horyzoncie czasowym. Konstrukcje obliczeniowe algorytmów realizują wybór typu procesu stochastycznego odpowiedniego dla modelowanego zjawiska. Poprzez ekstrapolację właściwie zidentyfikowanego procesu stochastycznego realizowany jest proces prognozowania przyszłych wartości parametrów strukturalnych i/lub użytkowych urządzenia. Autonomiczna ekstrapolacja procesów stochastycznych zapewnia optymalne wyniki pod względem kryterium najmniejszej sumy kwadratów błędów prognoz [15,18].

W większości przypadków poszukiwanie właściwego typu procesu stochastycznego ogranicza się do klasy modeli analizowanych zmian parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia z grupy modeli procesu autoregresyjnego średniej ruchomej [15]:

$$\sum_{s=0}^p \alpha_s \cdot x_{t-s} = \sum_{k=0}^q \varrho_k \cdot \varepsilon_{t-k} , \quad (1.9)$$

gdzie:

α_s, ϱ_k – wagi, przy czym $\alpha_0 = 1$,

ε_t – biały szum, przy czym $E(\varepsilon_t^2) = \sigma_\varepsilon^2$ i $E(\varepsilon_t, \varepsilon_t') = 0$.

W przypadku procesów niestacjonarnych, z którymi mamy najczęściej do czynienia w procesach prognostycznych urządzeń hydraulicznych można stosować modele autoregresji scałkowanej średniej ruchomej. Otrzymuje się go z białego szumu za pomocą trzech operacji filtracji [18]:

- pierwszy filtr średniej ruchomej na wejście ε_t , operator $C(u)$ i wyjście e_t :

$$C(u) \cdot \varepsilon_t = \varepsilon_t + \varrho_1 \cdot \varepsilon_{t-1} + \dots + \varrho_q \cdot \varepsilon_{t-q} , \quad (1.10)$$

- drugi filtr autoregresji na wejście e_t , operator $D^{-1}(u)$ i wyjście Z_t :

$$Z_t = D^{-1}(u) \cdot e_t = \alpha_1 \cdot Z_{t-1} + \alpha_2 \cdot Z_{t-2} + \dots + \alpha_p \cdot Z_{t-p} + e_t , \quad (1.11)$$

- trzeci filtr niestacjonarny na wejście Z_t , wyjście X_t i operator S^r :

$$X_t = S^r \cdot Z_t , \quad (1.12)$$

który jest odwrotny do operatora Δ różnicy: $\Delta^{-1}X_t = S \cdot X_t = (1 - u)^{-1}X_t$.

Do negatywnych aspektów autonomicznej ekstrapolacji procesów stochastycznych można zaliczyć złożoność procedur identyfikacyjnych oraz wymóg dostępu do możliwie długich realizacji czasowych. Warunkuje to możliwość poprawnej identyfikacji parametrów tych modeli. W praktyce proces predykcji zapewnia minimalne błędy prognoz tylko w warunkach zgodności charakterystyk statycznych rozpatrywanych procesów z odpowiednimi założeniami konstrukcji urządzeń hydraulicznych.

Model obserwatora stanu opisywany stochastycznymi równaniami różniczkowymi

W wielu przypadkach zadań prognostycznych mogą być wykorzystywane algorytmy zaliczane do grupy modeli obserwatora stanu opisywanego stochastycznymi równaniami różniczkowymi [3,35]. W rozwiązaniach tej grupy zakłada się, że nieobserwowalny stan dynamiczny analizowanego procesu prognostycznego jest opisywany z dokładnością do pewnego procesu gaussowskiego. Jest on obserwowalny z szumami pomiarowymi poprzez określone parametry strukturalne i/lub użytkowe urządzenia wzajemnie z nimi sprzężone. Na podstawie tych obserwacji konstruuje się filtr estymujący nieobserwowalny stan. Jego wyjście stanowi wejście dla układu predyktora zbudowanego na oszacowanych w procesie filtracyjnym równaniach opisujących dynamikę rozpatrywanego procesu. Model obserwatora stanu opisywanego stochastycznymi równaniami różniczkowymi wywodzi się z ogólnego problemu filtracji i predykcji w ujęciu Kalmana-Bucy'ego. Pozwala on na tworzenie algorytmów predykcyjnych dostosowanych do przyjętego modelu zmian wartości monitorowanych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych urządzenia. Dotyczą one zarówno modeli opisu dynamiki zachowań badanego urządzenia i wynikających z nich mechanizmów generacji kontrolowanych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych, jak również estymacji trendu obserwowanego parametru strukturalnego i/lub użytkowego na podstawie historii jego obserwacji w przeszłości [35].

Podstawą dla algorytmów predykcyjnych są sygnały losowe $U(t)$, $Y(t)$ i $X(t)$ spełniające następujące równanie wektorowe wielu zmiennych [35]:

$$\begin{aligned}\tilde{X} &= AX + BU + W, \\ \tilde{Y} &= HX + CU + V,\end{aligned}\tag{1.13}$$

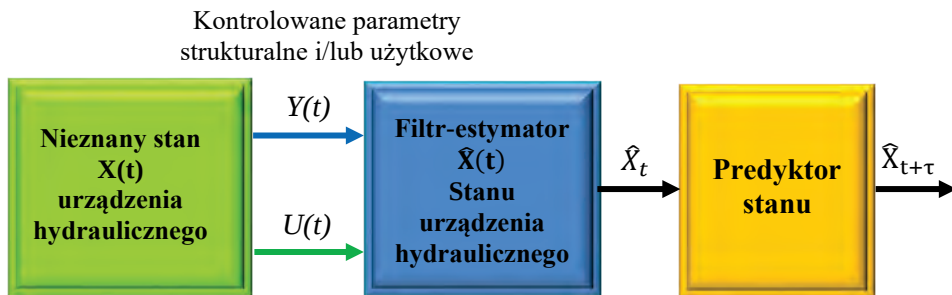
gdzie:

- $X(t)$ – nieobserwowalny wektor opisujący stan urządzenia hydraulicznego lub proces generacji zmian wartości kontrolowanych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych,
- $Y(t)$ – wektor obserwacji (kontrolowane parametry strukturalne i/lub użytkowe), na podstawie których należy oszacować stan X ,

- $U(t)$ – wektor obserwowalnych wymuszeń działających w urządzeniu hydraulicznym,
 $W(t), V(t)$ – zakłócenia gaussowskie, niezależne od $X(t')$, $Y(t')$ i $U(t')$, dla $t' < t$ z malejącą funkcją korelacyjną o postaci:

$$E \begin{bmatrix} V(t) \\ \dots \\ W(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V(t+\tau) \\ \dots \\ W(t+\tau) \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} Q & \dots & S \\ \dots & \dots & \dots \\ S^T & \dots & R \end{bmatrix} \cdot \delta(\tau). \quad (1.14)$$

Na podstawie znajomości A, B, H, C, Q, R, S oraz kontrolowanych sygnałów $U(t)$, $Y(t)$ odtwarza się układ przyczynowy zmian w urządzeniu hydraulicznym, umożliwiającą estymację nieznanego stanu $X(t)$ wraz z jego predykcją na określony horyzont prognozy τ (rys. 1.4) [138].



Rys. 1.4. Zasada działania modelu prognostycznego „obserwatora stanu”

Przedstawiony algorytm procesu prognozowania opracowany został na potrzeby teorii sterowania jako metoda estymacji procesów dynamicznych opisanych równaniami wektora stanu X_k i obserwacji Y_k , zakłóconych parą W_k i V_k niezależnych ciągów gaussowskich o średniej zerowej i kowariancji Q i R .

Modele obserwatora stanu opisywanego stochastycznymi równaniami różniczkowymi cechuje w pełni sformalizowane ujęcie. W sposób spójny, z jednej bazy modelowej jest możliwe zarówno rozpoznanie realizacji stanów dynamicznych urządzenia hydraulicznego, jak i filtracja zakłóceń nakładających się na obserwacje kontrolowanych parametrów oraz predykcja zmian ich stanów [138].

Modele probabilistyczne

Modele probabilistyczne budują swoją konstrukcję obliczeniową na znajomości postaci funkcji gęstości rozkładu wartości parametru strukturalnego i/lub użytkowego urządzenia hydraulicznego w czasie jego eksploatacji [2,65,76,140]. Wartości prognoz odnoszących się do czasu wystąpienia uszkodzenia lub określonej

wartości parametru dla założonego horyzontu prognozy estymuje się na bazie wyniku pomiaru kontrolnego parametru strukturalnego i/lub użytkowego i znajomości jego gęstości rozkładu, określającej statystyczne prawidłowości jego występowania. Wymagają one wyznaczenia rozkładu zmian parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego dla wybranego czasu badań i na tej podstawie ustalenie rozkładu czasu poprawnej jego pracy. W analizie danych o zużyciu wykorzystywanych w metodach probabilistycznych należy oszacować średnią prędkość zużywania i funkcję korelacyjną przyrostu zużycia oraz sprawdzić, czy proces zużywania nie ma cech ergodyczności. Analiza zachowania się średniej prędkości zużywania i funkcji korelacyjnej jest konieczna do ustalenia, czy rozpatrywany proces losowy jest stacjonarny, czy też nie. Jeżeli losowa funkcja stacjonarna jest ergodyczna, to każda z jej realizacji odzwierciedla średni charakter całego procesu zużycia.

Probabilistyczny model trwałości charakteryzowany jest przy użyciu poniższych funkcji opisujących zmienną losową T , będącą czasem poprawnej pracy urządzenia hydraulicznego:

- dystrybuantę $F(t)$,
- gęstość rozkładu prawdopodobieństwa $f(t)$,
- funkcja intensywności uszkodzeń $\lambda(t)$.

Wykorzystując powyższe funkcje trwałość urządzenia hydraulicznego T można przedstawić w następującej postaci:

$$T_t = E(T) = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt = \int_0^{\infty} R(t) dt, \quad (1.15)$$

gdzie: $R(t)$ jest funkcją niezawodności, tj. prawdopodobieństwem, że urządzenie może spełniać wymaganą funkcję w danych warunkach w ustalonym przedziale czasu.

Inną liczbową charakterystyką jest wariancja czasu pracy urządzenia hydraulicznego o postaci:

$$D^2(T) = \int_0^{\infty} (t - T)^2 f(t) dt. \quad (1.16)$$

Każda z funkcji $F(t)$, $f(t)$, $\lambda(t)$ określa zmienną losową T , determinując tym samym postać pozostałych funkcji (patrz tabela 1.1) [140].

Trwałość jako zmienna losowa jest jednoznacznie określona, jeżeli znana jest postać funkcyjna oraz parametry rozkładu. Model probabilistyczny trwałości urządzeń hydraulicznych wyznacza się zwykle empirycznie lub na podstawie fizyki uszkodzeń. Nieznane parametry rozkładu zastępuje się ich oszacowaniami wyznaczonymi z badanej próbki losowej. Matematyczne modele rozkładów trwałości za-

leżą od fizycznych właściwości urządzeń hydraulicznych oraz warunków ich użytkowania. Probabilistycznym modelem trwałości może być każdy z rozkładów [107,140]: wykładniczy, gamma, potęgowy, Weibulla, normalny (Gaussa), logarytm-normalny.

Tabela 1.1

Związki między funkcjami $F(t)$, $f(t)$, $\lambda(t)$

Szukane Znane	Dystrybuanta trwałości $F(t)$	Funkcja gęstości prawdopodobieństwa $f(t)$	Funkcja intensywności uszkodzeń $\lambda(t)$
$F(t)$		$\frac{dF(t)}{dt}$	$\frac{1}{1-F(t)} \frac{dF(t)}{dt}$
$f(t)$	$\int_0^t f(t) d\tau$		$\frac{f(t)}{\int_0^\infty \lambda \cdot f(t) d\tau}$
$\lambda(t)$	$1 - \exp\left(-\int_0^t \lambda \cdot f(t) d\tau\right)$	$\lambda(t) \cdot \exp\left(-\int_0^t \lambda \cdot f(t) d\tau\right)$	

Na podstawie próby oszacowuje się parametry przypuszczalnego rozkładu, które można podzielić na trzy grupy:

- parametry położenia. Ich zmienność powoduje jedynie przesunięcie krzywej;
- parametry kształtu, od których zależy kształt krzywej;
- parametry skali (rozproszenia). Występują jako współczynniki zmiennej czasu. Charakteryzują one spłaszczenie krzywej i w pewnym sensie rozrzut.

Dobór konkretnego rozkładu jako modelu probabilistycznego dla danego urządzenia hydraulicznego jest niezwykle ważny. Wszystkie wymienione rozkłady są bardzo szeroko opisane w ogólnie dostępnej literaturze [2,27,140], dlatego w monografii nie będą omawiane. Można tu tylko wskazać rozkłady, które nie są przydatne do modelowania trwałości urządzeń hydraulicznych, ze względu na nieuwzględnianie przez nie procesów zużywania i starzenia występujących w tych urządzeniach. Są to rozkłady: wykładniczy, potęgowy, czy logarytm-normalny. Rozkład wykładniczy i potęgowy stosuje się do urządzeń, w których uszkodzenia mają charakter awarii, tzn. występują na skutek zadziaływania przyczyn zewnętrznych, które pojawiają się przypadkowo i ze stałym natężeniem. Nie uwzględniają one procesów zużywania i starzenia występujących podczas eksploatacji urządzeń. Rozkład logarytm-normalny najczęściej jest wykorzystywany do modelowania czasu trwania obsługi, np. czasu naprawy, profilaktyki, kontroli stanu.

Poniżej przedstawiono dwa najczęściej stosowane rozkłady, które symulują w sposób zadowalający zjawiska zużywania się i starzenia urządzeń hydraulicznych, tj. rozkład gamma i Weibulla.

Najbardziej ogólnym modelem matematycznym rozkładu trwałości T urządzenia hydraulicznego jest rozkład gamma. Uogólniony rozkład gamma uwzględnia różne przebiegi funkcji $\lambda(t)$ występujące w praktyce. Może być wykorzystywany jako model matematyczny rozkładu trwałości T urządzeń hydraulicznych w różnych warunkach ich eksploatacji i różnych zbiorach wymagań warunkujących spełnienie danej funkcji. Rozkład gamma dobrze opisuje proces zużywania i starzenia hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego. W tabeli 1.2 podano podstawowe charakterystyki funkcyjne i liczbowe rozkładu gamma z parametrem kształtu β przyjmującym wartości ze zbioru liczb naturalnych.

Tabela 1.2
Podstawowe charakterystyki rozkładu gamma

Nazwa charakterystyki	Rozkład GAMMA
Funkcja gęstości prawdopodobieństwa	$f(t) = \lambda \cdot \frac{(\lambda \cdot t)^{\beta-1}}{\Gamma(\beta)} \cdot e^{-\lambda t}$
Dystrybuanta	$F(t) = \frac{\Gamma_{\lambda t}(\beta)}{\Gamma(\beta)}$
Funkcja intensywności uszkodzeń	$\lambda(t) = \frac{\lambda \cdot (\lambda t)^{\beta-1} \cdot e^{-\lambda t}}{\Gamma(\beta) \cdot \Gamma_{\lambda t}(\beta)}$
Wartość oczekiwana	$E(T) = \frac{\beta}{\lambda}$
Wariancja	$D^2(T) = \frac{\beta}{\lambda^2}$

Występujące w tabeli 1.2 wielkości $\Gamma(\beta)$ i $\Gamma_{\lambda t}(\beta)$ określone są następująco [139,148]:

$$\Gamma(\beta) = \int_0^{\infty} t^{\beta-1} \cdot e^{-t} dt, \quad (1.17)$$

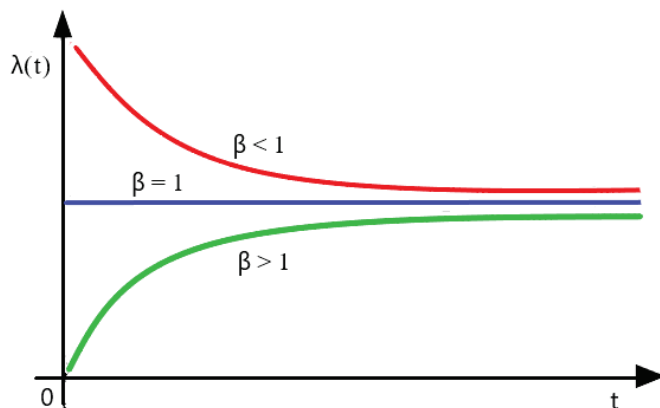
$$\Gamma_{\lambda t}(\beta) = \int_0^{\lambda t} t^{\beta-1} \cdot e^{-t} dt, \quad (1.18)$$

gdzie:

β – parametr kształtu,

λ – parametr skali.

Na rys. 1.5 przedstawiono przebieg funkcji intensywności uszkodzeń dla rozkładu gamma. W przypadku $\beta < 1$ funkcja intensywności uszkodzeń jest malejąca i dobrze pasuje do opisu nowo wyprodukowanych urządzeń, w których występują uszkodzenia w początkowym okresie eksploatacji powstałe na skutek wadliwej produkcji. Po określonym czasie docierania intensywność uszkodzeń przyjmuje wartość λ . Gdyby w procesie produkcyjnym urządzenie było dokładnie kontrolowane, a wszelkie wady produkcyjne usunięte, to model w takiej sytuacji byłby zbliżony do rozkładu gamma dla $\beta > 1$, gdzie funkcja intensywności uszkodzeń jest rosnąca. W przypadku gdy $\beta = 1$ funkcja intensywności uszkodzeń $\lambda(t)$ jest wielkością stałą i rozkład gamma przekształca się w rozkład wykładniczy [139].



Rys. 1.5. Przebieg funkcji intensywności uszkodzeń dla rozkładu gamma

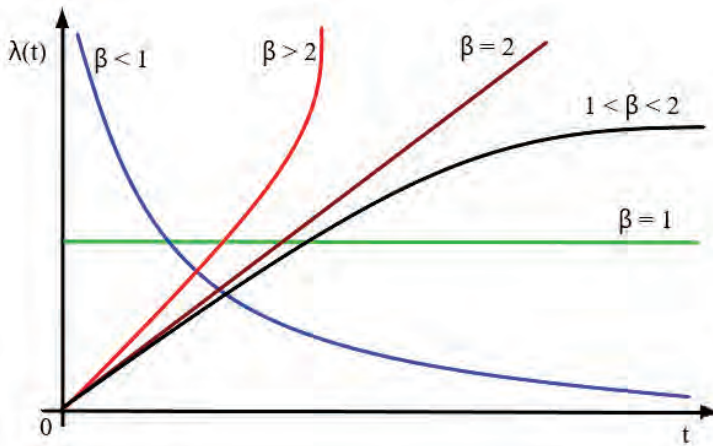
Innym rozkładem powszechnie stosowanym do modelowania trwałości urządzeń hydraulicznych jest rozkład Weibulla, ponieważ jest on modelem matematycznym dobrze symulującym procesy adaptacji i zjawiska zużywania oraz starzenia komponentów urządzeń hydraulicznych. Odpowiadająca mu intensywność uszkodzeń zmienia się proporcjonalnie do $(\beta - 1)$ potęgi czasu. W tabeli 1.3 podano podstawowe charakterystyki funkcyjne i liczbowe rozkładu Weibulla z parametrem kształtu β i parametrem skali Θ przyjmującymi wartości ze zbioru liczb naturalnych.

Na rys. 1.6 przedstawiono wykresy funkcji intensywności uszkodzeń $\lambda(t)$ dla zmiennej losowej o rozkładzie Weibulla. Funkcja $\lambda(t)$ zależy od wartości parametru β . Dla $\beta = 1$ funkcja $\lambda(t)$ jest funkcją stałą – jest to rozkład wykładniczy z parametrem $\lambda = 1/\Theta$. Dla $0 < \beta < 1$ funkcja $\lambda(t)$ jest monotonicznie malejąca i odpowiada procesowi adaptacji urządzenia. Dla $\beta > 1$ funkcja $\lambda(t)$ jest monotonicznie rosnąca i odpowiada procesowi starzenia urządzenia.

Tabela 1.3

Podstawowe charakterystyki rozkładu Weibulla

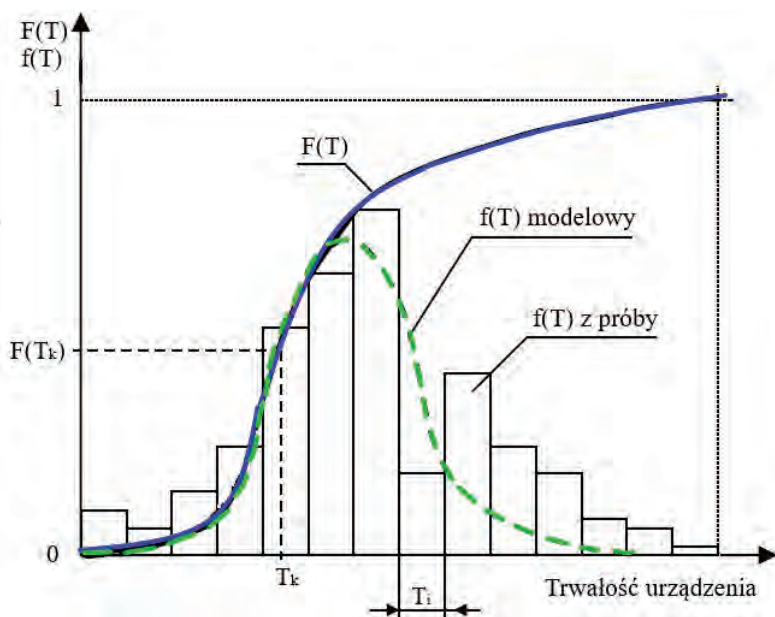
Nazwa charakterystyki	Rozkład Weibulla
Funkcja gęstości prawdopodobieństwa	$f(t) = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta}\right]$
Dystrybuanta	$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta}\right]$
Funkcja intensywności uszkodzeń	$\lambda(t) = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta-1}$
Wartość oczekiwana	$E(T) = \theta \cdot \Gamma\left(\frac{1}{\beta} + 1\right)$
Wariancja	$D^2(T) = \theta^2 \left\{ \Gamma\left(\frac{2}{\beta} + 1\right) - \left[\Gamma\left(\frac{1}{\beta} + 1\right) \right]^2 \right\}$



Rys. 1.6. Funkcja intensywności uszkodzeń dla rozkładu Weibulla

Mając informacje o trwałości T pewnej liczby danego typu urządzenia hydraulicznego, można wyznaczyć rozkład trwałości $f(T)$, tj. funkcję gęstości trwałości. Łącząc wartości prawdopodobieństw z poszczególnych przedziałów tego rozkładu, można otrzymać łączny rozkład trwałości, czyli dystrybuantę trwałości $F(T)$ tego typu urządzenia hydraulicznego (patrz rys. 1.7). Znając dystrybuantę trwałości, pokazaną przykładowo na rys. 1.7, można określić dystrybuantę populacji danego typu

urządzenia hydraulicznego $F(T_k)$ o okresie trwałości T_k , czyli zbiór urządzeń hydraulicznych danego typu, które ulegną uszkodzeniom do czasu T_k . Dystrybuanta $F(T)$ wskazuje również na fakt, że istnieje taki moment, w którym uszkodzeniu ulegną wszystkie urządzenia hydrauliczne danego typu.



Rys. 1.7. Rozkład funkcji gęstości prawdopodobieństwa trwałości $f(T)$ oraz dystrybuanta trwałości $F(T)$

Danymi wejściowymi do probabilistycznych metod szacowania trwałości napędu hydrostatycznego i jego urządzeń są:

- początkowa wartość parametru strukturalnego i/lub użytkowego (kontrolnego),
- dane z przebiegu zmian parametru strukturalnego i/lub użytkowego (kontrolnego) w czasie badań laboratoryjnych i/lub stoiskowych,
- graniczna wartość parametru strukturalnego i/lub użytkowego (kontrolnego),
- dane dotyczące zużycia hydraulicznych par precyzyjnych w danych warunkach pracy,
- koncentracja cząstek twardych (zanieczyszczeń) zawartych w cieczy hydraulicznej,
- zmiany przepływu cieczy hydraulicznej w szczelinach hydraulicznych (natężenie nieszczelności wewnętrznej).

Zaletą probabilistycznych metod oceny trwałości urządzeń hydraulicznych jest to, że na podstawie danych z badań laboratoryjnych i stoiskowych można ocenić trwałość w odpowiednich warunkach eksploatacji.

Sztuczna inteligencja

Sztuczna inteligencja pozwala na realizację zaawansowanych analiz i symulacji w zagadnieniu predyktywnego kształtowania trwałości urządzeń hydraulicznych [56,145]. Umożliwia ona poniekąd podglądanie przyszłości. Analizowane są istniejące bazy danych, aby na ich podstawie sporządzić pewne prognozy. Systemy sztucznej inteligencji stosowane są do ciągłego monitorowania stanu urządzenia hydraulicznego, analizując dane zbierane z umieszczonych na nim czujników, takie jak temperatura, ciśnienie, natężenie przepływu przecieków wewnętrznych i inne parametry krytyczne. Dzięki algorytmom uczenia maszynowego mogą wykrywać anomalie i wzorce wskazujące na osiągnięcie granicznych parametrów strukturalnych i/lub użytkowych przez urządzenia hydrauliczne.

Główne zalety sztucznej inteligencji w rozwiązywaniu zagadnień prognostycznych są następujące [20,30,57]:

- zdolności adaptacyjne,
- umiejętności nabywania wiedzy, czyli uczenia się,
- możliwości rozwiązywania szerokiej klasy zagadnień od aproksymacji złożonych i nieliniowych zależności, poprzez optymalizację, do klasyfikacji i wykrywania reguł.

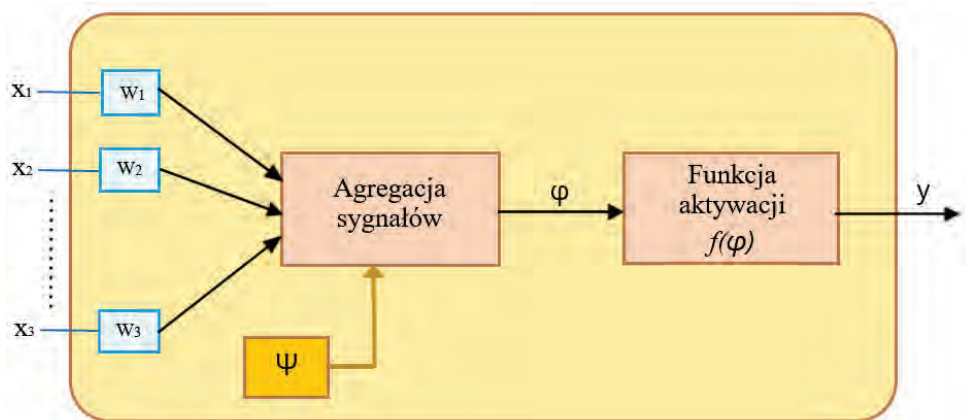
Sztuczna inteligencja wykorzystuje w zagadnieniach prognostycznych szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych metody: sztucznych sieci neuronowych, logiki rozmytej, uczenia maszynowego.

Znaczne możliwości zastosowania sztucznych sieci neuronowych w obszarze prognozowania trwałości urządzeń hydraulicznych wynikają z ich predyspozycji do rozwiązywania złożonych problemów analitycznych i prognostycznych. Należy tu wymienić:

- równoległość przetwarzania informacji w zagadnieniach, w których niezbędne jest przetwarzanie w czasie rzeczywistym [20],
- możliwość zastosowania do analizy systemów silnie nieliniowych [20],
- odporność na tzw. chaos matematyczny w danych, tzn. odwzorowanie w danych pojawiających się zakłóceń [20],
- możliwości interpolacyjne, np. odtworzenie czasowego przebiegu procesu na podstawie fragmentarycznych danych [30],
- zdolność wydobywania wymaganej informacji z danych, w których nie można odkryć wyraźnych wzorców z zastosowaniem innych metod [57],
- możliwość aproksymacji dowolnych zależności funkcyjnych, tj. sieci neuronowe mogą być traktowane jako uniwersalny aproksymator [57],

- skuteczność w grupowaniu (klasterowaniu, segmentacji) i klasyfikacji [30],
- odporność nauczanej sieci na „zaszumione” dane, co wynika ze zdolności sieci do konkretyzacji [20],
- możliwości przekształcania informacji nieprecyzyjnej, np. sieci rozmyte [20],
- możliwość integracji sieci neuronowych z innymi metodami, co np. w przypadku zastosowania procesora rozmytego daje bardzo dobre wyniki przy rozszerzeniu danych wejściowych o wyniki nie zawsze dokładnych pomiarów fizycznych [147].

Możliwe jest również zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do prognozowania przyszłych stanów urządzeń hydraulicznych z zadaniem horyzontem czasowym na podstawie aktualnego i przeszłych stanów. Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych umożliwia wnioskowanie o zachowaniu urządzeń hydraulicznych na podstawie zgromadzonych w bazach danych informacji bez konieczności identyfikacji zależności funkcyjnych pomiędzy danymi. Sztuczne sieci neuronowe zbudowane są z połączonych ze sobą i zwykle ułożonych w warstwy neuronów. Każdy z neuronów posiada tylko jedno wyjście oraz dowolną liczbę wejść (rys. 1.8).



Rys. 1.8. Struktura sztucznego neuronu: x – sygnały wejściowe, y – sygnał wyjściowy, w – wagi połączeń, Ψ – wartość progów

Pojedynczy neuron przekształca dane wejściowe w sygnał wyjściowy zgodnie z zależnością [37]:

$$y = f(\varphi) = f[R(x_i, w_i), \Psi] \quad , \quad (1.19)$$

gdzie: R – funkcja agregacji.

Wejścia reprezentują sygnały dochodzące do neuronu z wyjść innych neuronów lub dostarczane z zewnątrz jako dane wejściowe do sieci. Każdy sygnał wejściowy jest wzmacniany lub osłabiany przez współczynnik wagi charakteryzującej „siłę” połączenia. Wszystkie dochodzące sygnały wraz z ich wagami są agregowane w neuronie. Zagregowany sygnał stanowi argument funkcji określającej stopień aktywacji neuronu, a więc determinującej wartość sygnału wyjściowego. Do każdego z neuronów doprowadzona jest również pojedyncza wartość progowa, równoważna minimalnej wartości sygnału zagregowanego. Wartość progowa niezbędna jest do pobudzenia neuronu, czyli wywołania jego reakcji na dostarczoną informację. Zagregowany sygnał pomniejszany jest o wartość progu przed przekazaniem do funkcji aktywacji (rys. 1.8). Do aktywacji neuronu, ze względu na procedury przyjmowane w procesie uczenia, wymagana jest ciągła postać funkcji. W literaturze spotykane są różne funkcje aktywacji, które można zaklasyfikować do jednej z następujących grup [148]:

- funkcje semiliniowe, np. funkcja schodkowa,
- funkcje sigmoidalne,
- funkcje zlokalizowane wokół jednego centrum,
- funkcje semicentralne o kilku lub kilkunastu centrach.

Najczęściej przyjmowane są funkcje aktywacji typu sigmoidalnego charakteryzowane zależnością [148]:

$$f(\varphi) = \frac{1}{1 + \exp(-\beta \cdot \varphi)} \quad , \quad (1.20)$$

gdzie: β – zadany parametr.

Struktura sieci wyznacza sposób propagacji danych wejściowych do wyjściowych sieci poprzez przekształcenie danej wejściowej w daną wyjściową. Organizacja struktury sieci obejmuje sposób łączenia neuronów, miejsca wprowadzania danych, warstw ukrytych neuronów pośredniczących w obliczeniach oraz wyjść reprezentujących wynik obliczeń modelu neuronowego.

Do najczęściej spotykanych typów sieci neuronowych należą: sieci jednokierunkowe wielowarstwowe, sieci o radialnych funkcjach aktywacji, sieci rekurencyjne, sieci ontogeniczne, sieci rozmyte wykorzystujące w swoim działaniu logikę rozmytą [13].

Analiza możliwości rozwiązywania różnego typu zadań w zależności od typu sieci na obecnym etapie ich rozwoju wskazuje na znaczną uniwersalność sieci jednokierunkowej wielowarstwowej. Perceptron wielowarstwowy można uznać za uniwersalny aproksymator funkcji. Dodatkowo jego zaletą w stosunku do innych modeli jest praktycznie największa szybkość działania, co w przypadku wymagania prognozowania w czasie rzeczywistym praktycznie nie daje alternatywnego wyboru. Główną niedogodnością tego typu sieci jest stosunkowo długi czas uczenia oraz brak

pewności, że znalezione w procesie uczenia minimum błędu ma charakter globalny. Do najważniejszych ograniczeń sztucznych sieci neuronowych należy zaliczyć [30,148]:

- trudności w doborze optymalnej sieci neuronowej. Wymaga on optymalizacji doboru: struktury sieci, parametrów i metod uczenia;
- niebezpieczeństwo zablokowania algorytmu uczenia sieci w minimach lokalnych, tj. brak jest gwarancji, że wektor wag został wyznaczony na podstawie minimum globalnego;
- niebezpieczeństwo przeuczenia sieci, tj. utraty zdolności generalizacji, i niedouczenia sieci, tj. wykazywanie nadmiernych właściwości uogólniania. W obu przypadkach rezultaty uzyskiwane przy zastosowaniu sieci mogą być nieprawidłowe.

Inną metodą wykorzystywaną w sztucznej inteligencji do zagadnień prognostycznych szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych jest metoda logiki rozmytej. Metoda logiki rozmytej charakteryzuje się wieloma właściwościami [147]:

- umożliwia reprezentację i przetwarzanie wiedzy na podstawie informacji nieprecyzyjnej,
- wykorzystuje sformalizowany i stosunkowo dobrze rozwinięty aparat matematyczny,
- operuje na danych liczbowych i danych znakowych,
- może być implementowana zarówno w postaci programów komputerowych, jak i programów sterowników binarnych, dzięki czemu wykorzystywana jest do budowy bardzo złożonych układów kontroli i sterowania.

Podstawowym pojęciem związanym z logiką rozmytą jest pojęcie zbioru rozmytego. Formalnie zbiorem rozmytym A nazywany jest zbiór par [147]:

$$A = \{[x, \mu_A(x)]; x \in X\}, \quad (1.21)$$

gdzie: A – dziedziną atrybutu,

$\mu_A(x)$ – funkcja przynależności zbioru rozmytego A .

Funkcja przynależności przyporządkowuje każdemu $x \in X$ stopień jego przynależności do zbioru A , przy czym wyróżnić można następujące przypadki [145,147]:

- $\mu_A(x) = 1$, co oznacza pełną przynależność elementu x do zbioru rozmytego A ,
- $\mu_A(x) = 0$, co oznacza brak przynależności elementu x do zbioru rozmytego A ,
- $0 < \mu_A(x) < 1$, co oznacza częściową przynależność elementu x do zbioru rozmytego A .

W procesie wnioskowania z zastosowaniem logiki rozmytej decydującą rolę odgrywają przecięcie lub suma zbiorów rozmytych oraz reguły wnioskowania. Do najczęściej wykorzystywanych reguł wnioskowania należą reguły: Mamdaniego (reguła typu minimum), Larsena (reguła typu iloczyn), Łukasiewicza (reguła typu max-min), binarna, Goguena, probabilistyczna i ograniczonej sumy [13]. Logika rozmyta, a w szczególności systemy wnioskowania, z powodzeniem wykorzystywane są do budowy systemów sterowania, prognozowania, systemów ekspertowych, optymalizacji i identyfikacji. Liczne aplikacje metod logiki rozmytej wykazały oprócz zalet tych metod w rozwiązywaniu zagadnień z obszaru szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych również szereg ograniczeń, do których należy zaliczyć [20,147]:

- trudności w praktycznym zastosowaniu metod wnioskowania rozmytego w przypadku bardzo dużych zbiorów danych, co wynika m.in. ze złożonego procesu wyznaczania cząstkowych zbiorów rozmytych i potrzeby wyznaczenia końcowego zbioru;
- możliwości uzyskania:
 - bardzo dużej liczby reguł rozmytych, co wymaga dodatkowej procedury wyboru reguł lub przycinania otrzymanego zbioru reguł,
 - reguł zapętлonych lub reguł sprzecznych, co wymaga dodatkowych procedur weryfikacji bazy reguł rozmytych,
- braku właściwości uczenia się, co w przypadku wykrywania reguł rozmytych może prowadzić do potrzeby przeszukiwania bardzo dużych przestrzeni rozwiązań,
- większą złożoność obliczeniową niż w przypadku adekwatnych metod statystycznych lub analitycznych.

Sztuczna inteligencja wykorzystuje w zagadnieniach prognostycznych szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych metody uczenia maszynowego. Istotą działania metod uczenia maszynowego jest adaptacja do zmian zachodzących wewnątrz samej metody lub w środowisku pracy metody w wyniku odkrywania wiedzy na podstawie kolejnych doświadczeń nazywanych danymi trenującymi. Wynikiem odkrywania wiedzy jest zmiana wartości parametrów metody lub zmiana działania metody. Wiedza przekształcana metodami uczenia maszynowego może mieć charakter zarówno deklaracyjny, jak i wiedzy proceduralnej. Może posiadać również reprezentację symboliczną (reguły, drzewa i grafy) lub subsymboliczną (zbiór wag sieci neuronowej, chromosomy algorytmu ewolucyjnego). Metody uczenia maszynowego działają, zarówno w przypadku gdy odkrywana wiedza dotyczy pojęć zdefiniowanych precyzyjnie, jak również w przypadkach informacji niedokładnych (wnioskowanie rozmyte) lub niepewnych (zbiory przybliżone).

Na obecnym etapie wiedzy i praktycznych doświadczeń odnoszących się do zastosowania rozwiązań predykcyjnych w szacowaniu trwałości urządzeń hydroau-

licznych, niezwykle trudno jest precyzyjnie przypisać konkretne obszary zastosowania do poszczególnych metod. Wszystkie zaprezentowane metody posiadają pewne ograniczenia. Omówione powyżej metody i modele stanowią alternatywne rozwiązania dla podejścia aposteriorycznego szacowania trwałości. Można przypisać je do doświadczalno-teoretycznych badań przyspieszonych, gdyż z założenia nie wymagają prowadzenia prób urządzeń hydraulicznych do czasu osiągnięcia przez nie stanu granicznego.

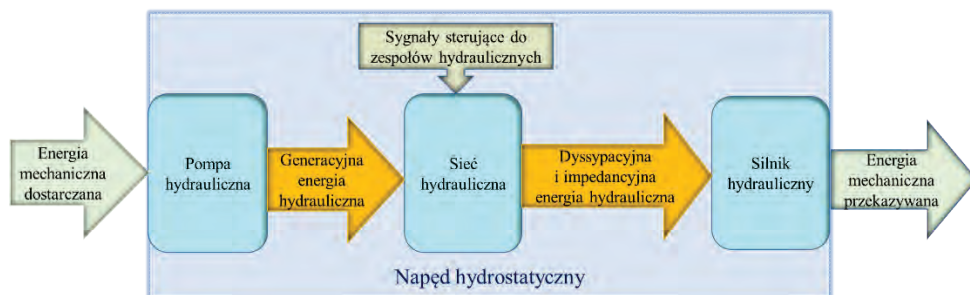
NAPĘD HYDROSTATYCZNY JAKO SYSTEM TECHNICZNY

2.1. Struktura napędu hydrostatycznego

Napęd hydrostatyczny jest złożonym obiektem technicznym składającym się z zespołów hydraulicznych połączonych przewodami hydraulicznymi, w którym jednym z elementów konstrukcyjnych jest ciecz hydrauliczna (olej hydrauliczny). Za pośrednictwem cieczy hydraulicznej przekazuje się energię od pompy hydraulicznej (generatora) do silnika hydraulicznego napędzającego odbiornik mocy. Energię z generatora napędu hydrostatycznego można przekazywać do jednego lub kilku odbiorników, względnie do kilku elementów sterowania i regulacji. Charakterystyczną cechą napędu hydrostatycznego jest jego zamknięta struktura, wiążąca się z cyrkulacyjnym obiegiem cieczy hydraulicznej. Ogólny schemat napędu hydrostatycznego z wyróżnieniem jego elementów podstawowych i przepływu strumienia energii przedstawiono na rys. 2.1.

W skład napędu hydrostatycznego wchodzi: pompa wyporowa, sieć hydrauliczna i silnik hydrauliczny [54,68]. Ciecz robocza pobierana jest przez pompę hydrauliczną ze zbiornika hydraulicznego, przetłaczana przez sieć hydrauliczną i spływa z silnika hydraulicznego do zbiornika. Istotną cechą napędu hydrostatycznego jest możliwość zmiany pojemności jednostkowej komponentów i możliwość uzyskania płynnego sterowania prędkością wyjściową odbiornika mocy. Źródłem mocy napędu hydrostatycznego jest silnik napędzający spalinowy lub elektryczny. Moc dostarczana z silnika napędzającego w postaci mechanicznej jest zamieniana w pompie hydraulicznej na moc hydrauliczną (hydrostatyczną) stanowiącą ogólnie

iloczyn ciśnienia wynikającego z obciążenia silnika hydraulicznego siłami zewnętrznymi i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej wymuszonego przez pompę.

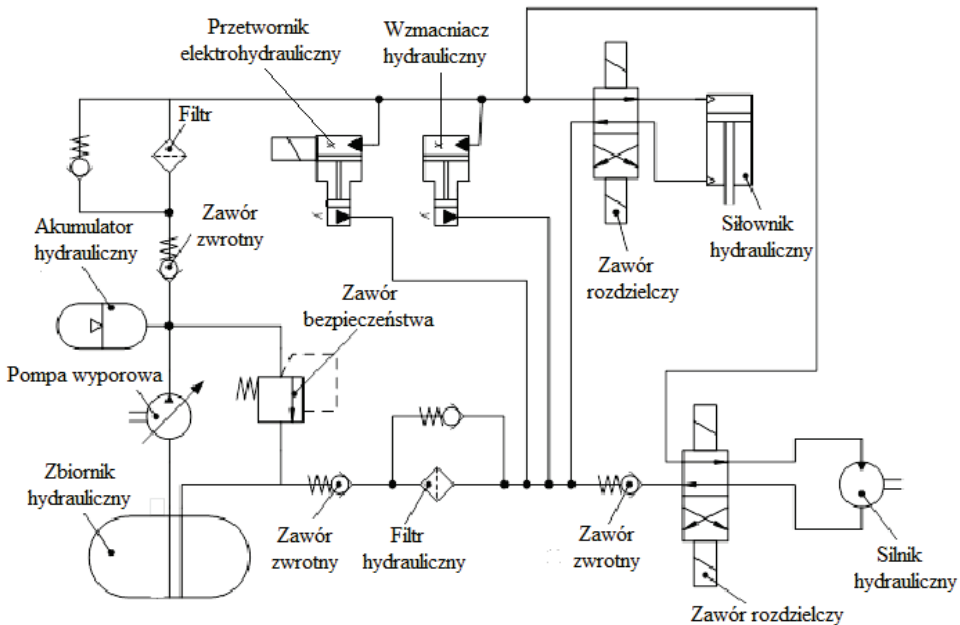


Rys. 2.1. Model napędu hydrostatycznego z wyróżnieniem jego elementów podstawowych i przepływu strumienia energii

Pompa hydrauliczna jest zespołem generacyjnym, której działanie powoduje wytworzenie energii cieczy hydraulicznej, a przez zmianę mocy dostarczonej do niej jest możliwe sterowanie wartościami parametrów określających ruch płynu. Sieć hydrauliczną stanowią zespoły sterujące przepływem energii i urządzenia pomocnicze. Zespoły sterujące przepływem energii w zależności od rodzaju funkcji spełnianej przez sterowanie są zespołami dyssypacyjnymi i impedancyjnymi. Zespoły dyssypacyjne są to zespoły, w których działanie sterujące polega na dokonaniu podziału energii źródła cieczy hydraulicznej na dwie części. Działanie sterujące tych zespołów polega na „traceniu” części energii cieczy hydraulicznej i wykorzystaniu efektywnym pozostałej części, bez obciążania zespołów sterujących. Zespoły impedancyjne są zespołami, w których działanie sterujące polega na podziale energii cieczy hydraulicznej na dwie części, przy czym część „tracona” energii obciąża w głównej mierze zespoły sterujące. Podstawowymi elementami sieci hydraulicznych są: zawory hydrauliczne, filtry, przewody hydrauliczne, zbiornik cieczy hydraulicznej, układ odpowietrzający, urządzenia pomiarowe i pomocnicze (manometry, przepływomierze, króćce do pobierania próbek, chłodnice itp.). Silnik hydrauliczny liniowy lub obrotowy, serwomechanizm hydrauliczny lub elektrohydrauliczny są zespołami, w których następuje zmiana mocy hydraulicznej na mechaniczną przekazaną na odbiornik mocy.

Strukturę napędu hydrostatycznego przedstawiono na przykładzie typowego lotniczego napędu hydrostatycznego, którego schemat ideowy przedstawiono na rys. 2.2. Napęd hydrostatyczny jest systemem złożonym, tzn. takim, w którym można wyodrębnić oddzielne podsystemy (układy), a każdy z nich może być rozpatrywany jako system złożony. Układ hydrauliczny, jako oddzielny podsystem, pełni jedną z funkcji napędu np. do napędu podwozia – układ podwozia, do napędu

klap – układ klap itp. Dokonując podziału napędu hydrostatycznego dekomponuje się także związki – relacje między podsystemami na bardziej elementarne. Przedstawiony na rys. 2.2 napęd hydrostatyczny pod względem funkcjonalnym podzielić można na układy: zasilania, siłownika hydraulicznego, tj. silnika hydraulicznego o prostoliniowym ruchu tłoka, silnika hydraulicznego o ruchu obrotowym wału, serwomechanizmu hydraulicznego (wzmocniacza hydraulicznego), serwomechanizmu elektrohydraulicznego.

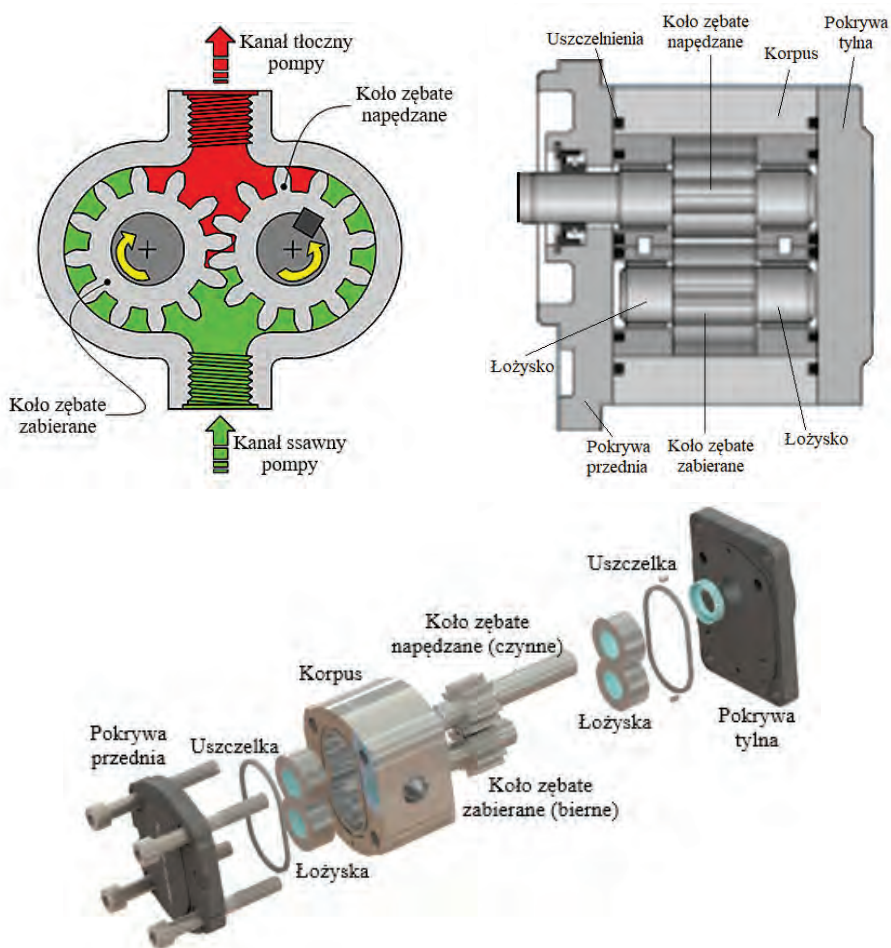


Rys. 2.2. Schemat ideowy typowego lotniczego napędu hydrostatycznego

Hydrauliczny układ zasilania składa się zazwyczaj z (patrz rys. 2.2): zbiornika hydraulicznego, pompy hydraulicznej, akumulatora hydraulicznego, filtra wysokiego ciśnienia, zaworu bezpieczeństwa i zaworu zwrotnego. Najważniejszym urządzeniem układu zasilania jest pompa hydrauliczna. Jest ona urządzeniem zamieniającym dostarczoną z zewnątrz energię mechaniczną na energię ciśnienia cieczy hydraulicznej. Pompy hydrauliczne działają na zasadzie wyporu, co oznacza obecność zamkniętej i uszczelnionej komory lub komór wewnątrz korpusu pompy. Zasada działania pompy hydraulicznej polega na przetłaczaniu dawek cieczy hydraulicznej z przestrzeni ssawnej do tłocznej za pomocą elementów wyporowych. Warunkiem koniecznym działania pompy jest szczelne oddzielenie komory ssawnej i tłocznej oraz szczelność między komorą a elementem wyporowym. Elementy wyporowe pompy mogą, w zależności od jej typu, poruszać się ruchem postępowo-zwrotnym,

obrotowym lub złożonym, tj. mogą być one rotacyjne lub tłoczkowe. Ze względu na rodzaj zastosowanego elementu wyporowego pompy rotacyjne mogą być: zębate (w tym śrubowe) i łopatkowe, zaś pompy tłoczkowe promieniowe i osiowe. W napędach hydrostatycznych głównie stosowane są pompy zębate i pompy tłoczkowe osiowe.

Podstawowymi podzespołami hydraulicznej pompy zębatej (rys. 2.3) są współpracujące koła zębate osadzone wraz z osią w łożyskach zabudowanych w kadłubie.

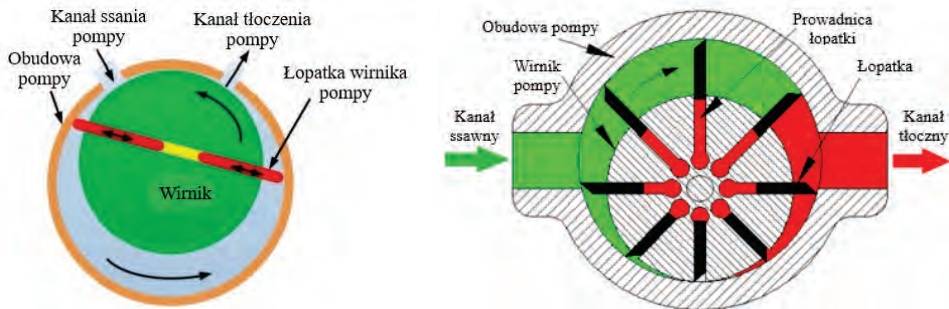


Rys. 2.3. Schemat ideowy typowej zębatej wyporowej pompy rotacyjnej

Koła zębate służą do uformowania międzyzębnych komór wyporowych, które są wprowadzane w ruch obrotowy i transportują ciecz hydrauliczną pomiędzy wej-

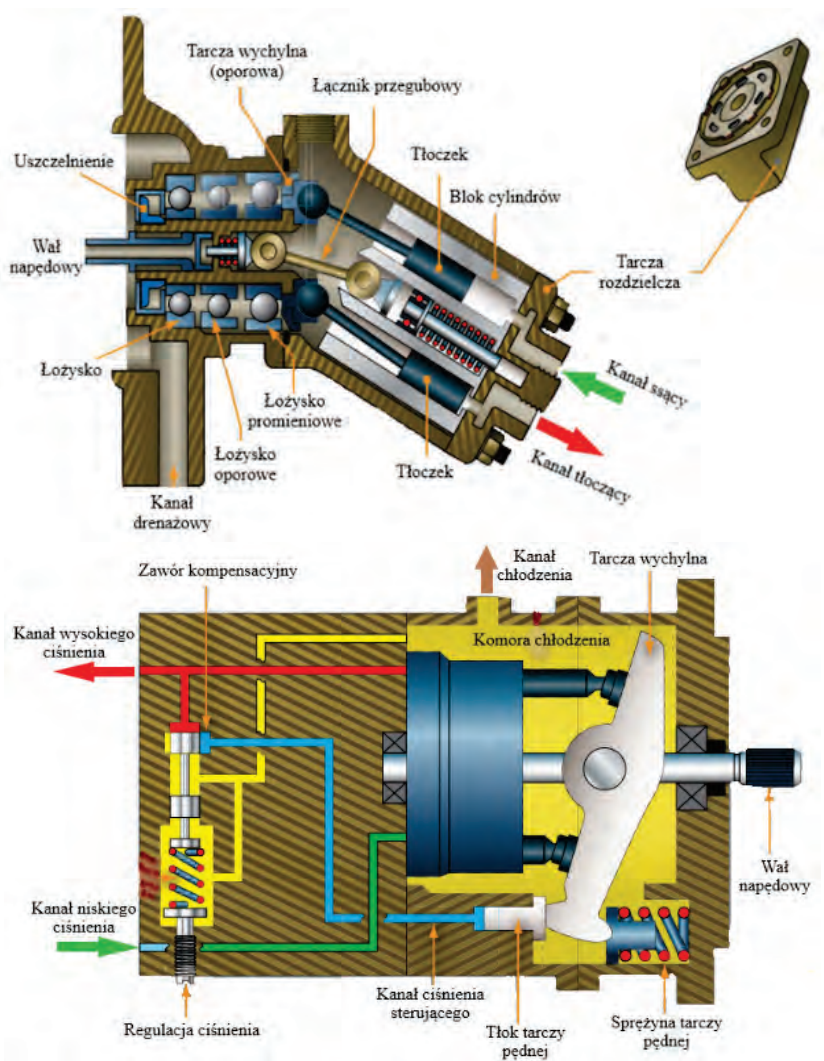
ściem i wyjściem pompy. Koła zębate charakteryzują się: zarysem uzębienia (ewolwentowe i cykloidalne), rodzajem zazębienia (zewewnętrzne, wewnętrzne), liczbą kół (dwu- i wielokołowe), rodzajem ruchu kół (przy osiach stałych i ruchomych). Kadłub pompy służy do umieszczenia w nim zespołu kół, a jednocześnie do uformowania układu kanałów i szczelin wewnętrznych w pompie, zapewniających dopływ i odpływ cieczy hydraulicznej z międzyzębnych komór wyporowych. Warunkiem wytworzenia przez pompę wymaganego ciśnienia jest jej szczelność wewnętrzna, uzależniona od wartości luzu promieniowego – między wytoczeniem kadłuba a kołem głów – oraz osiowego, będącego odległością uszczelniaczy od powierzchni bocznych kół.

Podstawowymi podzespołami hydraulicznej pompy łopatkowej (rys. 2.4) są łopatki osadzone w wirniku oraz obudowa pompy. Wirnik pompy jest umiejscowiony mimośrodowo wewnątrz obudowy pompy. Łopatki są rozpięte w kierunku korpusu za pomocą sprężyn. Komory wyporowe utworzone są przez łopatki oraz części obwodu wirnika i wytoczenia obudowy. W czasie obrotu wirnika łopatki zagarniają ciecz z komory ssawnej do przestrzeni międzyłopatkowej, przenosząc ją do komory tłocznej pompy.



Rys. 2.4. Schemat ideowy typowej łopatkowej wyporowej pompy rotacyjnej

Podstawowymi podzespołami tłoczkowej pompy hydraulicznej (rys. 2.5) są: węzeł bloku cylindrów (podzespół cylindrowo-tłoczkowy), mechanizm tarczy rozdzielczej (rozdzielacz czołowy cieczy hydraulicznej), mechanizm tarczy oporowej (wychylnej), mechanizm regulacji nachylenia bloku cylindrów (w pompach o regulowanym wydatku), łożyska i uszczelnienia wałka napędowego. Ścieranie się współpracujących ze sobą elementów par węzła (nurników w cylindrach bloku cylindrów) i mechanizmu tarczy rozdzielczej wpływa bezpośrednio na wyjściowe parametry pomp, tj. wydajność pompy przy danym ciśnieniu roboczym i współczynnik sprawności objętościowej, a także zwiększa natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych.

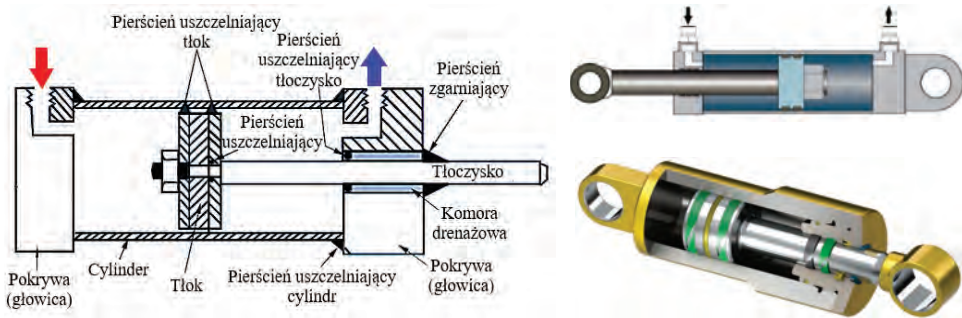


Rys. 2.5. Schemat ideowy typowej wielotłoczkowej osiowej pompy wyporowej

Układ silnika hydraulicznego stanowi silnik hydrauliczny o prostoliniowym ruchu posuwisto-zwrotnym tłoka, zwanym dalej siłownikiem hydraulicznym (rys. 2.6), lub o ruchu obrotowym wału, zwanym dalej silnikiem hydraulicznym, oraz zaworów hydraulicznych sterujących kierunkiem przepływu (patrz rys. 2.7) i natężeniem przepływu (patrz rys. 2.8) oraz ciśnieniem (patrz rys. 2.9).

Silniki hydrauliczne są urządzeniami zmieniającymi energię ciśnienia cieczy hydraulicznej na energię mechaniczną. W siłowniku hydraulicznym tłoczący z tłokiem wykonuje ruch posuwisto-zwrotny względem korpusu cylindra (patrz rys. 2.6).

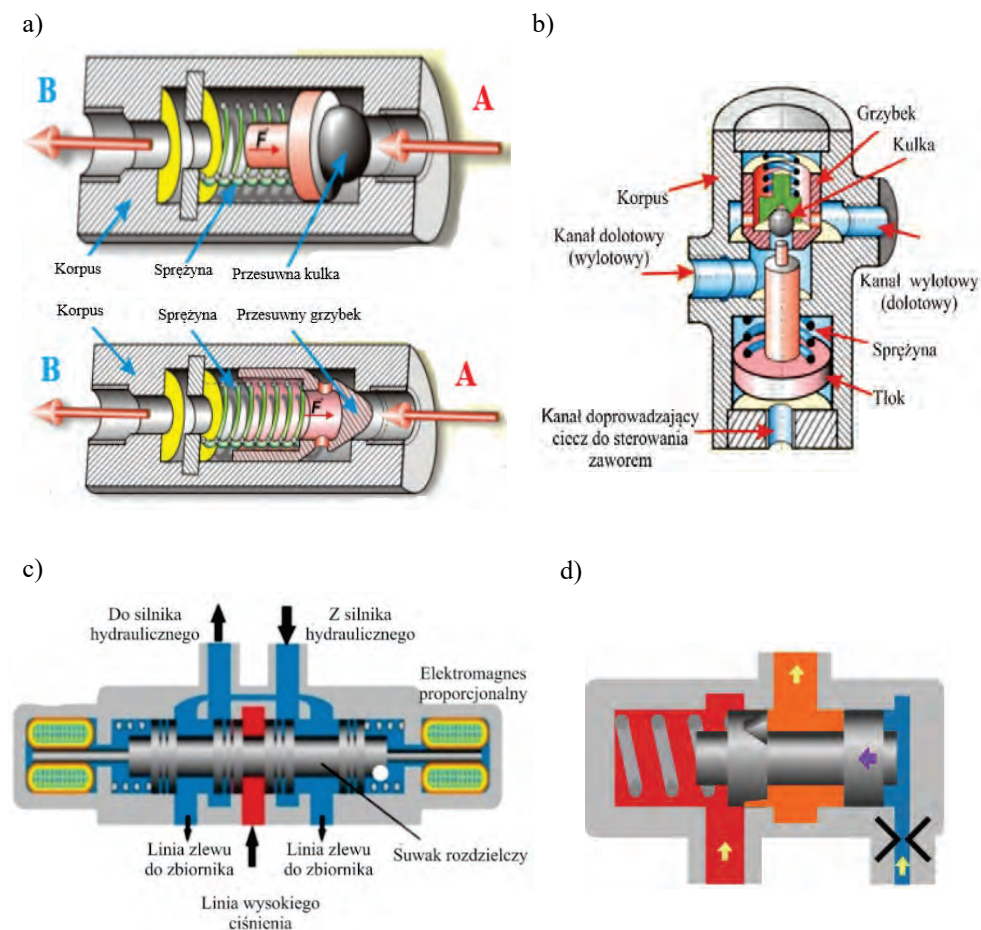
Zużywanie się pary pierścieni uszczelniających tłoka – cylinder wpływa bezpośrednio na wytwarzaną siłę, liniową prędkość ruchu elementu napędzanego, a także zwiększa natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych. Podstawowymi podzespołami silnika hydraulicznego (podobnie jak tłoczkowej pompy hydraulicznej) są: węzeł bloku cylindrów (podzespół cylindrowo-tłoczkowy) i rozdzielacz czołowy cieczy hydraulicznej. Zużywanie się współpracujących ze sobą elementów rozdzielacza czołowego cieczy hydraulicznej, tarczy rozdzielczej i bloku cylindrów wpływa bezpośrednio na wyjściowe parametry silnika, tj. wytwarzaną siłę, prędkość obrotową przekazywaną na element napędzany, współczynnik sprawności objętościowej, a także zwiększa natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych.



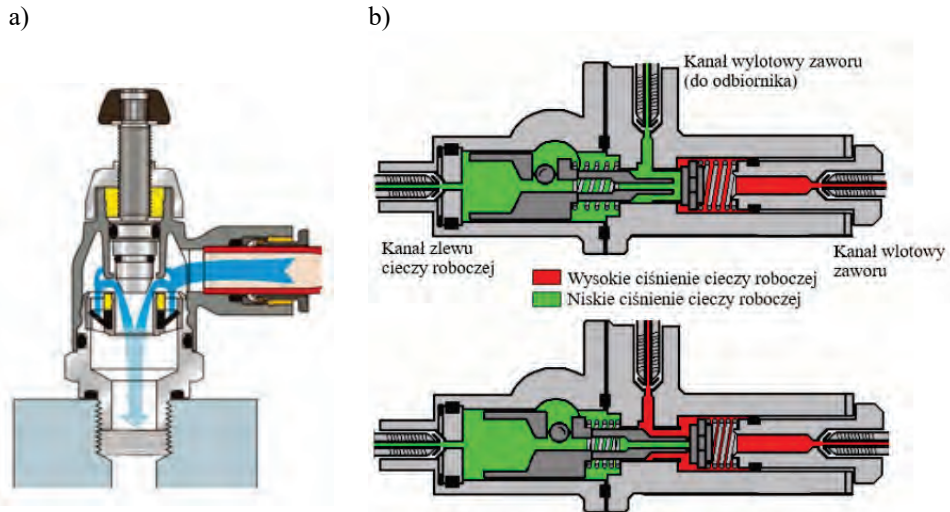
Rys. 2.6. Schemat ideowy typowego siłownika hydraulicznego dwustronnego działania

Urządzeniami hydraulicznymi sterującymi przepływem oraz ciśnieniem są zawory hydrauliczne sterujące kierunkiem przepływu (patrz rys. 2.7), zawory hydrauliczne sterujące natężeniem przepływu (patrz rys. 2.8) i zawory hydrauliczne sterujące ciśnieniem (patrz rys. 2.9). Zadaniem zaworów sterujących kierunkiem przepływu jest kierowanie strumienia cieczy do odpowiednich przewodów lub zabezpieczenie przepływu cieczy w określonym kierunku. W grupie tych zaworów wyróżnia się zawory: zwrotne, odcinające, rozdzielcze. Zawory sterujące ciśnieniem mają za zadanie ograniczenie wielkości ciśnienia, utrzymywanie żądanej wielkości ciśnienia lub redukcja jej w odpowiedni sposób. W grupie tych zaworów wyróżnia się zawory: bezpieczeństwa, przelewowe, redukcyjne. Zawory sterujące natężeniem przepływu nastawiają lub utrzymują stałą wartość natężenia przepływu cieczy hydraulicznej. W grupie tych zaworów wyróżnia się zawory: dławiące i regulatory przepływu. Sterowanie kierunkiem i natężeniem przepływu oraz ciśnieniem odbywa się pod wpływem zewnętrznych lub wewnętrznych sygnałów sterujących. Sygnały zewnętrzne, będące wynikiem ingerencji operatora sterującego napędem hydraulicznym lub powstałe w elementach układu regulacji automatycznej, mogą mieć różny charakter fizyczny: elektryczny, mechaniczny lub hydrauliczny. Sygnały wewnętrzne mają najczęściej charakter hydrauliczny. Zadaniem zaworów sterujących

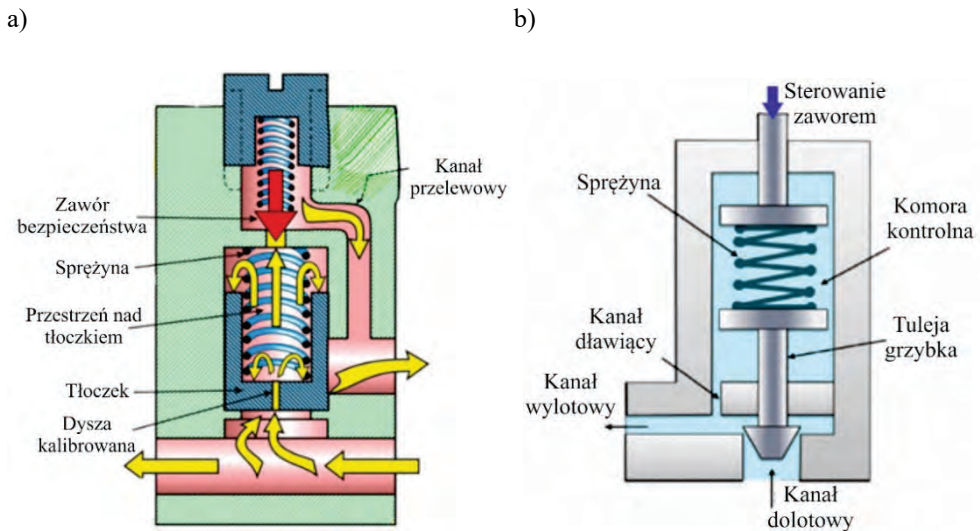
kierunkiem przepływu jest kierowanie strumienia cieczy do odpowiednich przewodów lub zabezpieczenie przepływu cieczy w określonym kierunku. W grupie tych zaworów wyróżnia się zawory: zwrotne, odcinające, rozdzielcze. Podstawowymi podzespołami hydraulicznych zaworów rozdzielczych i regulacyjnych są: suwak regulacyjny i suwak rozdzielczy (patrz rys. 2.7–2.9). Ścieranie się współpracujących ze sobą elementów pary suwak – cylinder, gniazdo – zawór suwakowy wpływa bezpośrednio na przecieki wewnętrzne zaworu.



Rys. 2.7. Schemat ideowy zespołów hydraulicznych sterujących kierunkiem przepływu: a) zawór zwrotny (kulkowy, grzybkowy), b) zawór zwrotny, c) rozdzielczy zawór suwakowy sterowany dwoma elektromagnesami, d) rozdzielczy zawór suwakowy sterowany hydraulicznie



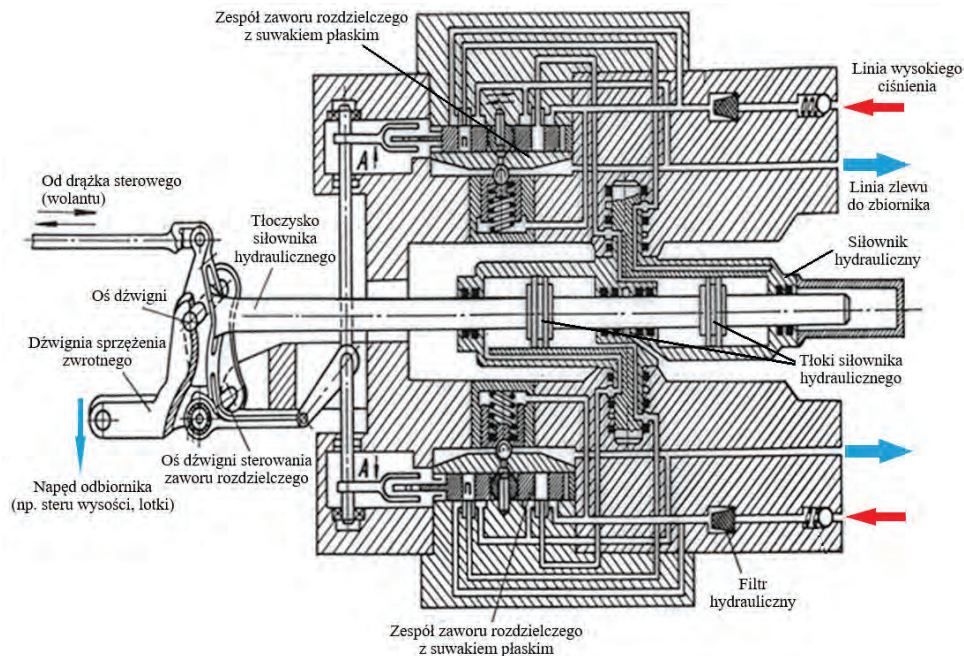
Rys. 2.8. Schemat ideowy zespołów hydraulicznych sterujących natężeniem przepływu: a) zawór zwrotno-dławiący, b) regulator przepływu



Rys. 2.9. Schemat ideowy zespołów hydraulicznych sterujących ciśnieniem: a) zawór przelewowy, b) zawór bezpieczeństwa

Układ serwomechanizmów hydraulicznych w zależności od sposobu sterowania serwomechanizmem dzielimy na wzmacniacze hydrauliczne (mechaniczny sygnał sterujący) i przetworniki elektrohydrauliczne (elektryczny sygnał sterujący).

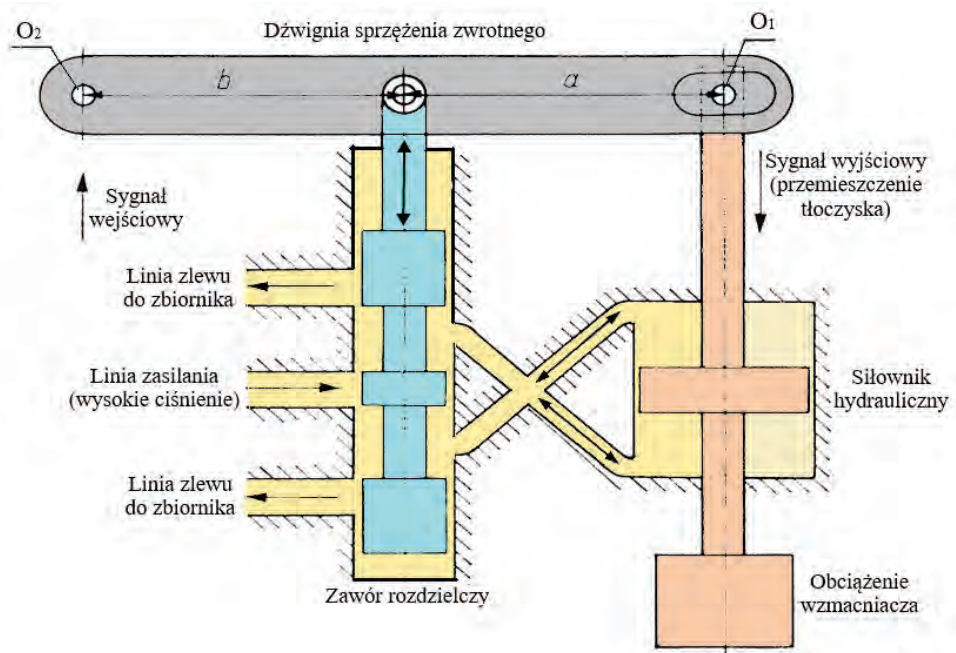
Wzmacniacz hydrauliczny (rys. 2.10) jest siłowym napędem śledzącym, mającym za zadanie przekształcenie mechanicznego sygnału wejściowego na wyjściowy sygnał hydrauliczny proporcjonalny do sygnału wejściowego.



Rys. 2.10. Schemat ideowy wzmacniacza hydraulicznego z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym

Wzmacniacz hydrauliczny jest urządzeniem zintegrowanym, składającym się z siłownika hydraulicznego dwustronnego działania (jedno- lub dwutłokowego – redundancja) oraz zespołu zaworu rozdzielczego. Przekształcenie sygnału wejściowego na wyjściowy sygnał hydrauliczny proporcjonalny do sygnału wejściowego we wzmacniaczu hydraulicznym realizowane jest przez połączenie sztywną dźwignią (dźwignia sprzężenia zwrotnego) ciągną drążka sterowego z suwakiem zaworu rozdzielczego i z tłoczyskiem siłownika wzmacniacza (rys. 2.11). Przemieszczenie punktu O_2 przy braku ruchu punktu O_1 (chwilowy punkt obrotu) powoduje przemieszczenie suwaka zaworu rozdzielczego i otwarcie przepływu cieczy hydraulicznej z linii zasilania do jednej z komór siłownika hydraulicznego. Druga komora siłownika łączy się przez zawór rozdzielczy z linią zlewu do zbiornika. Powoduje to ruch tłocznika siłownika hydraulicznego, tj. również ruch punktu O_1 . Przemieszczenie punktu O_2 i punktu O_1 powoduje przemieszczanie się suwaka zaworu rozdzielczego, tj. zwiększanie natężenia przepływu do komory siłownika hydraulicznego.

Szybkość ruchu tłoczyska zależy od wielkości natężenia przepływu cieczy hydraulicznej do komory siłownika. Zatrzymanie punktu O_2 (chwilowy punkt obrotu) przy przemieszczaniu się punktu O_1 (ruch tłoczyska) powoduje zamykanie przez suwak zaworu rozdzielczego natężenia przepływu do komory siłownika hydraulicznego. Tłoczek siłownika hydraulicznego (punktu O_1) będzie się poruszał z coraz mniejszą prędkością. Przy pełnym zamknięciu suwakiem zaworu rozdzielczego dopływu cieczy hydraulicznej do komory siłownika nastąpi zatrzymanie tłoczyska siłownika hydraulicznego (punktu O_1).

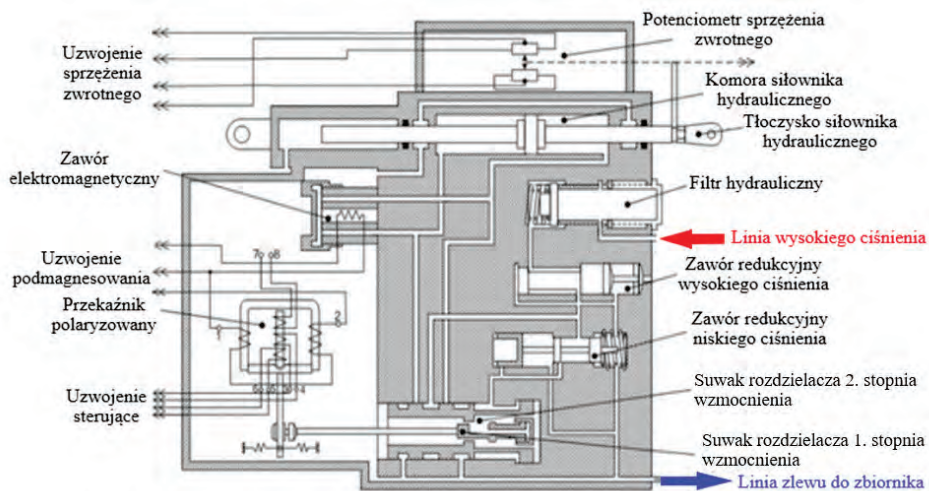


Rys. 2.11. Idea sterowania wzmacniacza hydraulicznego z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym

We wzmacniaczach hydraulicznych stosowane są dwa typy rozwiązania zaworu rozdzielczego. Jednym z rozwiązań jest suwakowy zawór rozdzielczy, w którym cylindryczny suwak wykonuje liniowy, okresowy ruch postępowo-zwrotny względem cylindra z małym przemieszczeniem. Drugim typem zaworu jest rozdzielacz z suwakiem płaskim. Płaski suwak wykonuje okresowy ruch obrotowy względem kadłuba zespołu z małym przemieszczeniem. Zużywanie się współpracujących ze sobą elementów zaworu rozdzielczego wzmacniacza hydraulicznego wpływa bezpośrednio na jego parametry, tj.: wytwarzaną siłę, prędkość ruchu elementu napędzanego, zdolność do odtworzenia z minimalnym błędem przesunięcia wyjścia

w związku z założonym przesunięciem wejścia, a także zwiększa natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych.

Przetwornik elektrohydrauliczny (rys. 2.12) jest siłowym napędem śledzącym, mającym za zadanie przekształcenie elektrycznego sygnału wejściowego na wyjściowy sygnał hydrauliczny proporcjonalny do sygnału wejściowego.



Rys. 2.12. Schemat ideowy przetwornika elektrohydraulicznego

W swojej istocie konstrukcyjnej przetwornik elektrohydrauliczny stanowi zespół następujących elementów: rozdzielacz hydrauliczny, zawór hydrauliczny, siłownik hydrauliczny i sterownik elektroniczny. Sterownik serwo mechanizmu porównuje sygnał z przetwornika pomiarowego z sygnałem zadaniem i określa błąd położenia oraz generuje sygnał sterujący rozdzielaczem. Rozdzielacz steruje przepływem cieczy hydraulicznej pod ciśnieniem, który wywołuje z kolei ruch elementu wykonawczego aż do momentu, gdy zostanie osiągnięta pozycja zadana. W tej pozycji sygnał błędu położenia osiąga wartość zerową.

Przełącznik polaryzowany (silnik momentowy) zamontowany w korpusie mechanizmu otrzymuje elektryczne sygnały sterujące o różnej wartości i polaryzacji. W zależności od tych sygnałów, kotwica przełącznika przemieszcza się o odpowiednią wartość w lewo lub w prawo względem położenia neutralnego. Ruch kotwicy powoduje przemieszczenie się suwaka rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia, który steruje położeniem suwaka rozdzielacza 2. stopnia. Rozdzielacz 2. stopnia reguluje główne natężenie przepływu cieczy hydraulicznej do odpowiedniej komory siłownika. W położeniu neutralnym suwaka rozdzielacza 2. stopnia kanały zasilania komór siłownika są zasłonięte. Siły działające na suwak rozdzielacza są jednakowe

pomimo różnych powierzchni roboczych czoła suwaka. Za pomocą potencjometru sprzężenia zwrotnego przekazywany jest sygnał elektryczny proporcjonalny do kąta odchylenia/przemieszczenia elementu wykonawczego. Gdy tłoczek suwaka rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia zostanie przesunięty przez kotwicę przekaźnika w lewo, wówczas ciśnienie sterujące oddziałuje na powierzchnie robocze lewą i prawą suwaka rozdzielacza 2. stopnia. Ponieważ powierzchnia robocza prawa jest większa od powierzchni lewej, to siła działająca na suwak spowoduje jego ruch w lewą stronę. Układ będzie nadążał za ruchem suwaka 1. stopnia wzmocnienia. W tym samym momencie zostanie otwarty przepływ pomiędzy linią ciśnienia zasilającego i lewą komorą siłownika. Prawa komora siłownika zostanie połączona z linią zlewu. Spowoduje to ruch tłoka w prawo. Ten etap działania serwomechanizmu będzie trwał do momentu, gdy zamknięty zostanie przepływ pomiędzy suwakami rozdzielacza 1. i 2. stopnia wzmocnienia. Ruch suwaka rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia w prawo względem położenia neutralnego odbywa się analogicznie do ruchu w lewą stronę z tą różnicą, że suwak sterujący rozdzielacza 2. stopnia przesunięty zostanie w prawo. W wyniku tego, ciśnienie sterujące będzie oddziaływać na powierzchnię lewą suwaka rozdzielacza. Natomiast druga strona suwaka zostanie połączona z linią zlewu. Ponieważ siła F_A , będzie większa od siły F_B działającej na suwak, nastąpi ruch suwaka w prawo. Układ będzie nadążał za ruchem suwaka 1. stopnia wzmocnienia. Powrót do położenia neutralnego nastąpi wówczas, gdy kotwica przekaźnika spolaryzowanego ustawi się w położeniu neutralnym, a razem z nią suwak rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia. Natomiast suwak rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia będzie za nim nadążał do momentu zamknięcia linii zasilających komory siłownika mechanizmu wykonawczego. Wówczas to tłok siłownika zostanie zatrzymany. Siły F_A i F_B działające na suwak zrównoważą się.

Jak już wcześniej stwierdzono, jednym z elementów konstrukcyjnych napędu hydrostatycznego jest ciecz robocza (olej hydrauliczny), która jest nośnikiem energii i sygnałów sterujących w napędzie. Z wielu przyczyn, w cieczy hydraulicznej obecne są zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych. Obecność cząstek twardych w cieczy hydraulicznej powoduje zużycie ściernie powierzchni roboczych elementów hydraulicznej pary precyzyjnej i w efekcie naruszenie w niej stabilności tarcia. Dlatego też od cieczy hydraulicznej wymaga się czystości odpowiedniej do luzów konstrukcyjnych hydraulicznych par precyzyjnych i minimalizację w niej zawartości zanieczyszczeń stałych. W celu realizacji tego zadania instaluje się w układach hydrostatycznych różnego rodzaju filtry [63]. Klasę czystości cieczy hydraulicznej w napędzie hydrostatycznym ustala się na podstawie wymagań elementu najbardziej wrażliwego na zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych.

Wszystkie urządzenia hydrauliczne w napędzie hydrostatycznym połączone są przewodami sztywnymi i giętkimi stanowiącymi linię hydrauliczną. Właściwości linii hydraulicznej związane są z jej długością geometryczną i prędkością narastania

sygnałów ciśnienia lub natężenia przepływu na wejściu lub wyjściu przewodu. Maksymalna prędkość narastania tych sygnałów odpowiada maksymalnej częstotliwości fal ciśnienia i natężenia przepływu występujących w układzie.

Jak wynika z powyższego opisu, trwałość zespołów hydraulicznych zależy przede wszystkim od poprawnego funkcjonowania ruchomych skojarzeń wchodzących do ich konstrukcji i przedstawiających sobą hydrauliczną parę precyzyjną (cierną) oraz czystości cieczy hydraulicznej odpowiedniej do luzów konstrukcyjnych hydraulicznych par precyzyjnych. Hydrauliczne pary precyzyjne pełnią funkcję elementów postrzegających (nadajników, czujników) w systemach automatycznego sterowania i regulowania ciśnienia, spadku ciśnienia, wydajności cieczy roboczych, elementów regulacyjnych i rozdzielczych napędów hydraulicznych, elementów wyporowych (tłoczących) pomp hydraulicznych. Większość hydraulicznych par precyzyjnych pracuje w warunkach działania obciążeń kontaktowych, ale w sposób istotny różni się pod względem charakteru względnych przemieszczeń elementów od typowych ruchomych skojarzeń kontaktowych, takich jak łożyska toczne, przekładnie zębate i ślimakowe, połączenia przegubowo-sworzniowe.

2.2. Hydrauliczna para precyzyjna

Hydrauliczna para precyzyjna jest skojarzeniem ruchowym (kinematyczny węzeł tribologiczny), którego elementy (dwa lub więcej) mają cylindryczne lub płaskie powierzchnie robocze, wykonane z wysoką dokładnością, ze specjalnie ukształtowaną warstwą wierzchnią o dużej gładkości. Charakterystyczną cechą działania hydraulicznej pary precyzyjnej jest współpraca jej elementów, podczas ruchu posuwisto-zwrotnego lub obrotowo-zwrotnego, w środowisku cieczy hydraulicznej dostającej się w niewielkie luzy konstrukcyjne pary. Hydrauliczna para precyzyjna charakteryzuje się małymi luzami między elementami współpracującymi, zapewniającymi szczelinowe, bezstykowe uszczelnienie. Chropowatość powierzchni roboczych pary, tj. średnie arytmetyczne odchylenie profilu od linii średniej $R_a \leq 0,63 \mu\text{m}$, a średnia chropowatość powierzchni $R_z \leq 3,2 \mu\text{m}$. Luz promieniowy w zależności od wymiarów elementów i ich przeznaczenia waha się od $2 \mu\text{m}$ do $25 \mu\text{m}$. Rozpowszechnione w lotnictwie hydrauliczne pary precyzyjne mają wymiary promieniowe detali od 3 mm do 35 mm , a liniowe od 15 mm do 300 mm .

Hydrauliczne pary precyzyjne spełniają funkcje urządzenia regulacyjnego, rozdzielającego i tłoczącego. Funkcje elementu postrzegającego, regulującego i rozdzielczego spełnia zazwyczaj suwak, na który działają siły ciśnienia cieczy i sprężyny. Pod nazwą „suwak” rozumie się element ruchomy, umieszczony w dowolnej prowadnicy (tulei), niezależnie od konstrukcji pary precyzyjnej, spełniający funkcje

urządzenia regulacyjnego lub rozdzielającego. Funkcje elementu wyporowego (tłoczącego) w hydraulicznej parze precyzyjnej spełnia tłoczek (nurnik), na który działają siły ciśnienia cieczy. Tłoczkami (nurnikami) nazywane są ruchome elementy wyporowych (tłoczących) pomp hydraulicznych.

Hydrauliczne pary precyzyjne mogą wykonywać ruchy posuwisto-zwrotne, obrotowe, obrotowo-powrotne albo jednocześnie ruchy będące skojarzeniem wymienionych rodzajów przemieszczania się. Napęd ruchomego elementu pary (suwak, tłoczek) może być mechaniczny – za pomocą elementów sztywnych (ciągła, drążka) lub sprężystych (sprężyny), hydrauliczny (poprzez zmianę ciśnienia cieczy hydraulicznej), elektryczny (za pomocą urządzeń elektromagnetycznych). Czasem do napędu stosuje się kombinację wymienionych sposobów.

Pod względem wielkości działających sił i prędkości przemieszczania się hydrauliczne pary precyzyjne mogą różnić się znacznie między sobą. Na przykład, względne przemieszczenie elementów rozdzielczej pary suwakowej wzmacniacza hydraulicznego w procesie pracy może odbywać się z prędkością rzędu 1 mm/s, a obrót suwaka względem tulei odśrodkowego nadajnika regulatora prędkości obrotowej z prędkością poślizgu 2 m/s i wyższą. Działające na nie siły, od strony cieczy i sprężyn, mogą zmieniać się od kilku dziesiątków do setek niutonów. Materiały stosowane w hydraulicznych parach precyzyjnych mają różniące się w sposób istotny własności fizyczno-mechaniczne. Różnorodne są również konstrukcyjne właściwości rozmaitych pod względem przeznaczenia hydraulicznych par precyzyjnych. Jednak mimo istotnych różnic konstrukcyjnych, przeznaczenia i warunków pracy, wszystkie hydrauliczne pary precyzyjne mają ogólne cechy pozwalające połączyć je w samodzielny typ ruchomych skojarzeń.

Podstawowymi wymaganiami stawianymi hydraulicznym parom precyzyjnym jest ich wysoka stabilność, małe siły tarcia w nich występujące i małe przecieki wewnętrzne przez ich luzy konstrukcyjne. Wymaganie małych sił tarcia uwarunkowane jest koniecznością zapewnienia wysokiej czułości elementów postrzegania i śledzenia zmiany ciśnienia lub różnicy ciśnień w odpowiednich przestrzeniach zespołu hydraulicznego. Najmniejsze zmiany ciśnienia cieczy hydraulicznej powinny powodować przemieszczenie suwaka względem tulei i zmianę wydatku cieczy przez odpowiednie kanały pary suwakowej. W miarę zwiększania się sił tarcia między suwakiem i tuleją nominalna wartość przyrostu ciśnienia, na które reaguje suwak, wzrasta. A zatem, właściwości robocze elementu postrzegającego pogarszają się: obniża się czułość regulatora w stosunku do regulowanego parametru i powiększa się błąd statyczny regulacji. Konieczność zachowania szczelności par precyzyjnych wynika z istoty wykonywanych przez nie funkcji: wytworzenie w układzie ciśnienia i rozdzielenie strumienia cieczy między odpowiednimi przestrzeniami zespołów hydraulicznych. Oczywiście jest to, że ze zwiększeniem przecieków cieczy hydraulicznej przez luzy obniża się jakość regulowania.

Dla wszystkich hydraulicznych par precyzyjnych, przy całej różnorodności ich kształtów (form) konstrukcyjnych i właściwości funkcjonalnych, wymaganie stabilności sił tarcia jest wymaganiem wspólnym decydującym o ich trwałości w procesie eksploatacji. Ze względu na kształt (formę konstrukcyjną) hydrauliczne pary precyzyjne można podzielić na: suwakowe (cylindryczne i płaskie) i tłoczkowe (nurnikowe). Z kolei suwakowe pary precyzyjne można podzielić na: regulacyjne pary suwakowe i rozdzielcze pary suwakowe.

Najszerzej rozpowszechnione w układach hydraulicznych są regulacyjne pary suwakowe przedstawiające sobą elementy postrzegające i regulujące, automatycznie ograniczające lub zmieniające wg zadanego programu ciśnienie, jego spadek (różnicę ciśnień) w połączonych pojemnościach (przestrzeniach) lub wydajność cieczy hydraulicznej.

Szeroko rozpowszechnionymi rodzajami par precyzyjnych są rozdzielcze pary suwakowe systemów śledzących sterowanych napędów hydraulicznych. Należą do nich rozdzielcze pary suwakowe serwomechanizmów hydraulicznych (wzmocniaczy hydraulicznych) w układach sterowania statków powietrznych i wielopołożeniowych zaworów rozdzielczych w układach sterowania podwoziem, klapami, hamulcami aerodynamicznymi itp. W lotniczych hydraulicznych urządzeniach rozdzielających znajdują zastosowanie dwa typy rozdzielczych par suwakowych, a mianowicie z suwakiem cylindrycznym i z suwakiem płaskim.

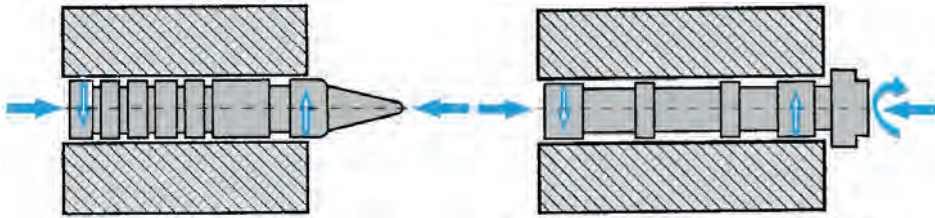
Wszystkie hydrauliczne pary suwakowe, niezależnie od ich różnic i przeznaczenia, mają ogólne właściwości, polegające na tym, że suwak jest elementem zmiany ciśnienia lub natężenia przepływu cieczy hydraulicznej i wykonuje okresowe przemieszczenia postępowo-zwrotne względem tulei.

Podstawowymi elementami roboczymi węzłów tłoczących powszechnie stosowanych pomp o stałej i zmiennej wydajności są pary tłoczkowe. Hydrauliczna para tłoczkowa spełnia funkcję elementu wyporowego pompy mającej cykl roboczy składający się z trzech etapów: wypełnienie komory hydraulicznej cieczą, przeniesienie cieczy znajdującej się w komorze hydraulicznej z przestrzeni zasysania (niskiego ciśnienia) do przestrzeni tłoczenia (wysokiego ciśnienia), wyparcia cieczy z komory hydraulicznej.

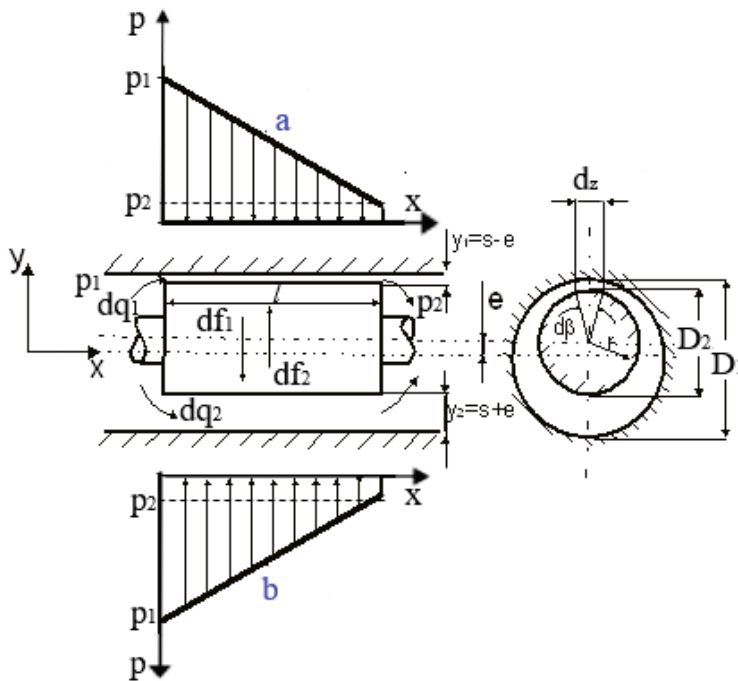
2.2.1. Warunki pracy i obciążenia regulacyjnych par hydraulicznych

Schemat ideowy elementów regulacyjnych par hydraulicznych ze wzniosowym elementem regulacyjnym (organem zamykającym jest kulka lub grzybek podparte sprężyną) przedstawiono na rys. 2.7a i 2.7b. Wszystkie regulacyjne pary hydrauliczne, niezależnie od ich różnic i przeznaczenia, mają ogólne właściwości obciążenia, polegające na tym, że suwak jest elementem postrzegającym, śledzącym zmiany

ciśnienia lub różnicy ciśnień cieczy i wykonuje okresowe przemieszczenia postępowo-zwrotne lub obrotowe względem tulei. Schemat ideowy obciążenia elementów regulacyjnych par hydraulicznych z suwakowym elementem regulacyjnym o działaniu postępowo-zwrotnym i obrotowym przedstawia rys. 2.13.

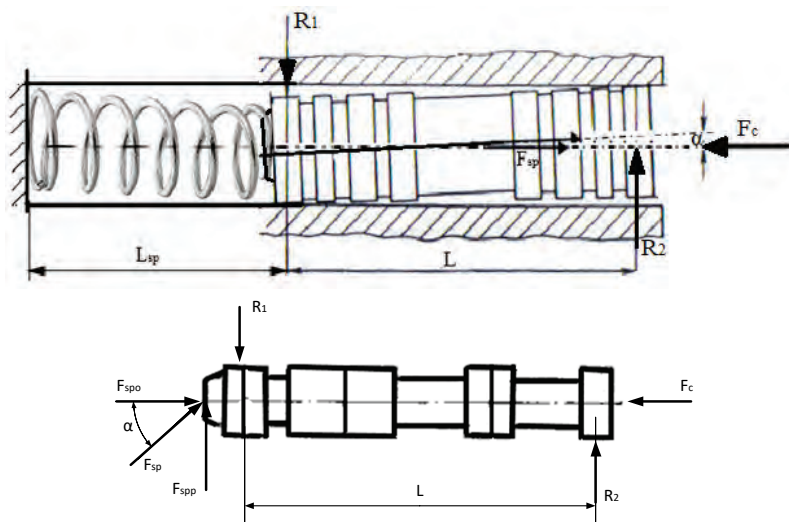


Rys. 2.13. Schemat ideowy typowej regulacyjnej pary hydraulicznej z suwakowym elementem regulacyjnym o działaniu postępowo-zwrotnym i obrotowym



Rys. 2.14. Schemat cylindrycznego suwaka umieszczonego w tulei z luzem promieniowym, którego oś jest równoległa do osi tulei, ale przesunięta względem niej o wielkość e

Na suwak regulacyjnej pary hydraulicznej działają: siły od ciśnienia cieczy hydraulicznej w szczelinie (luzie konstrukcyjnym) (rys. 2.14) lub siły osiowe od ciśnienia cieczy hydraulicznej i sprężyny (rys. 2.15).



Rys. 2.15. Schemat kontaktu elementów hydraulicznej pary regulacyjnej i sił działających na suwak przy obciążeniu mimośrodowym

Stosunek sił działających na suwak określa położenie lub charakter ruchu suwaka. W regulacyjnej parze suwakowej przemieszczenie suwaka względem tulei następuje automatycznie pod działaniem zmieniającego się ciśnienia cieczy hydraulicznej lub pod działaniem zmieniającego się ściśnięcia sprężyny regulacyjnej, wskutek zmiany regulacji zespołu z jednego zakresu pracy na inny. Siły działające na suwak od strony cieczy hydraulicznej, jak również od sprężyny nigdy nie są przyłożone dokładnie osiowo. Przyczyną przekoszenia lub jednostronnego promieniowego dociskania suwaka do tulei są najczęściej:

- promieniowe przesunięcie wynikające z luzów między elementami, powodujące nierównomierny (niesymetryczny) rozkład ciśnienia cieczy hydraulicznej w szczelinie pierścieniowej (luzie konstrukcyjnym) utworzonej przez suwak i tuleję (rys. 2.14),
- osiowa asymetria sprężyn, niedokładność wykonania ich czół oporowych i możliwa utrata stabilności sprężyn przy ich ściskaniu (rys. 2.15).

Na rys. 2.14 przedstawiono schemat regulacyjnej pary hydraulicznej jako idealnie cylindrycznego suwaka mimośrodowo umieszczonego w tulei (suwak przesu-

nięty względem tulei o wielkość e) z luzem promieniowym, którego oś jest równoległa do osi tulei. Z lewej strony suwaka znajduje się obszar wysokiego ciśnienia p_1 , a z prawej strony – obszar niskiego ciśnienia p_2 . Wskutek mimośrodowego rozmieszczenia suwaka w tulei, w górnej części powstanie luz $y_1 = s - e$, a w dolnej części luz ten będzie wynosił $y_2 = s + e$, gdzie $s = \frac{D_1 - D_2}{2}$. Zatem ciśnienie

w szczelinie będzie obniżało się od wielkości p_1 do wielkości p_2 liniowo, to znaczy krzywe ciśnień a i b (patrz rys. 2.14) w funkcji długości szczeliny x będą liniami prostymi. Siła promieniowa df_1 ciśnienia cieczy w szczelinie górnej, która dąży do przesunięcia tłoczka do dołu, jest równa sile df_2 ciśnienia cieczy w szczelinie dolnej, która z kolei dąży do przesunięcia tłoczka do góry. Siły promieniowe równoważą się, co można zapisać następująco:

$$df_1 = df_2 = \int_0^l \Delta p \, dz dx = \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot l \, dz, \quad (2.1)$$

gdzie:

p_1 – obszar wysokiego ciśnienia,

p_2 – obszar niskiego ciśnienia,

l – długość suwaka,

Δp – spadek ciśnienia wzdłuż szczeliny.

Przy idealnej równoległości osi suwaka i tulei ciśnienie w szczelinie obniża się liniowo, a siła promieniowa nie zależy od kąta β (patrz rys. 2.14). Z powyższego wynika, że siły promieniowe df_1 i df_2 równoważą się we wszystkich przypadkach, gdy powierzchnie suwaka i tulei są równoległe w szczelinie. Siły promieniowe równoważą się w dowolnej konfiguracji symetrycznej tłoczka i tulei względem osi.

Przy błędzie kształtu powierzchni cylindrycznych suwaka i tulei, mimośrodowość osi suwaka i tulei naruszy stan równowagi sił promieniowych, wskutek czego powstaną siły i momenty przesuwające suwak w kierunku do jednej lub drugiej strony powierzchni tulei. Wskutek przekoszenia suwaka w tulei, na odcinkach ich rzeczywistego styku, mimo mikrometrowych luzów w parach suwakowych mogą powstać znaczne siły, których wielkość zależy od działającego ciśnienia i ich parametrów geometrycznych. Pod pojęciem parametru geometrycznego rozumiemy przede wszystkim wymiary i kształt elementów pary precyzyjnej, wielkość luzów między nimi, stosunek średnicy do długości oraz makro- i mikrogeometrię sprzężonych powierzchni. O przesuwaniu suwaka w kierunku do jednej lub drugiej strony powierzchni tulei decyduje składowa siła promieniowej, która działa w płaszczyźnie mimośrodowości e osi suwaka i tulei. Składowe działające prostopadle do tej płaszczyzny równoważą się. Zależność określająca wielkość siły promieniowej działającej na suwak ma postać:

$$f_p = \frac{\pi \cdot l \cdot r \cdot h \cdot \Delta p}{2e} \left(1 - \frac{2s+h}{\sqrt{(2s+h)^2 - 4e^2}} \right), \quad (2.2)$$

gdzie:

h – stożkowość suwaka na długości l (błąd kształtu),

s – nominalny luz promieniowy (szczelina).

Przyczyną przekoszenia lub jednostronnego promieniowego dociskania do tulei suwaka sterowanego sprężyną (rys. 2.15) są najczęściej: osiowa asymetria sprężyn, niedokładność wykonania ich czół oporowych i możliwa utrata stabilności sprężyn przy ich ściskaniu. Wskutek przekoszenia suwaka w tulei siła pochodząca od ciśnienia cieczy hydraulicznej i osiowa składowa siły sprężyny tworzą parę, której wielkość momentu zależy od wielkości luzu w parze suwakowej i luzu między główką suwaka i sprężyną. Wielkości siły docięnięcia suwaka do tulei w suwakowej parze hydraulicznej sterowanej sprężyną można opisać wzorem:

$$R_1 = R_2 = \frac{F_c}{L} \left[\delta_{suw} + \frac{\delta_{gt}}{2} + \frac{L}{L_{sp}} (\delta_{suw} + \delta_{gt} + \delta_{sp}) \right], \quad (2.3)$$

gdzie:

F_c – siła pochodząca od ciśnienia cieczy hydraulicznej,

δ_{suw} – luz średnicowy między suwakiem i tuleją,

δ_{gt} – luz średnicowy między główką suwaka i sprężyną,

δ_{sp} – luz średnicowy między sprężyną i jej kapturkiem,

L – odległość między środkami płaszczyzn styku suwaka z tuleją.

Największe naciski (ciśnienia) kontaktowe w suwakowej parze hydraulicznej sterowanej sprężyną można opisać wzorem:

$$p_{max} = \frac{14,9}{d} \cdot \sqrt[4]{\frac{R \cdot \delta_{suw}^3}{L \cdot \varsigma^3}}, \quad (2.4)$$

gdzie:

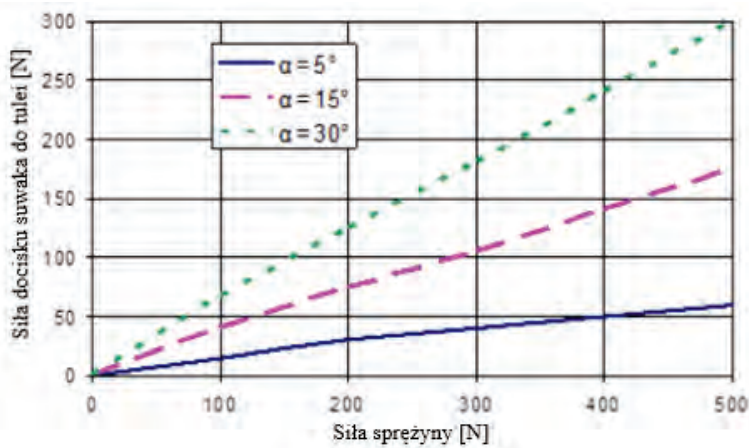
$$\varsigma = \frac{1 - \varrho_1^2}{E_1} + \frac{1 - \varrho_2^2}{E_2},$$

D – średnica suwaka,

ϱ_1, ϱ_2 – współczynniki Poissona materiału suwaka i tulei,

E_1 i E_2 – moduł sprężystości materiału suwaka i tulei.

Dla pary suwakowej zaworu regulacyjnego zależność siły docisku suwaka do tulei od siły promieniowej powstającej w wyniku utraty stateczności sprężyny suwaka dla różnych kątów α zawartych między kierunkiem działania siły promieniowej i osią tulei przedstawiono na rys. 2.16.

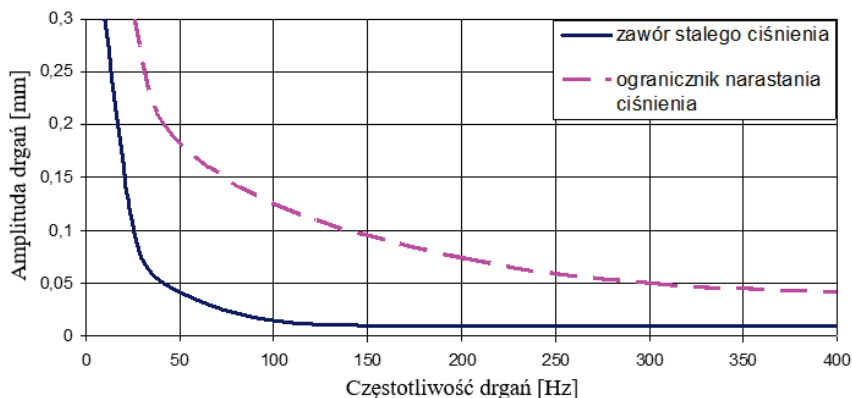


Rys. 2.16. Zależność siły docisku suwaka do tulei od osiowej składowej siły sprężyny w regulacyjnej parze suwakowej zaworu redukcyjnego

Drugą ważną właściwością obciążenia regulacyjnych par suwakowych jest ich charakterystyka kinematyczna, tj. względne przemieszczenie elementów pary w procesie pracy. Względne przemieszczenie elementów regulacyjnych par suwakowych następuje w wyniku zmiany ciśnienia cieczy hydraulicznej, naruszającej zrównoważony stan suwaka. Suwak reaguje na zmianę ciśnienia i przemieszczając się, dławí lub otwiera przepływ przez odpowiednie okna tulei. W procesie pracy elementy regulacyjnych par suwakowych w sposób ciągły lub okresowo, w wyniku zmieniającego się ciśnienia cieczy hydraulicznej, wykonują względne przemieszczenia postępowo-zwrotne z różną częstotliwością i amplitudą przemieszczeń. Przy tym częstotliwość i amplituda przemieszczeń zależą od charakteru pulsacji ciśnienia cieczy hydraulicznej i zmieniają się w zależności od zakresu pracy zespołu regulacyjnego. Podstawową przyczyną pulsacji ciśnienia cieczy hydraulicznej jest nierównomierność wydatku pompy hydraulicznej, zależna od prędkości obrotowej wirnika pompy i liczby elementów wytłaczających (wyciskających) w zespole tłoczącym (tłoczków).

W wyporowych pompach hydraulicznych w wyniku przejścia zamkniętych objętości cieczy ze strefy obniżonego ciśnienia do strefy ciśnienia wysokiego i na odwrót powstają wysokoczęstotliwościowe fale udarowe. Amplituda przemieszczania suwaka zależy od wielkości zmiany ciśnienia cieczy i sztywności sprężyny. W przypadku pokrycia się częstotliwości pulsacji ciśnienia i częstotliwości własnej suwaka ze sprężyną mogą powstawać drgania rezonansowe. Suwak może mieć dowolnie złożony charakter przemieszczeń vibracyjnych, na który przy określonych zakresach pracy w sposób istotny wpływa jego własna częstotliwość drgań we współdzia-

łaniu ze sprężyną i tarcie o tuleję. Przykładowy zakres parametrów wibracji, któremu odpowiadają warunki pracy regulacyjnych par suwakowych regulatora wydátku i zaworu redukcyjnego przedstawiono na rys. 2.17.



Rys. 2.17. Zakres parametrów wibracji, któremu odpowiadają warunki pracy regulacyjnych par suwakowych

2.2.2. Warunki pracy i obciążenia rozdzielczych par suwakowych

Znaczenie funkcji spełnianych przez rozdzielczą parę suwakową stawia przed nią wysokie wymagania w zakresie dokładności, szybkości działania oraz stabilności. Od rozdzielczych par suwakowych wymaga się przede wszystkim płynności względnych przemieszczeń, zależnych od wielkości i stabilności tarcia między nimi.

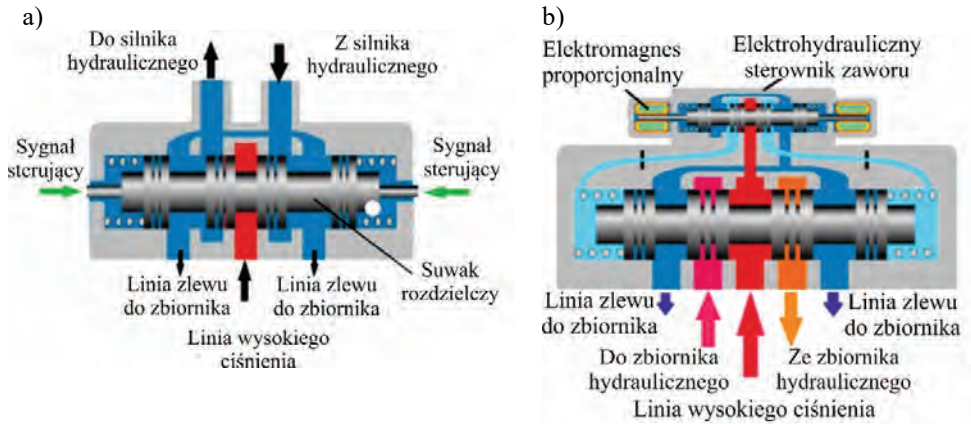
Rozdzielcza para suwakowa jest parą precyzyjną o przesuwным elemencie rozdzielczym, cylindrycznym lub płaskim, zmieniającym sposób przepływu cieczy hydraulicznej. Kieruje ona okresowo ciecz roboczą od źródła energii (pompy hydraulicznej) do odpowiednich przestrzeni roboczych w urządzeniach roboczych i umożliwia jednocześnie odprowadzanie na zlew cieczy hydraulicznej z niepracujących przestrzeni tych urządzeń (rys. 2.18). W rozdzielczej parze suwakowej elementem roboczym jest suwak współpracujący z tuleją, w której znajdują się otwory doprowadzające i odprowadzające ciecz roboczą (rys. 2.19).

Podstawową właściwością warunków pracy i obciążenia elementów rozdzielczych par suwakowych jest to, że przemieszczenie suwaka względem tulei odbywa się okresowo, przez wymuszenie ręczne, hydrauliczne lub elektryczne, niezależnie od wielkości i stabilności ciśnienia cieczy hydraulicznej.

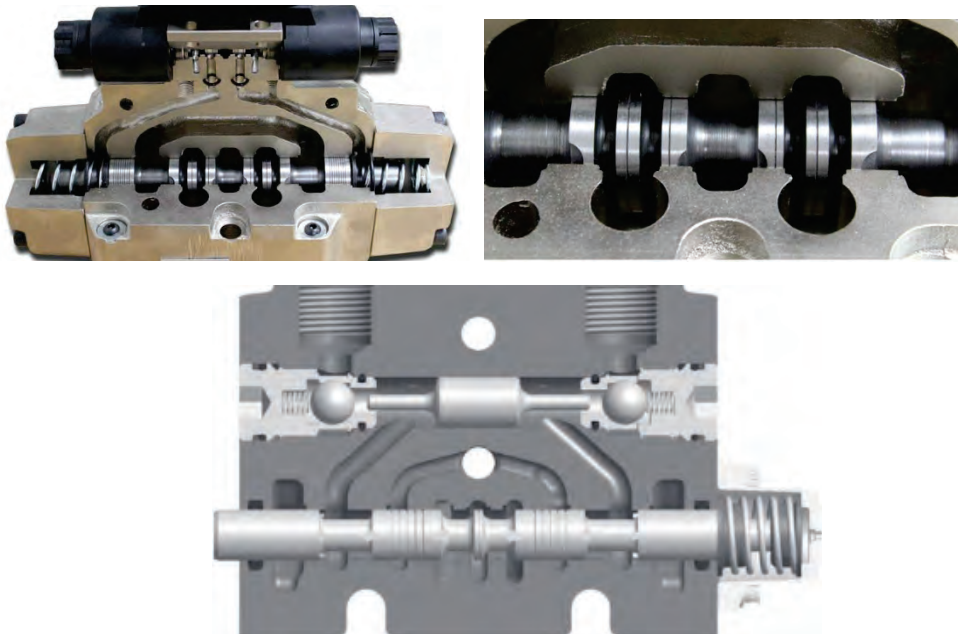
Na suwak rozdzielczej pary suwakowej działają (rys. 2.20):

- a) siły tarcia pomiędzy suwakiem i tuleją w szczelinie (luzie konstrukcyjnym),

- b) siły hydrodynamiczne (siły promieniowe) spowodowane przepływem cieczy hydraulicznej w szczelinie pomiędzy suwakiem i tuleją wywołane różnicą ciśnienia,
- c) siły osiowe.

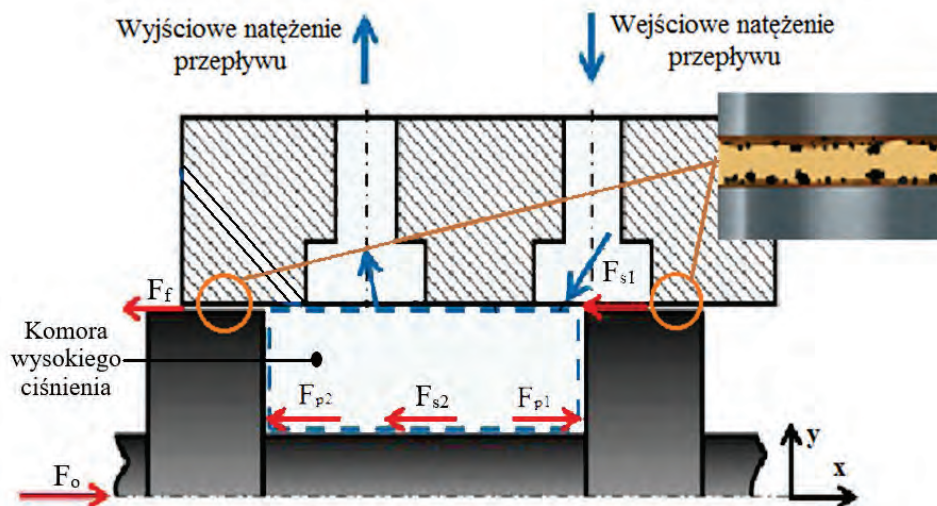


Rys. 2.18. Schemat ideowy typowych hydraulicznych rozdzielczych par suwakowych sterowanych: a) mechanicznie, b) elektrohydraulicznie



Rys. 2.19. Widok suwaka w tulei w rozdzielczej parze suwakowej

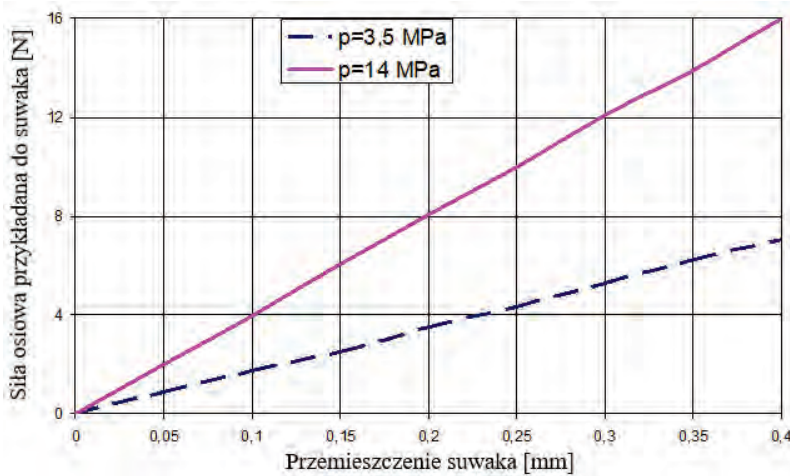
W wyniku działania tych sił występują określone opory przeciwstawiające się zmianie położenia suwaka względem cylindra. Oprócz powyższych sił na suwak może działać siła tarcia wywołana przedostawaniem się do luzu konstrukcyjnego rozdzielczej pary suwakowej kontaminacji (zanieczyszczeń) zawartej w cieczy hydraulicznej (rys. 2.20).



Rys. 2.20. Rozkład sił działających na suwak rozdzielczej pary suwakowej

Siły tarcia pomiędzy suwakiem i tuleją zależą przede wszystkim od zastosowanego minimalnego luzu w parze suwakowej, gładkości współpracujących powierzchni pary, lepkości cieczy, rodzaju materiału suwaka i tulei. Opory tarcia wywołane siłą hydrodynamiczną zależą przede wszystkim od różnicy ciśnienia, poprawności wykonanych kształtów geometrycznych suwaka i tulei oraz ich współosiowego usytuowania. Z reguły, ciśnienie cieczy nie działa osiowo na suwak i ma wpływ na funkcjonowanie pary suwakowej. Suwak w normalnych warunkach pracy jest odciążony hydraulicznie. Jednakże, z chwilą przemieszczania suwaka względem tulei strumień cieczy hydraulicznej wpływa przez szczelinę utworzoną między krawędziami roboczymi suwaka i tulei do kanału wewnętrznego pary suwakowej. Powoduje to zmienność rozkładu ciśnienia w wewnętrznym kanale pary suwakowej. W wyniku oddziaływania strumienia cieczy wpływającego do kanału wewnętrznego pary suwakowej na powierzchnie boczne krawędzi roboczych suwaka oraz spadku ciśnienia na tych krawędziach przy przepływie cieczy hydraulicznej przez szczelinę pary suwak–tuleja tworzy się hydrodynamiczna siła osiowa. Wielkość siły osiowej

zależy od luzu promieniowego i od wielkości ciśnienia. Zmianę siły osiowej w funkcji przemieszczenia suwaka przy luzie promieniowym wynoszącym $10\ \mu\text{m}$ i różnych ciśnieniach roboczych przedstawiono na rys. 2.21.



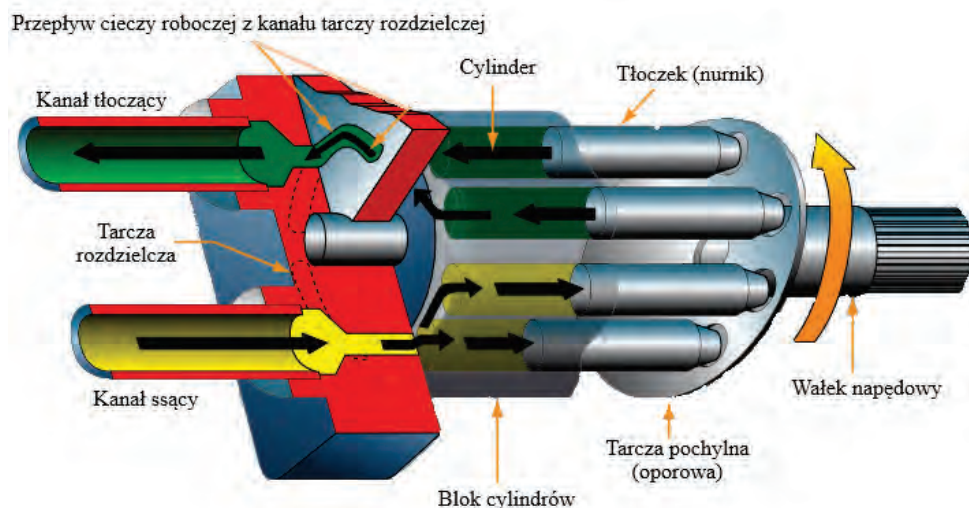
Rys. 2.21. Zmiana siły osiowej przykładanej do suwaka w funkcji przemieszczenia suwaka przy ciśnieniach $p = 3,5\ \text{MPa}$ i $14\ \text{MPa}$

Od wykonania konstrukcyjnego pierścieni suwaka zależy powierzchnia przekroju przelotowego kanałów przy przesunięciu suwaka na określoną wielkość, a zatem intensywność narastania wydatku cieczy w zależności od ruchu (skoku) suwaka. Zgodnie z tym wielkość i charakterystyka otwarcia okien tulei przez pierścienie suwaka wpływają na dokładność i czułość hydraulicznego napędu śledzącego. Przy tym ważne znaczenie mają powierzchnie wzajemnego stykania się (kontaktu) suwaka i tulei, wielkość luzu średnicowego między nimi i istnienie na pierścieniach (paskach) odcinków stożkowych, podcięć i skosów, które są wykonywane dla zapewnienia płynności zmian przekroju przelotowego okien przy przemieszczaniu suwaka.

Dokładność odwzorowania przez trzon wykonawczy przemieszczeń suwaka sterującego w znacznym stopniu zależy od wielkości przykrycia okien w tulei przez pierścienie suwaka, tj. różnicy szerokości pierścieni suwaka i okien (wewnętrznych wytoczeń) tulei. Przykrycie określa głównie wielkość „strefy nieczułości” hydraulicznej pary precyzyjnej, w granicach której przemieszczenie suwaka nie powoduje dostarczania cieczy hydraulicznej do siłownika, a zatem nie ma przemieszczenia trzonu wykonawczego.

2.2.3. Warunki pracy i obciążenia tłoczkowych (nurnikowych) par hydraulicznych

Tłoczkowa para hydrauliczna spełnia funkcję elementu wyporowego tłoczkowej pompy hydraulicznej lub obrotowego silnika hydraulicznego. Podstawowe podzespoły tłoczkowej pompy hydraulicznej przedstawiono na rys. 2.22.

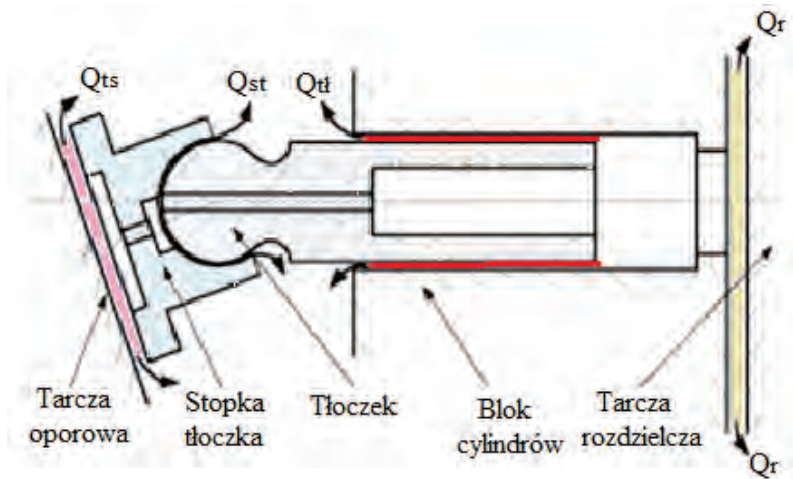


Rys. 2.22. Cykle robocze tłoczkowej pary hydraulicznej

Tłoczkowa para hydrauliczna ma cykl roboczy składający się z trzech etapów: wypełnienie komory hydraulicznej cieczą, przeniesienie cieczy znajdującej się w komorze hydraulicznej z przestrzeni zasysania (niskiego ciśnienia) do przestrzeni tłoczenia (wysokiego ciśnienia), wyparcia cieczy z komory hydraulicznej. Średnica tłoczków (nurników) zawiera się zazwyczaj od 10 mm do 20 mm, a skok tłoczków od 10 mm do 30 mm. Długość tłoczka wybiera się z uwzględnieniem jego skoku i maksymalnie dopuszczalnych nacisków kontaktowych między tłoczkiem i tarczą pochyloną (oporową) przy przechodzeniu martwego punktu, gdy powierzchnia tarczy pochylnej jest minimalna.

Tłoczkowa para hydrauliczna cechuje się ciągłym ruchem postępowo-zwrotnym tłoczków względem cylindra, o skoku do kilkudziesięciu milimetrów, z prędkością wynikającą z krotności prędkości obracania się układu unoszenia (wałka napędowego). Cechuje je również praca w warunkach złożonego skojarzenia działających obciążeń i wzajemnego przemieszczania współpracujących powierzchni tarczowych, z ich względnym poślizgiem, przy gwałtownie zmieniającej się, w zależności od kąta obrotu wirnika, prędkości poślizgu. Pomiędzy elementami poruszającymi się

posuwisto-zwrotnie i obracającymi się istnieją skierowane ku sobie szczeliny tłoka i cylindra oraz tarczy rozdzielczej i bloku cylindrów. Szczeliny te są niezbędne do prawidłowego działania pary tłoczkowej z racji dostarczania cieczy do smarowania współpracujących ze sobą powierzchni i uzyskania odpowiedniej jej trwałości. Przepływ przez szczeliny ma charakter laminarny i opisywalny równaniami Naviera-Stokesa. Jednocześnie przepływ cieczy hydraulicznej (smarującej) przez szczeliny jest przeciekiem wewnętrznym hydraulicznej pary tłoczkowej (rys. 2.23), tj. jej stratą objętościową (wolumetryczną).

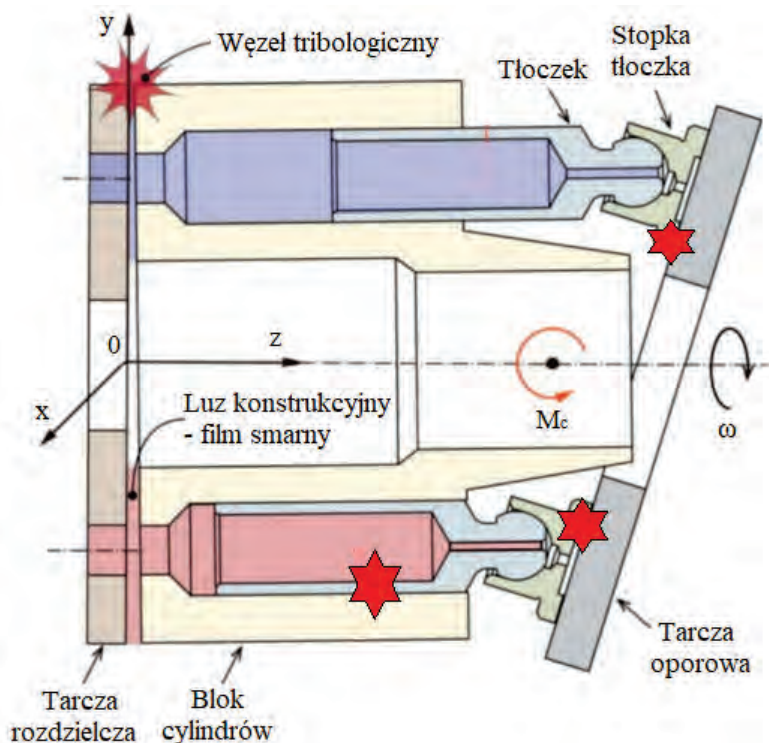


Rys. 2.23. Szczeliny w tłoczkowej parze hydraulicznej

Szczeliny tworzą trzy węzły tribologiczne, oznaczone na rys. 2.24 czerwonymi gwiazdkami, tj.: węzeł tłoczenia (tłok i cylinder bloku cylindrów), węzeł rozrzędu cieczy hydraulicznej (tarcza rozdzielcza i blok cylindrów), oraz węzeł stopki hydrostatycznej (stopka tłoczka i tarcza oporowa (wychylna)).

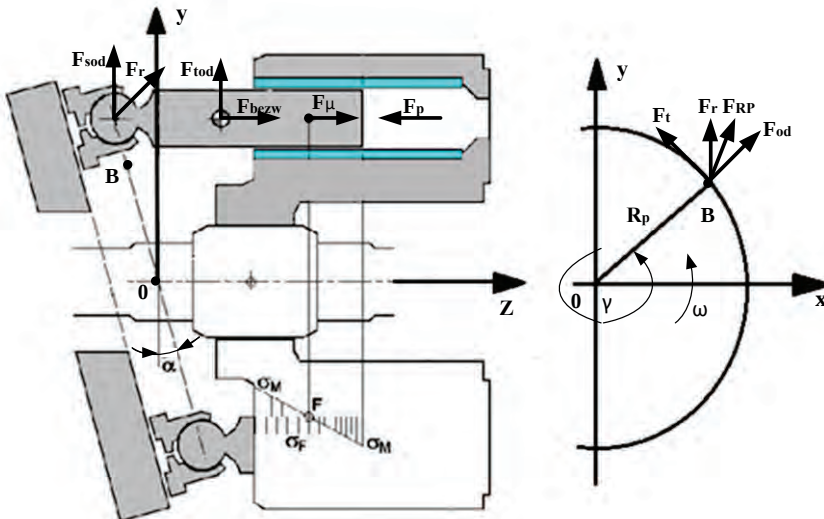
Najbardziej niekorzystnym węzłem tribologicznym, z punktu widzenia trwałości, jest węzeł tłoczenia (tworzony przez tłoczki) i blok cylindrów. W węźle tym na tłoczki w bloku cylindrów działa siła poprzeczna i osiowa, wywierana przez tarczę oporową (wychylną). W procesie pracy hydraulicznej pary tłoczkowej elementy węzła tłoczącego wykonują złożony ruch. Pod działaniem z jednej strony ciśnienia cieczy hydraulicznej, składowych obrotowych sił odśrodkowych, a z drugiej strony – reakcji powierzchni tarczy oporowej (wychylnej), tłoczki wykonują przemieszczenie postępowo-zwrotne w tulejach wirującego bloku cylindrów. Razem z wirującym blokiem cylindrów tłoczki wykonują ruch obrotowy wokół osi cylindra, przy tym przemieszczają się względem stożkowej powierzchni ruchomego pierścienia oporowego tarczy wychylnej. Pod działaniem sił tarcia powstających między tłoczkami

i tarczą oporową (wychylną) tłoczki wykonują przemieszczenia obrotowe z cylindrami wirującego bloku. Analiza schematu kinematycznego węzła tłoczącego pozwala założyć, że tłoczek prócz ruchu posuwisto-zwrotnego wykonuje względem tarczy oporowej ruch obrotowy z prędkością zmienną w zależności od kąta obrotu bloku cylindrów.



Rys. 2.24. Podstawowe podzespoły tłoczkowej pompy hydraulicznej z węzłami tribologicznymi w niej występującymi

Podczas pracy hydraulicznej pary tłoczkowej na jej elementy działają siły schematycznie przedstawione na rys. 2.25. Zasadniczo w cyklu pracy hydraulicznej pary tłoczkowej występują dwa rodzaje sił: zależne i niezależne od ciśnienia cieczy hydraulicznej. Przy wytłaczaniu przez tłoczek cieczy hydraulicznej działają na niego wzdłuż osi z : siła ciśnienia cieczy hydraulicznej F_p , siła tarcia lepkiego F_μ , siła bezwładności przy względnym ruchu F_{bezw} .



Rys. 2.25. Schemat sił działających w hydraulicznej parze tłoczkowej w procesie jej pracy

Siłę zależną od ciśnienia działającego na tłoczek w kierunku osi z (rys. 2.25) można opisać wzorem:

$$F_p = A_t \cdot \Delta p, \quad (2.5)$$

gdzie:

A_t – powierzchnia tłoka $\left(\frac{\pi d_t^2}{4}\right)$,

d_t – średnica tłoka,

Δp – różnica ciśnienia pomiędzy tłokiem i komorą chłodzenia.

Siła ciśnienia cieczy, działająca na tłoczek przedstawia sobą siłę wynikową od ciśnień cieczy hydraulicznej, działającą ze strony magistrali tłoczącej i od strony przeciwnej tłoczka z przestrzeni kadłuba.

Siłę bezwładności tłoczka działającą również w kierunku osi z (rys. 2.25) można opisać wzorem:

$$F_{bezw} = m_t \cdot a_t = m_t \cdot \omega^2 \cdot R_p \cdot \tan \alpha \cdot \cos \gamma, \quad (2.6)$$

gdzie:

m_t – masa tłoka,

a_t – przyspieszenie tłoka,

ω – prędkość obrotowa [rad/sek.],

R_p – promień koła podziałowego tłoków,

α – kąt pochylenia tarczy sterującej,

γ – położenie kątowe tłoka, czyli kąt fazowy.

Siłę tarcia lepkiego, wywołaną cieczą hydrauliczną działającą na tłoczek można opisać wzorem:

$$F_{\mu} = \mu_t \cdot \frac{\vartheta_p}{h_p} \cdot \pi \cdot d_t \cdot l_{\mu} = \mu_t \cdot \frac{\omega \cdot R_p \cdot t g \alpha \cdot \cos \gamma}{h_p} \cdot \pi \cdot d_t \cdot l_{\mu}, \quad (2.7)$$

gdzie:

μ_t – współczynnik tarcia lepkiego oleju hydraulicznego,

v_p – prędkość tłoka,

h_p – wysokość szczeliny pomiędzy tłokiem a cylindrem,

h_s – wysokość szczeliny stopki i tarczy oporowej,

l_{μ} – długość kontaktu tłoka z cylindrem.

Na kierunku promieniowym przechodzącym od osi obrotu przez punkt ciężkości tłoczka działa siła odśrodkowa F_{tod} . Siła F_{tod} działa na tłoczek w kierunku promieniowym i dociska go do powierzchni tarczy oporowej (gniazda). Od wielkości tej siły składowej zależy siła tarcia w parze tłoczkowej. Siłę odśrodkową działającą na tłoczek w kierunku promieniowym od środka wału można opisać wzorem:

$$F_{tod} = m_t \cdot a_s = m_t \cdot \omega^2 \cdot R_p, \quad (2.8)$$

gdzie: a_s – przyspieszenie stopki tłoczka.

Należy zauważyć, że siła odśrodkowa działa w środku masy tłoczka w kierunku promieniowym płaszczyzny x-y (rys. 2.25), podczas gdy inne siły w kierunku promieniowym działają w środku przegubu kulowego stopki tłoczka. W celu scalenia wartości wszystkich promieniowych sił działających na tłoczek, siłę odśrodkową F_{tod} działającą w jego środku masy należy zastąpić równoważną siłą F_{sod} działającą w środku przegubu kulowego B. Siłę odśrodkową działającą na stopkę tłoczka w kierunku promieniowym od środka wału można opisać wzorem:

$$F_{sod} = m_t \cdot \omega^2 \cdot R_p \cdot \frac{(l_B - l_M)}{l_B}, \quad (2.9)$$

gdzie:

l_B – odległość między przegubem kulowym a prowadnicą tłoka,

l_M – odległość między początkiem 0 (rys. 2.25) a środkiem masy tłoka.

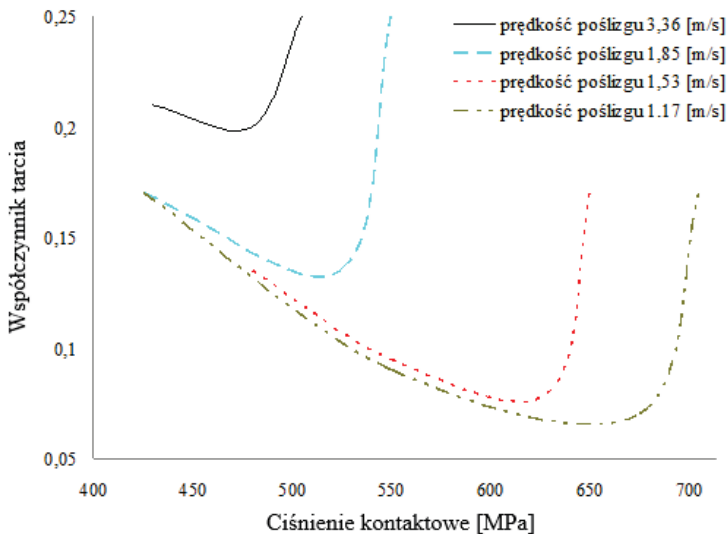
W analizie warunków obciążenia tłoczka należy uwzględnić również siłę tarcia na powierzchni ślizgowej utworzonej pomiędzy stopką tłoczka a tarczą oporową, działającą na tłoczek w kierunku stycznym. Zakładając, że na powierzchni ślizgowej występuje tarcie lepkie, siłę tarcia na tej powierzchni można opisać wzorem:

$$F_t = \mu \cdot \frac{\omega \cdot R_p}{h_s} \cdot \pi \cdot (r_z^2 - r_w^2), \quad (2.10)$$

gdzie:

- μ – współczynnik tarcia stopki tłoczka i powierzchni tarczy oporowej (wychylnej),
- h_s – wysokość szczeliny między stopką tłoczka i tarczą oporową,
- r_w – wewnętrzny promień pierścienia tarczy oporowej,
- r_z – zewnętrzny promień pierścienia tarczy oporowej.

Współczynnik tarcia μ stopki tłoczka z powierzchnią tarczy oporowej (wychylnej) z uwzględnieniem wpływu prędkości poślizgu i normalnego obciążenia w miejscu ich styku określono podczas badań na stanowisku laboratoryjnym w ośrodku oleju hydraulicznego H-515. Ustalono, że przy obciążeniach kontaktowych powstających w parach tłoczkowych współczynnik tarcia w zależności od prędkości poślizgu stopki tłoczka z brązu po powierzchni stalowej tarczy oporowej w ośrodku oleju hydraulicznego H-515 wynosi od 0,05 do 0,1. Zależność współczynnika tarcia w parze nurnikowej, od ciśnienia kontaktowego w oleju hydraulicznym H-515, przy prędkości poślizgu: 1,17 m/s, 1,53 m/s, 1,85 m/s, 3,36 m/s przedstawiono na rys. 2.26. W przypadkach powstania szepiania (adhezja na zimno) współczynnik tarcia osiąga wartość 0,8, co gwałtownie podwyższa poziom naprężenia stycznego.



Rys. 2.26. Zależność współczynnika tarcia w parze nurnikowej od ciśnienia kontaktowego przy różnych prędkościach poślizgu

Siła F_{sod} nie jest jedyną siłą działającą na tłoczek w kierunku promieniowym i wywierającą wpływ na wielkość siły tarcia w parze tłoczkowej. W punkcie styku powierzchni stopki tłoczka z płaszczyzną tarczy oporowej (wychylnej) działa na kierunku promienia kuli tłoczka siła reakcji F_r . Składowa siły reakcji F_r również powoduje boczny docisk nurnika do powierzchni tarczy. Siłę reakcji tarczy oporowej (wychylnej) działającą na tłoczek można opisać wzorem:

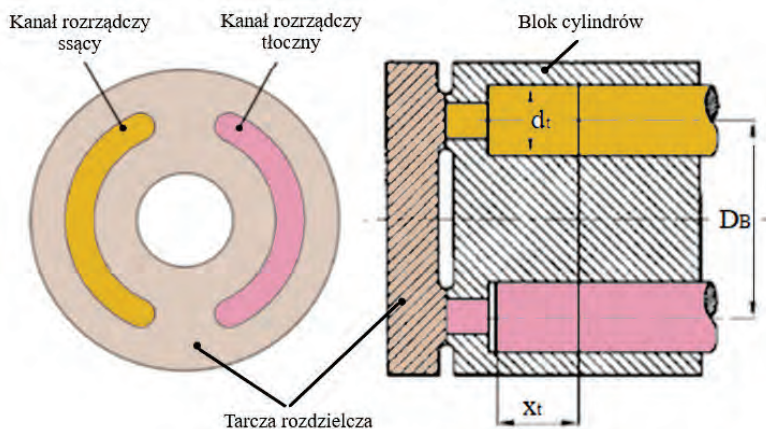
$$F_r = \frac{(F_p + F_{bezw} + F_\mu + F_t)}{\cos \alpha}. \quad (2.11)$$

W rezultacie wielkość wypadkowej siły promieniowej działającej w punkcie przegubu kulowego B tłoczka prostopadle do osi tłoczka można opisać wzorem:

$$F_{RP} = \sqrt{(F_{sodx} + F_{tx})^2 + (F_{rx} + F_{sody} + F_{ty})^2}, \quad (2.12)$$

gdzie indeksy dolne x, y oznaczają odpowiednio składowe sił w płaszczyźnie $x-y$.

Siła odśrodkowa działająca na tłoczek przy obrocie wirnika pompy z maksymalną prędkością obrotową (~ 5000 obr/min) może osiągać wielkość rzędu 2000 N. Wskutek zmiany ciśnienia cieczy hydraulicznej, w miarę obracania się o pełny obrót bloku cylindrów, wartości naprężeń kontaktowych między tłoczkiem i tarczą oporową (wychylną) zmieniają się cyklicznie w procesie pracy.



Rys. 2.27. Węzeł rozrządu cieczy hydraulicznej

Węzeł rozrządu cieczy hydraulicznej (rys. 2.27), który tworzą tarcza rozdzielcza i blok cylindrów, rozdziela ciecz roboczą pod wysokim i niskim ciśnieniem,

uszczelnienia komory wysokiego i niskiego ciśnienia, przenosi poosiowe siły wirującego bloku cylindrów. Tarcza rozdzielcza zamocowana jest nieruchomo w korpusie pompy. Względem niej obraca się bęben cylindrowy. Zadaniem węzła rozrządu jest doprowadzenie cieczy hydraulicznej poprzez otwór w kształcie nerki z kanału ssawnego do komór cylindrowych będących w danej chwili w fazie ssania, oraz odprowadzenie cieczy hydraulicznej poprzez otwór do kanału tłocznego pompy z komór cylindrowych będących w danej chwili w fazie tłoczenia. Przestrzeń ssawna od tłocznej oddzielona jest tzw. mostkami. Dwie powierzchnie czołowe: wewnętrzna i zewnętrzna współpracujące z powierzchnią wirującego bloku cylindrów uszczelniają to połączenie, zapobiegając wyciekowi w kierunku promieniowym.

O trwałości węzła rozrządu decyduje charakter zjawisk zachodzących w szczelinie utworzonej między tarczą rozdzielczą i blokiem cylindrów. Części te, współpracujące w warunkach szybkozmiennych obciążeń od ciśnienia tłoczenia pompy, przy stosunkowo dużych prędkościach obwodowych poślizgu, tworzą określone pola temperatur i ciśnień – zmienne w funkcji parametrów pracy pompy. Węzeł rozrządu pracuje zwykle w ustalonym polu temperatur, na które mają wpływ takie zjawiska jak: dopływ ciepła wywołany stratami energetycznymi spowodowanymi przepływem oleju przez szczeliny wskutek różnicy ciśnień, dopływem ciepła wywołanym stratami energii wskutek tarcia międzycząsteczkowego oleju przy ruchu względnym ścianek tworzących szczelinę (tarcie wiskotyczne), dopływem ciepła wskutek tarcia granicznego w określonej części szczeliny, odpływem ciepła wskutek nagrzewania strumienia wypływającego ze szczeliny i odpływem ciepła wskutek przenikania przez ścianki szczeliny do otoczenia. Z uwagi na fakt, iż dokładna analiza problemu wymiany ciepła w pompie jest złożonym zagadnieniem termodynamicznym, w niniejszej pracy zagadnienie to nie będzie omawiane.

Węzeł stopki hydrostatycznej tworzą stopka tłoczka i tarcza oporowa (rys. 2.24). Stopki wykonywane są z brązu i montowane na przegubach kulistych na końcach tłoczków. Stopki tłoczków, ślizgając się po tarczy oporowej, nie mają z nią stałego połączenia. Ruch wysuwania się tłoczka z komory cylindrowej podczas fazy ssania może być wymuszany dwoma sposobami [47-49]. Pierwszy z tych sposobów to połączenie wszystkich stopek tłoczków za pomocą separatora. Separator musi mieć możliwość swobodnego obrotu względem osi prostopadłej do płaszczyzny tarczy. W tym przypadku musi istnieć jednak pewien luz pomiędzy separatorem a jego dociskiem, co skutkuje odrywaniem stopek tłoczków od tarczy w fazie ssania na wysokość tego luzu [47,55]. Drugie rozwiązanie to docisk tłoczka za pomocą sprężyny o odpowiednio dobranej charakterystyce, umieszczonej wewnątrz komory cylindrowej bloku. Zastosowanie sprężyny równoważy siły bezwładności działające na tłoczek w ruchu posuwisto-zwrotnym. Rozwiązanie to eliminuje uderzenia stopki tłoczka o tarczę oporową. W obu rozwiązaniach osie tłoczków pochylone są w stosunku do osi obrotu wału, aby siła odśrodkowa wspomagała proces wysuwu tłoczka

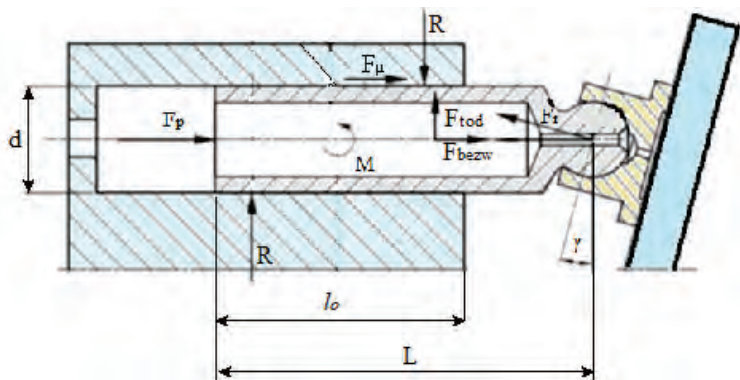
w fazie ssania. Jednocześnie pochylenie stopki o pewien kąt powoduje powstanie klina smarnego i stopka pracuje jako łożysko hydrostatyczne [21,47]. Do prawidłowego funkcjonowania węzła stopki hydrostatycznej niezbędne jest zapewnienie ciągłego smarowania stopki tłoczka i powierzchni tarczy oporowej. Uzyskuje się to dzięki doprowadzeniu oleju do komory stopki poprzez otwór w tłoczku i centralny otwór w stopce (rys. 2.23). Z komory stopki ciecz robocza wypływa z tłoczka na stopkę.

Stopka tłoczka jest pod działaniem wszystkich sił działających na tłoczek (opisanych powyżej). Układ obciążeń węzła stopki hydrostatycznej, z pominięciem siły odśrodkowej i bezwładności działających na tłoczek przy jej ruchu powrotnym wymuszonym przez separator, przedstawiono na rys. 2.28. Obciążenie stopki dla warunków ustalonych można wyznaczyć z zależności:

$$F_{r1} = \frac{p \frac{\pi d^2}{4}}{\cos\gamma + \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \mu \cdot \sin\gamma}, \quad (2.13)$$

gdzie α jest współczynnikiem opisanym w przybliżeniu wzorem [133]:

$$\alpha \approx \left[1 + \frac{1}{3 \frac{L}{l_0} - 2} \right]^2$$



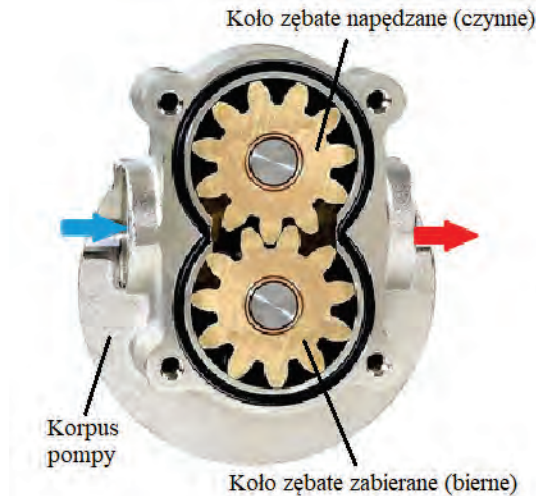
Rys. 2.28. Układ obciążeń węzła stopki hydrostatycznej

2.2.4. Warunki pracy i obciążenia hydraulicznej pary zębatej

Najszerze zastosowanie praktyczne znalazły hydrauliczne pary zębate o zazębieniu zewnętrznym ewolwentowym i zębach prostych. Para taka składa się z dwóch

kół zębatach jednakowego rozmiaru, osadzonych bardzo ciasno w obudowie (rys. 2.29). Hydrauliczna para zębata cechuje się przenoszeniem momentu obrotowego z jednego koła zębatego na drugie. Podczas przenoszenia momentu obrotowego z koła zębatego napędzanego na koło zębate zabierane pojawiają się w zazębieniu tych kół siły międzyzębne i naporu, pochodzące od rozkładu ciśnienia na wieńcu koła zębatego. Ciśnienie to zwiększa się stopniowo wzdłuż obwodu koła od wartości w kanale ssawnym do wartości ciśnienia w kanale tłocznym. Obie siły działają w punkcie przyporu, który przemieszcza się po linii przyporu. W trakcie pracy hydraulicznej pary zębatej na koła zębate działają dwa podstawowe obciążenia:

- ciśnienie hydrostatyczne,
- siła międzyzębna, będąca rezultatem zazębienia koła napędzanego i zabieranego.



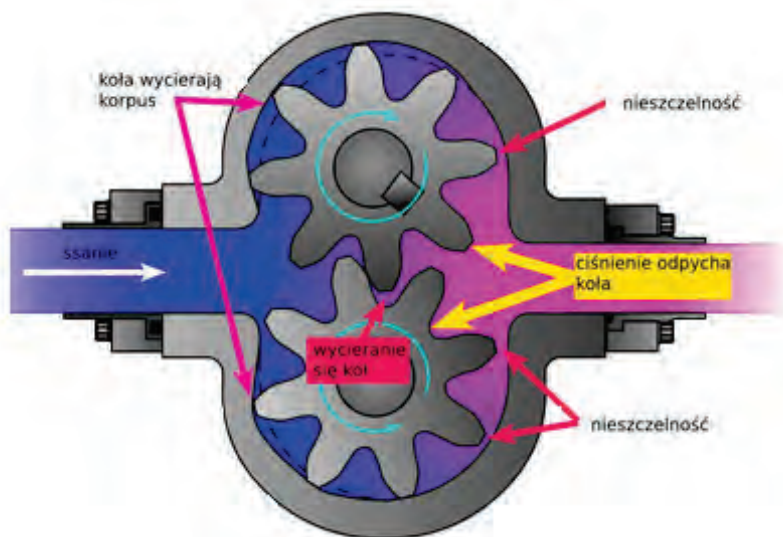
Rys. 2.29. Hydrauliczna para zębata o zazębieniu zewnętrznym ewolwentowym i zębach prostych

Działanie sił w dowolnym punkcie przyporu można sprowadzić do działania sił w biegunie zazębienia (centralnym punkcie zazębienia). Ząb związany z kołem napędzanym oddziałuje z siłą międzyzębną na ząb związany z kołem zabieranym. Oba koła obracają się wokół ustalonych osi obrotu. Siła działa wzdłuż linii przyporu, która jest nachylona do osi poziomej pod kątem przyporu α_w . Maksymalne wartości obu tych obciążeń pojawiają się w momencie wystąpienia dwuparowego przyporu zębów. W chwili połączenia przestrzeni zasklepionej z obszarem ssawnym następuje gwałtowny spadek siły międzyzębnej, wynikający ze zmiany położenia punktu styku zębów, który szczelnie oddziela obszar ssawny od tłocznego. Ciśnienie wytworzone

przez tłoczną część hydraulicznej pary zębatej odpycha koła zębate w kierunku przeciwnym do powstającego ciśnienia, doprowadzając do ciągłego tarcia kół o korpus obudowy, a tym samym do ścierania się zarówno kół, jak i samej obudowy (rys. 2.30). Z czasem prowadzi to do coraz większych przecieków wewnętrznych (nieszczelności) hydraulicznej pary zębatej, tj. do zwiększonych strat objętościowych (wolumetrycznych).

W pompach zębatych występują przecieki wewnętrzne, których źródłem są trzy typy szczelin: czołowe, obwodowe, międzyzębne.

Szczeliny czołowe mają kształt pierścieni o średnicach: zewnętrznej równej średnicy koła stóp zębów i wewnętrznej równej średnicy czopa koła zębatego. Przecieki w szczelinach czołowych płyną promieniowo do łożysk, a następnie przez łożyska, zapewniając ich smarowanie i chłodzenie. Luz szczeliny czołowej (luz osiowy), zawiera się w przedziale od 0,02 mm do 0,10 mm. Kasowanie luzów osiowych między elementami hydraulicznej pary zębatej polega na doprowadzaniu do niej z przestrzeni tłocznej ciśnienia cieczy hydraulicznej.



Rys. 2.30. Schemat hydraulicznej pary zębatej z miejscami jej destrukcji

Szczeliny obwodowe mają kształt przestrzeni utworzonej między powierzchnią wytoczenia w kadłubie hydraulicznej pary zębatej a powierzchnią wałków głów zębów koła zębatego. Luz szczeliny obwodowej ma na ogół zmienną wartość na całym obwodzie. Wynika to z przesunięć kół zębatych pod wpływem ciśnienia w stronę przestrzeni ssawnej w granicach luzu łożyskowego. Przecieki w szczeli-

nach obwodowych płyną od strony przestrzeni tłocznej do ssawnej w wyniku różnicy ciśnień między tymi przestrzeniami. Luz szczeliny obwodowej (luz promieniowy) zawiera się w przedziale od 0,02 mm do 0,08 mm.

W pracy [65] przedstawiono wyniki analizy strukturalnej pary kół zębatach o zarysie ewolwentowym i 12 zębach prostych, będących jednymi z głównych elementów składowych pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym PGM620 firmy Parker Hannifin. Koła, ze względu na wysokie obciążenia, jakim są poddawane, zostały wykonane ze stali konstrukcyjnej stopowej do nawęglania o podwyższonej wytrzymałości 17HNM. W wyniku przeprowadzenia analizy strukturalnej otrzymano rozkłady naprężeń i odkształcenia występujące w badanej konstrukcji. Największe naprężenia występowały w strefie kontaktu kół zębatach, co wynika z obecnych w tym obszarze nacisków Hertza. Ich maksymalna wartość wynosiła 515 MPa i oscylowała w tych granicach na całej długości styku. Poza płaszczyznę kontaktu, naprężenia o wartości maksymalnej równej 100 MPa zaobserwowano na stopie zęba koła zabieranego (biernego) będącego w zazębieniu, co wynika z obciążenia kół ciśnieniem.

2.3. Charakterystyka hydraulicznych par precyzyjnych wg kryterium kinematyki ich ruchu i warunków obciążenia

Mimo różnorodności form konstrukcyjnych oraz różnego przeznaczenia można dokonać klasyfikacji hydraulicznych par precyzyjnych, stosując kryterium warunków obciążenia i kinematyki ich ruchu. Według tego kryterium hydrauliczne pary precyzyjne można podzielić na pięć klas.

Klasa pierwsza obejmuje hydrauliczne pary precyzyjne stosowane w układach regulacyjnych, w których cylindryczny suwak wykonuje ciągły ruch postępowo-zwrotny względem cylindra (tulei) pod działaniem zmiennego ciśnienia cieczy hydraulicznej i sprężyny. Do klasy pierwszej możemy więc zaliczyć zawory redukcyjne i przelewowe, zawory stałego ciśnienia, zawory różnicowe, suwaki regulatorów wydatku, spowalniacze hydrauliczne itp. Hydrauliczne pary precyzyjne zaliczane do klasy pierwszej charakteryzują się następującymi cechami:

- 1) ciągły ruch postępowo-zwrotny suwaka względem cylindra odbywa się na skutek parcia cieczy hydraulicznej i ruchu zwrotnego sprężyny,
- 2) suwak przenosi dwustronne zmienne obciążenie osiowe (siłę) wywołane ciśnieniem cieczy hydraulicznej i sprężyną,
- 3) występujące w parze luzy konstrukcyjne i zmienne obciążenie osiowe suwaka powodują jego przekoszenie względem cylindra, co pociąga za sobą występowanie w miejscach rzeczywistego styku powierzchni roboczych znacznych nacisków,

- 4) duża wrażliwość na drgania suwaka w kierunku osiowym (wywołane pulsacją ciśnienia cieczy hydraulicznej) sprzyja szepianiu powierzchni roboczych w miejscach rzeczywistego styku,
- 5) względna prędkość poślizgu suwaka w stosunku do cylindra oraz jego przyspieszenie zależne są od wartości wydatku cieczy hydraulicznej dopływającej do hydraulicznej pary precyzyjnej, sztywności sprężyny i masy suwaka,
- 6) duża wrażliwość na obecność w cieczy hydraulicznej cząstek twardych, powodujących zwiększone tarcie w parze, blokowanie suwaka lub nieszczelność pary precyzyjnej,
- 7) niesprawności pary precyzyjnej wywołane są przede wszystkim wzrostem sił tarcia między współpracującymi powierzchniami roboczymi.

Do klasy drugiej zalicza się hydrauliczne pary precyzyjne stosowane w układach rozdzielczych, w których cylindryczny suwak wykonuje liniowy, okresowy ruch postępowo-zwrotny względem cylindra z małym przemieszczeniem. Ruch suwaka realizowany jest w wyniku zadziałania jednostronnego ręcznego lub elektromagnetycznego układu sterującego. Do tej klasy zaliczają się pary suwakowe we wzmacniaczach hydraulicznych, zaworach rozdzielczych i przetwornikach hydraulicznych. Hydrauliczne pary precyzyjne z tej klasy charakteryzują się następującymi cechami:

- 1) ruch suwaka nie zależy od wydatku cieczy hydraulicznej dopływającej do hydraulicznej pary precyzyjnej,
- 2) podczas okresowego spoczynku suwaka względem cylindra występuje ciągły przepływ cieczy hydraulicznej przez luzy elementów pary,
- 3) względna prędkość poślizgu suwaka w stosunku do cylindra oraz jego przyspieszenie zależne są od wartości sygnału sterującego,
- 4) suwak nie jest obciążony jednostronnie siłą osiową od ciśnienia cieczy hydraulicznej, ponieważ jest ona doprowadzana do kanałów rozdzielczych w tulei,
- 5) suwak nie ma możliwości wykonywania drgań w kierunku osiowym w przypadku wystąpienia pulsacji ciśnienia cieczy hydraulicznej (nie występuje szepianie powierzchni roboczych w miejscach rzeczywistego styku),
- 6) w parze występują nie zrównoważone siły hydrostatyczne dociskające suwak do tulei, które sprzyjają jego mechanicznemu zaklinowaniu,
- 7) duża wrażliwość na obecność w cieczy hydraulicznej twardych cząstek, powodujących zwiększone tarcie w mechanizmie lub blokowanie suwaka,
- 8) niesprawności hydraulicznej pary suwakowej klasy drugiej związane są z naruszeniem stabilności sił tarcia lub zużyciem elementów pary.

Klasa trzecia zawiera hydrauliczne pary precyzyjne stosowane w układach rozdzielczych, w których suwak płaski wykonuje okresowy ruch obrotowy względem kadłuba zespołu z małym przemieszczeniem. Ruch suwaka płaskiego inicjowany

jest zadziałaniem jednostronnego ręcznego lub elektromagnetycznego układu sterującego. Do klasy trzeciej można zaliczyć pary suwakowe we wzmacniaczach hydraulicznych z tarczami rozdzielczymi i w zaworach rozdzielczych z tarczami rozdzielczymi. Charakteryzują się następującymi cechami:

- 1) ruch suwaka nie zależy od wydatku cieczy hydraulicznej dopływającej do hydraulicznej pary precyzyjnej,
- 2) suwak do kadłuba dociskany jest siłą sprężyny i ciśnieniem cieczy hydraulicznej,
- 3) podczas okresowego spoczynku suwaka względem cylindra występuje ciągły przepływ cieczy hydraulicznej przez luzy elementów pary,
- 4) względna prędkość poślizgu suwaka w stosunku do cylindra oraz jego przyspieszenie zależne są od wartości sygnału sterującego,
- 5) suwak nie jest obciążony siłą osiową od ciśnienia cieczy hydraulicznej, ponieważ jest ona doprowadzana do kanałów rozdzielczych w kadłubie,
- 6) suwak nie ma możliwości wykonywania drgań w kierunku osiowym w przypadku wystąpienia pulsacji ciśnienia cieczy hydraulicznej (nie występuje szepianie powierzchni roboczych w miejscach rzeczywistego styku),
- 7) duża wrażliwość na obecność w cieczy hydraulicznej małych cząstek twardych, powodujących zwiększone tarcie w mechanizmie,
- 8) niesprawności par suwakowych klasy trzeciej związane są z naruszeniem stabilności sił tarcia lub zużyciem elementów pary.

Do klasy czwartej zalicza się nurnikowe i tłoczkowe hydrauliczne pary precyzyjne stosowane w pompach lub obrotowych silnikach hydraulicznych. Charakteryzują się następującymi cechami:

- 1) ciągłym ruchem postępowo-zwrotnym nurników lub tłoczków względem cylindra, o skoku od kilku milimetrów do kilku centymetrów, z prędkością wynikającą z krotności prędkości obracania się układu unoszenia (wał napędowego),
- 2) duże naciski promieniowe między nurnikiem (tłoczkiem) i powierzchnią cylindra,
- 3) duże obciążenia kontaktowe powierzchni czołowej nurnika i powierzchni elementu sterującego,
- 4) praca w warunkach złożonego skojarzenia działających obciążeń i wzajemnego przemieszczania współpracujących powierzchni tarciovych, z ich względnym poślizgiem, przy gwałtownie zmieniającej się, w zależności od kąta obrotu wirnika, prędkości poślizgu,
- 5) duża wrażliwość na obecność w cieczy hydraulicznej małych cząstek twardych, powodujących zwiększone tarcie w parze nurnik–cylinder lub blokowanie nurnika,

- 6) niesprawności par nurnikowych i tłoczkowych związane są zarówno z rozwijającym się procesem zużycia powierzchni roboczych w kinematycznych węzłach tarciovych, jak również z uszkodzeniem powierzchni czół nurników.

Klasa piąta obejmuje hydrauliczne pary precyzyjne stosowane w układach regulacyjnych, w których cylindryczny suwak wykonuje jednocześnie ruch postępowo-zwrotny w kierunku osiowym i ruch obrotowy z prędkością obrotową dochodzącą do kilku tysięcy obrotów na minutę. Do tej klasy zalicza się suwakowe hydrauliczne pary precyzyjne regulatorów prędkości obrotowej. Charakteryzują się następującymi cechami:

- 1) suwak przenosi dwustronne zmienne obciążenie osiowe (siłę) wywołane ciśnieniem cieczy hydraulicznej, działaniem sprężyny i sił odśrodkowych ciężarków regulatora,
- 2) duża prędkość poślizgu podczas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej,
- 3) duża wrażliwość na drgania suwaka w kierunku osiowym (wywołane pulsacją ciśnienia cieczy hydraulicznej) sprzyja szczepianiu powierzchni roboczych w miejscach rzeczywistego styku,
- 4) względna prędkość poślizgu suwaka w stosunku do cylindra oraz jego przyspieszenie zależne są od wartości wydatku cieczy hydraulicznej dopływającej do hydraulicznej pary precyzyjnej, sztywności sprężyny i sił odśrodkowych ciężarków regulatora,
- 5) duża wrażliwość na obecność w cieczy hydraulicznej cząstek twardych, powodujących zwiększone tarcie w parze i blokowanie suwaka,
- 6) niesprawności pary precyzyjnej wywołane są przede wszystkim wzrostem sił tarcia między współpracującymi powierzchniami roboczymi.

2.4. Warunki pracy i obciążenie węzła uszczelniającego

Węzły uszczelniające urządzeń hydraulicznych są to elementy zapewniające szczelność między przestrzeniami i kanałami w połączeniach ruchomych i nieruchomych tych urządzeń. Uszczelnienia urządzeń hydraulicznych zapobiegają przeciekom (nieszczelnościom) wewnętrznym cieczy hydraulicznej, jak i wyciekom z nich cieczy hydraulicznej na zewnątrz urządzenia hydraulicznego. Dlatego też są to uszczelnienia stykowe, tj. element uszczelniający styka się z powierzchniami uszczelnianego ciała sztywnego. Węzeł uszczelniający tworzy specyficzną parę cierną, która charakteryzuje się sposobem tworzenia się powierzchni styku elementów węzła uszczelniającego (rodzajem styku) oraz odpowiadającej mu postaci zużycia krawędzi uszczelniającej. Współczesna technika uszczelniania urządzeń hydraulicznych polega na stosowaniu elastycznych pierścieni. Zastosowanie uszczelnień

elastycznych zapewnia przy zetknięciu się powierzchni powstanie, kosztem odkształcenia pierścienia, określonego nacisku stykowego, powodującego szczelne przyleganie uszczelnienia elastycznego do wszystkich nierówności powierzchni przeciwległego ciała sztywnego. Z faktu odkształcania się pierścienia uszczelniającego wynika zmienne położenie obszaru styku na krawędzi uszczelniającej wzdłuż obwodu. W rezultacie dochodzi do ciągłej zmiany wartości nacisku stykowego w kierunku obwodowym. Wynika z tego, że o całkowitym oporze tarcia uszczelnienia oraz stopniu zużycia krawędzi uszczelniającej decydują lokalne warunki styku pomiędzy uszczelką i elementami węzła.

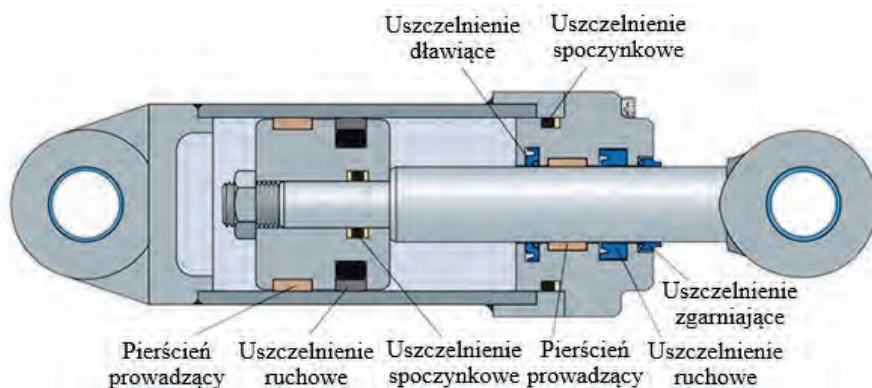
Ze względu na różnorodność urządzeń hydraulicznych (pompy, zawory, silniki hydrauliczne) również uszczelnienia do tych urządzeń różnią się pomiędzy sobą pod względem zakresu pracy i funkcji. W urządzeniach hydraulicznych stosowane są uszczelnienia do połączeń statycznych (spoczynkowych) i uszczelnienia do połączeń dynamicznych (ruchowych). Uszczelnienia spoczynkowe to takie, w których powierzchnie tworzące szczelinę stykają się ze sobą i nie przemieszczają się względem siebie. Jedyne możliwy ruch, jaki może się pojawić, wynika ze sztywności łączonych elementów oraz właściwości materiału stosowanego na uszczelnienie. W połączeniach dynamicznych (ruchowych) stosowane są uszczelnienia dla części wykonujących ruch obrotowy i dla części wykonujących ruch posuwisty prostoliniowy. Do uszczelnienia części poruszających się względem siebie ruchem prostoliniowym lub obrotowym stosuje się powszechnie pierścienie uszczelniające, najczęściej wykonane z gumy. Pierścienie te mają różne kształty przekroju, dobierane w zależności od kształtu i wymiaru części uszczelnianych, wartości ciśnienia i innych względów konstrukcyjnych [18,55,71]. Cechą charakterystyczną uszczelnienia pracującego w warunkach ruchu obrotowego jest to, że ten sam obszar powierzchni uszczelniającej pierścienia ślizgowego, np. wału pompy hydraulicznej, styka się cały czas z tym samym obszarem elementu uszczelniającego. Prędkość obrotowa może osiągnąć bardzo duże wartości, co powoduje duże obciążenie cieplne powierzchni trących o siebie.

Wśród uszczelnień dedykowanych do urządzeń hydraulicznych, zarówno do połączeń statycznych (spoczynkowych), jak i do połączeń dynamicznych (ruchowych), występują [6,18,55,71]:

- uszczelnienia zgarniające. Pierścienie zgarniające chronią elementy urządzenia hydraulicznego przed przedostaniem się do nich zanieczyszczeń;
- uszczelnienia dławicowe. Ze względu na ciągłą zmianę powierzchni tłoczyska ten rodzaj uszczelki narażany jest na bardzo trudne warunki pracy. Ponadto właściwe uszczelnienie dławicy jest bardzo istotne dla właściwego funkcjonowania siłownika hydraulicznego;

- uszczelnienia (pierścienie) prowadzące. Uszczelnienia te zabezpieczają kontakt metalu z metalem. Tego typu pierścienie prowadzące absorbują także obciążenia pojawiające się podczas pracy urządzenia.

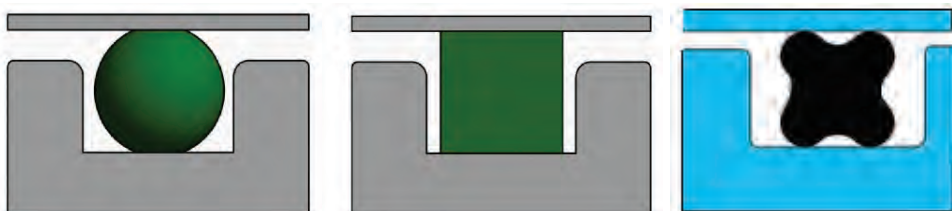
Przykładem różnorodności stosowanych uszczelnień w urządzeniach hydraulicznych jest siłownik hydrauliczny (rys. 2.31), który jest elementem zamieniającym energię ciśnienia hydrostatycznego cieczy hydraulicznej na energię mechaniczną ruchu postępowo-zwrotnego.



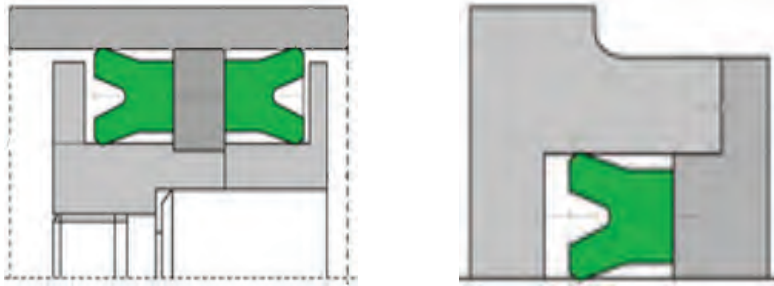
Rys. 2.31. Siłownik hydrauliczny z uwzględnieniem rodzajów uszczelnień

W siłownikach hydraulicznych stosuje się szereg różnorodnych uszczelnień spoczynkowych i ruchowych (rys. 2.31), jak pierścienie zgarniające, prowadzące i oporowe, uszczelnienia tłoków i tłoczysek.

Elementy uszczelniające urządzeń hydraulicznych mają różnorodne kształty i układy. Największe zastosowanie w urządzeniach hydraulicznych znalazły uszczelnienia typu o-ring (rys. 2.32), x-ring (rys. 2.32) i U (rys. 2.33). Stosuje się je zarówno w uszczelnieniach spoczynkowych, jak i ruchowych [74].

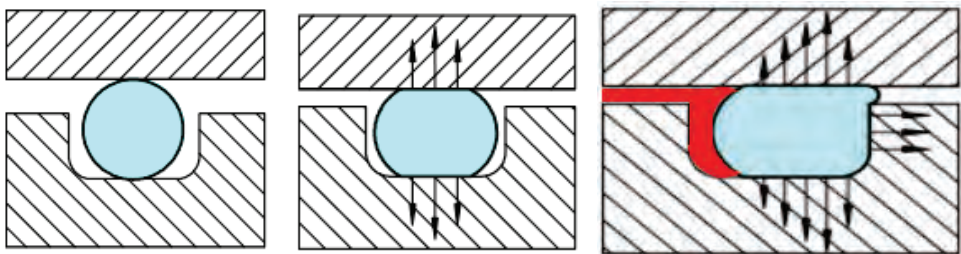


Rys. 2.32. Uszczelnienia typu o-ring o przekroju okrągłym i kwadratowym oraz typu x-ring (q-ring)



Rys. 2.33. Uszczelnienia typu U

O-ring (rys. 2.32) to uszczelnienie stosowane do zaciskowego uszczelniania węzłów w połączeniach ruchowych i spoczynkowych. Charakteryzuje się kształtem zamkniętego pierścienia o kołowym lub kwadratowym przekroju. Może pracować w ruchu posuwisto-zwrotnym, oscylacyjnym oraz obrotowym, jako uszczelnienie obustronnego działania. Pierścień ten jest wytwarzany z materiału elastomerowego, czyli gumy mającej własności elastosprężyste. Zakres stosowania o-ringów o różnych twardościach zależy od takich czynników, jak ciśnienie środowiska roboczego i szerokość szczeliny. Zakres pracy temperatury o-ringów wynosi od -40 do $+200^{\circ}\text{C}$ [18,74]. Działanie uszczelniające o-ringa uzyskiwane jest poprzez elastyczne odkształcenie jego przekroju w odpowiednio ukształtowanej przestrzeni montażowej (rowku). Po zamontowaniu o-ringa w rowku uszczelniającym, jego przekrój poddawany jest ściskaniu stykowemu i odkształca się sprężysto. Przekrój kolisty, zmieniając się w owalny zamyka szczelinę przy powierzchni uszczelniającej lub stykowej oraz przy dnie rowka (rys. 2.34).

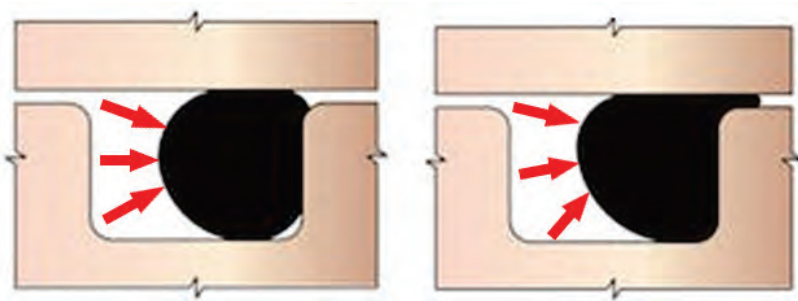


Rys. 2.34. Rozkład sił uszczelniających w o-ringu bez ciśnienia i pod ciśnieniem

W ten sposób powstaje spłaszczenie konieczne do uzyskania efektu uszczelniającego. Na powierzchni styku wytwarzany jest pewien początkowy nacisk kontaktowy (naprężenie wstępne), który decyduje o nieprzepuszczalności uszczelnienia w węźle przy braku ciśnienia. Zacisk wstępny wyznaczany jest jako stosunek śred-

nicy przekroju poprzecznego uszczelki do głębokości rowka. Po zamontowaniu pierścienia uszczelniającego o przekroju okrągłym w rowku uszczelniającym jego przekrój poprzeczny jest generalnie ściskany i odkształcany od 6% do 30%. Dlatego w uszczelkach do zastosowania statycznego naprężenie początkowe wynosi zazwyczaj od 15% do 30%. Uszczelnienie dynamiczne przyjmuje mniejszą wartość współczynnika ściskania. Dzieje się tak, ponieważ kauczuk syntetyczny musi być ściskany w niskich temperaturach. Dlatego należy zastosować wstępne ściśnięcie pierścieni uszczelniających o przekroju okrągłym w celu skompensowania skurczu w niskich temperaturach. W przypadku zastosowania dynamicznego naprężenie początkowe wynosi zazwyczaj od 6% do 20%, przy czym najlepszym rozwiązaniem zmniejszającym naprężenie początkowe jest zastosowanie większej głębokości rowka. Ściskanie średnicowe powoduje powstanie siły tarcia pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a rowkiem, który utrzymuje go w ustalonym położeniu. O-ring bez oddziaływania na niego ciśnienia cieczy hydraulicznej całkowicie uszczelnia węzeł uszczelniający przed wyciekami, aż do momentu, gdy wzrost ciśnienia cieczy hydraulicznej wytworzy siłę wystarczającą do pokonania tarcia pomiędzy pierścieniem uszczelniającym a rowkiem.

Pod działaniem ciśnienia siły pochodzące od zacisku wstępnego i ciśnienia nakładają się na siebie, tworząc wypadkową siłę uszczelniającą rosnącą wraz ze zwiększającym się ciśnieniem (rys. 2.35). Pod wpływem ciśnienia o-ring ma własności zbliżone do cieczy o dużym napięciu powierzchniowym. Dzięki temu ciśnienie rozkłada się w nim równomiernie we wszystkich kierunkach. Po wywarcu wystarczającej siły o-ring przesuwają się w kierunku strony o niskim naprężeniu i dociera do boku rowka.

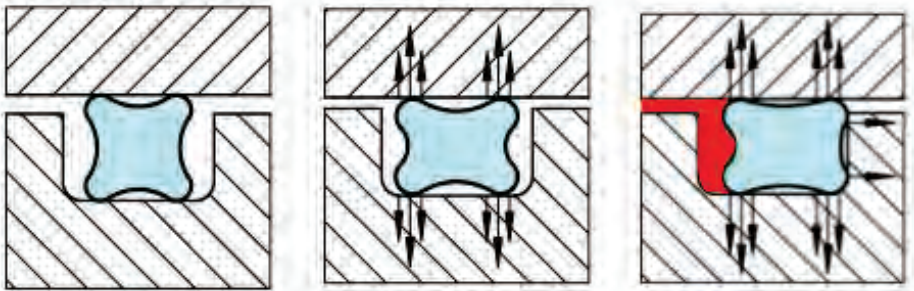


Rys. 2.35. Odkształcanie się pierścienia uszczelniającego pod działaniem ciśnienia cieczy hydraulicznej

Dalszy wzrost siły lub naprężenia odkształca o-ring w kierunku szczeliny wytłaczanej. Pierścień o-ring odkształca się głównie w kształt litery D. Wraz ze wzrostem naprężenia następuje odkształcenie pierścienia i wytłaczanie jego części

w szczelinę wytłaczającą węzła uszczelniającego. To odkształcenie zwiększa powierzchnię styku do 70–80% pierwotnego przekroju poprzecznego. Pod dużym naprężeniem powierzchnia styku o-ringu jest w przybliżeniu dwukrotnie większa niż w przypadku pierwotnej geometrii bez naprężeń [74,79]. Po zwolnieniu naprężenia elastyczność elementu elastomerowego pozwala o-ringowi powrócić do swojej pierwotnej formy.

W węzłach uszczelniających o bardziej złożonych konstrukcjach oraz tam, gdzie wymagana jest szczelność w dużym zakresie ciśnienia, mają zastosowanie uszczelnienia typu x-ring (rys. 2.36). X-ring (q-ring) jest uszczelnieniem zaciskowym z dodatkowym doszczelnieniem ciśnieniowym wynikającym z jego kształtu, tj. istnienia elementów wargowych. Ciągłe smarowanie w przestrzeni międzywargowej, co jest istotne dla dynamicznego uszczelnienia, powoduje korzystny rozkład naprężeń powierzchniowych i obwodowych. X-ring cechuje się wysoką stabilnością w zastosowaniach dynamicznych, tj. przesuwając się, ślizga się w rowku, bez tocznienia i skręcania. X-ring może pracować w ruchu posuwisto-zwrotnym, oscylacyjnym oraz obrotowym, jako uszczelnienie obustronnego działania. Zacisk wstępny uszczelnienia x-ring powoduje pojawienie się siły uszczelniającej działającej promieniowo lub poosiowo.



Rys. 2.36. Rozkład sił uszczelniających w uszczelnieniu x-ring bez ciśnienia i pod ciśnieniem

Na rys. 3.36 przedstawiono rozkład sił uszczelniających w uszczelnieniu x-ring bez ciśnienia i pod ciśnieniem. Pod działaniem ciśnienia siły pochodzące od zacisku wstępnego i ciśnienia nakładają się na siebie, tworząc wypadkową siłę uszczelniającą rosnącą wraz ze zwiększającym się ciśnieniem. Pod wpływem ciśnienia uszczelnienie zachowuje się podobnie jak ciecz o dużym napięciu powierzchniowym. Dzięki temu ciśnienie rozkłada się w nim równomiernie we wszystkich kierunkach.

Innym często spotykanym rozwiązaniem są uszczelki typu U (rys. 2.33). Uszczelki te mają profil w kształcie litery U, zawierający zewnętrzną statyczną

wargę uszczelniającą i wewnętrzną dynamiczną wargę uszczelniającą. Ich charakterystyczny kształt umożliwia wykorzystywanie m.in. w urządzeniach opartych na ruchu posuwisto-zwrotnym np. do zabezpieczenia tłoka w siłownikach hydraulicznych. Kształt pierścienia typu U jest odmienny od pozostałych uszczelnień wargowych, lecz zasada działania jest podobna. Mechanizm uszczelniania polega na zaciśnięciu warg uszczelniających na powierzchniach współpracujących części.

Współczesna technika uszczelnień urządzeń hydraulicznych, które muszą być dostosowane do różnych wymagań aplikacyjnych, wykorzystuje szeroką gamę materiałów charakteryzujących się różnymi właściwościami. Zastosowanie konkretnego materiału na uszczelnienie uwzględnia warunki, w jakich będzie pracować urządzenie, zwłaszcza temperaturę oraz rodzaj cieczy hydraulicznej [76]. W uszczelnkach pracujących zarówno spoczynkowo, jak i ruchowo, stosowanych w urządzeniach hydraulicznych, można znaleźć wiele różnych typów elastomerów, takich jak [18,74,79,141-143]:

- kauczuk akrylonitrylo-butadienowy (guma NBR). Kopolimer ten, wytwarzany z akrylonitrylu i butadienu charakteryzuje się dobrymi właściwościami mechanicznymi, wysoką wytrzymałością na rozciąganie, niską przepuszczalnością gazów, niską podatnością na ściskanie oraz wysoką odpornością na ciecze robocze. Guma NBR może pracować w szerokim zakresie temperatur od -40°C do $+100^{\circ}\text{C}$ oraz krótkotrwale do 120°C ;
- politetrafluoroetylen (teflon PTFE). Charakteryzuje się doskonałą odpornością na ścieranie, wysoką wytrzymałością termiczną, odpornością na działanie szkodliwych związków chemicznych, niskim współczynnikiem tarcia, udurowieniem (doskonale radzi sobie z obciążeniami uderzeniowymi), świetnymi właściwościami ślizgowymi, a także wysoką stabilnością termiczną, odpornością na działanie temperatury od -150°C do $+260^{\circ}\text{C}$ oraz wysoką temperaturą topnienia ($+320^{\circ}\text{C}$);
- poliuretan (PU). Jest termoplastycznym elastomerem poliuretanowym. Cechuje się dużą wytrzymałością na ścieranie oraz rozdzielanie, wysoką elastycznością w całym zakresie twardości, a także niskim odkształceniem trwałym przy ścisłaniu. PU jest odporny na: oleje i smary mineralne i silikonowe. Zakres temperatury pracy poliuretanu wynosi od -40°C do $+100^{\circ}\text{C}$;
- kauczuk fluorowy (FKM). Jest odporny na wysokie temperatury, oleje, smary mineralne, kwasy, paliwa, siarczany, chlorki, amoniak, węglowodory aromatyczne (np. ksylene), ozon oraz warunki atmosferyczne. Natomiast nie jest odporny na bezwodny amoniak, ługi sodowe, potasowe, aminy i kwasy organiczne. Uszczelnienia FKM charakteryzują się niepalnością oraz niewielką przepuszczalnością gazów, minimalnym spadkiem

swojej wagi w warunkach próżni, stabilnością wymiarów oraz właściwościami samosmarującymi. Temperaturowy zakres pracy uszczelnień z FKM wynosi od -25°C do $+200^{\circ}\text{C}$, oraz krótkotrwale do temperatury $+230^{\circ}\text{C}$.

Elastomery to naturalne lub syntetyczne polimery posiadające właściwości elastyczne. Łańcuchy molekularne tworzące elastomery są utrzymywane razem przez słabe siły międzycząsteczkowe. Generalnie mają niski moduł Younga i wysoką granicę plastyczności. Mają także wyjątkową właściwość odzyskiwania pierwotnego kształtu i rozmiaru po rozciągnięciu lub ściśnięciu.

Zaprezentowane powyżej materiały na uszczelnienia urządzeń hydraulicznych charakteryzują się:

- odpornością chemiczną na uszczelniany czynnik. Oznacza to, że czynnik nie zmienia ich właściwości, nie penetruje w głąb materiału lub nie wypłukuje z nich komponentów;
- odpornością termiczną i mechaniczną. Oznacza to, że nie zmieniają one właściwości w wyższej temperaturze (np. starzenie), nie ulegają dezintegracji;
- możliwie małym pełzaniem i relaksacją;
- ściśliwością i powrotem sprężystym. Ściśliwość materiału to jego zdolność do odkształcania się pod wpływem przyłożonego obciążenia. Im większa ściśliwość tym większa zdolność wypełnienia nierówności powierzchni kołnierza przez uszczelnienie. Powrót sprężysty to zdolność materiału do odzyskania pierwotnego wymiaru podczas jego odciążania. Wyznaczana jest eksperymentalnie;
- możliwie małą przepuszczalnością.

Węzeł uszczelniający urządzenia hydraulicznego tworzy specyficzną parę cierną, niemającą wielu odpowiedników pośród innych par ciernych, w której do powstania powierzchni styku dochodzi w rezultacie rozciągnięcia, ugięcia oraz przemieszczenia poosiowego pierścienia uszczelniającego. Teoretyczne ustalenie szerokości styku, jego położenia na krawędzi uszczelniającej oraz wartości nacisku stykowego jest często niemożliwe. Stosując kryterium warunków obciążenia i kinematyki ruchu, uszczelnienia w węźle uszczelniającym urządzeń hydraulicznych charakteryzują się następującymi cechami:

- w uszczelnieniu istnieje permanentne obciążenie. Osadzenie uszczelnienia na powierzchni uszczelnianego ciała sztywnego powoduje wytworzenie w niej początkowego nacisku kontaktowego (naprężenia wstępnego);
- położenie obszaru styku na krawędzi uszczelniającej oraz na powierzchni uszczelnianego ciała sztywnego ustala się samoczynnie podczas montażu uszczelnienia na ciało sztywne i zależy od wielu zmiennych;

- wartość i rozkład nacisku na obwodzie uszczelnienia zależą od położenia obszaru styku na krawędzi uszczelniającej. Położenie obszaru styku zarówno na krawędzi uszczelniającej, jak i względem płaszczyzny przekroju uszczelnianego ciała sztywnego jest zmienne w kierunku obwodowym. Zmienność położenia obszaru styku na krawędzi uszczelniającej powoduje zmienność rozkładu nacisku stykowego.

Niesprawności węzłów uszczelniających związane są z naruszeniem w nich stabilności sił tarcia lub zestarzeniem (zużyciem) elastomeru i najczęściej wynikają z:

- oddziaływania na uszczelnienie ekstremalnej temperatury powodującej jej nieodwracalną degradację polegającą na powstawaniu pęknięć, rozwarstwień, twardnieniu, kruszeniu się i puchnięciu;
- niepożądanej reakcji chemicznej materiału uszczelnień z cieczą roboczą (olejem hydraulicznym), doprowadzając do ich przedwczesnej degradacji;
- częstego oddziaływania na uszczelnienie ciśnienia roboczego powyżej nominalnego.

CIECZ HYDRAULICZNA JAKO ELEMENT KONSTRUKCYJNY NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO I JEJ WŁAŚCIWOŚCI

3.1. Funkcje cieczy hydraulicznych i wymagania im stawiane

Nośnikiem energii w napędzie hydrostatycznym jest ciecz hydrauliczna, nazywana także czynnikiem roboczym. Ciecz hydrauliczna w czasie działania napędu hydrostatycznego znajduje się w fazie ciekłej (płynnej) i poprzez zmianę swoich parametrów umożliwia przenoszenie mocy, sygnału sterującego oraz wypełnienie funkcji konstrukcyjno-eksploatacyjnych (np. smarowanie, chłodzenie). Ciecz hydrauliczna jest elementem kinematycznym przenoszenia mocy lub sygnału sterującego, tj. odgrywa rolę podobną pod względem funkcjonalnym do tej, jaką ma cięgno w napędach mechanicznych.

Dlatego też ciecz hydrauliczną należy uważać za element konstrukcyjny, gdyż jej właściwości wywierają zasadniczy wpływ na trwałość i pracę urządzeń hydraulicznych.

Ciecz hydrauliczna w napędach hydrostatycznych spełnia trzy podstawowe funkcje:

- sterowania, jako nośnik informacji i przenoszenia sygnałów sterujących,
- konstrukcyjną, jako nośnik energii,
- eksploatacyjną, dla zapewnienia właściwego działania urządzeń hydraulicznych tj.:
 - smarowanie powierzchni ruchomych i ich ochrona przed korozją,
 - odprowadzanie ciepła,

- odprowadzanie zanieczyszczeń stałych z urządzeń,
- uszczelnianie bezstykowe.

Ciecz hydrauliczna w czasie pracy w napędzie hydrostatycznym podlega: działaniu ciśnienia i temperatury, utlenianiu tlenem z powietrza, katalitycznemu działaniu metali. Aby ciecz hydrauliczna rzeczywiście mogła spełnić powyższe funkcje, musi mieć określone właściwości zgodne z wymaganiami konkretnego urządzenia hydraulicznego i być dostosowana do warunków, w jakich ma pracować. Ciecz hydrauliczna powinna charakteryzować się nieściśliwością oraz mieć taką płynność, aby możliwe było wydajne przekazywanie mocy przy najmniejszych stratach.

Dlatego ciecz hydrauliczna powinna charakteryzować się następującymi cechami:

- powinna być odporna na zmiany temperatury. Przy zmianie warunków pracy lepkość cieczy powinna zmieniać się nieznacznie ze zmianą temperatury. Opór przepływu i tarcie wewnętrzne cieczy powinny generować jak najmniejsze straty energii (m. in. wydzielanie się ciepła);
- powinna mieć szeroki zakres temperatury pracy. Zapewnia to wysoka temperatura zapłonu oraz niska temperatura krzepnięcia. Z chwilą uzyskania temperatury krzepnięcia lepkość danej cieczy rośnie nieskończenie. Czułość na zmiany temperatury charakteryzuje wskaźnik lepkości. Im wyższy jest wskaźnik lepkości, tym mniejszy spadek lepkości wykazuje dana ciecz w miarę wzrostu temperatury i odwrotnie;
- powinna zachowywać stałą i dobrą smarność i przyczepność w całym zakresie temperatur, w jakim może się znaleźć podczas eksploatacji. Ciecz jest tym lepsza, im bardziej jest zdolna tworzyć na powierzchni metalu bardzo cienką błonę smarującą, szczególnie gdy na powierzchni tarcia działa duże ciśnienie i gdy występują nierówności powierzchni;
- powinna zachowywać jednorodność struktury (stabilność strukturalną). Stabilność strukturalna zmniejsza szybkość starzenia się cieczy hydraulicznej. Węglowodory wchodzące w skład cieczy hydraulicznej mogą ulec przemianom chemicznym pod wpływem ciepła i tlenu zawartego w powietrzu. Proces utleniania może przebiegać szybciej na skutek działania katalizacyjnego niektórych metali, szczególnie miedzi. Prowadzi to do starzenia się cieczy. Obserwując i prowadząc analizę chemiczną cieczy, z uwzględnieniem warunków jej pracy, można dokładnie wyznaczyć czas jej stabilności chemicznej. W celu stwierdzenia oznak starzenia się cieczy należy prowadzić okresową kontrolę jej lepkości i liczby kwasowej;
- nie powinna zawierać ciał stałych mogących zakłócić jej przepływ przez luzy konstrukcyjne urządzenia hydraulicznego, ścierać współpracujące ze sobą powierzchnie, powodować zmiany jej parametrów fizycznych i chemicznych;

- nie powinna powodować korozji części metalowych ani wpływać destrukcyjnie na uszczelnienia elastomerowe. Rozpuszczenie, napężczenie i zmiękczenie uszczeltek, szczególnie wykonanych z materiałów elastomerowych, występuje w obecności węglowodorów aromatycznych. Do wyznaczania zawartości węglowodorów aromatycznych służy punkt anilinowy. Określa on najniższą temperaturę, w której ciecz rozpuszcza się klarownie w takiej samej ilości suchej aniliny;
- powinna być odporna na duże dławienia i zmiany ciśnienia w czasie pracy;
- powinna mieć jak najmniejszą skłonność do wchłaniania powietrza, innych gazów i wody. Zawartość tych domieszek powoduje intensyfikację procesu starzenia się cieczy, wywołuje korozję i zwiększa skłonność do pienienia się cieczy. Zawartość powietrza powoduje również zmianę ściśliwości cieczy;
- powinna być dielektrykiem i mieć własności antymagnetyczne.

3.2. Właściwości fizyko-chemiczne i użytkowe cieczy hydraulicznych

Aby zapewnić poprawne działanie i zakładaną trwałość urządzeń napędów hydrostatycznych, ciecz hydrauliczna powinna mieć własności fizyko-chemiczne i użytkowe niezbędne do wypełnienia funkcji wymienionych w pkt. 3.1. Właściwości fizyko-chemiczne opisywane są przez szereg różnych parametrów i cech, w tym m.in. przez: gęstość, lepkość, ściśliwość, temperaturę płynięcia, ciepło właściwe i przewodność cieplną, punkt anilinowy, liczbę kwasową. Właściwości użytkowe cieczy hydraulicznej opisują z kolei: smarność cieczy, jej zachowanie się wobec powietrza i wody, skłonność do pienienia, odporność na tworzenie emulsji (deemulgowanie), odporność na utlenianie, odporność na ścinanie, oddziaływanie na elastomery.

W niniejszej monografii nie będą omawiane mechanizmy działania dodatków uszlachetniających i smarowościowych do cieczy hydraulicznych. Jest to odrębny dział wiedzy z obszaru chemii i fizyki płynów oraz zjawisk na granicy faz ciało stałe – ciecz.

3.2.1. Właściwości fizyko-chemiczne cieczy hydraulicznych

3.2.1.1. Lepkość cieczy hydraulicznych

Lepkość cieczy jest wynikiem sił tarcia wewnętrznego pomiędzy cząsteczkami cieczy. Siły takie powstają przy ruchu jednej warstwy cieczy wzdłuż drugiej (przy założeniu, że ciecz złożona jest z wielu warstw o bardzo małej grubości). Wskutek

tarcia występującego między cząsteczkami cieczy, poruszająca się cząsteczka pociąga za sobą sąsiadujące cząsteczki tym silniej, im większa jest lepkość. Kolejne warstwy cieczy płyną, nie zakłócając się wzajemnie. Siła na jednostkę powierzchni potrzebna do wprowadzenia w ruch jednej warstwy cieczy względem drugiej określana jest mianem naprężenia ścinającego. Zatem „naprężenie ścinające” możemy opisać jako siłę działającą stycznie do granicy dwóch warstw, przypadającą na jednostkę powierzchni tych warstw. Wspomniane warstwy są pojęciem hipotetycznym, w rzeczywistości zmiana prędkości zachodzi w sposób ciągły, a naprężenia można określić w każdym punkcie płynu. Lepkość jest więc miarą tarcia wewnętrznego cieczy i wynika z oporów stawianych przez cząsteczki cieczy. Ciecz o małej lepkości stawia przy przepływie mniejsze opory niż ciecz o dużej lepkości.

Lepkość cieczy zmienia się wraz ze zmianami temperatury. Kiedy temperatura rośnie, lepkość się zmniejsza, natomiast kiedy temperatura spada, lepkość się zwiększa. Miarą względnego stopnia zmian lepkości wraz ze zmianami temperatury jest wskaźnik lepkości oleju, w skrócie VI (ang. Viscosity Index). Wskaźnik lepkości jest empiryczną, bezwymiarową wartością wykorzystywaną do ilościowego określenia zmian lepkości w funkcji zmian temperatury. Lepkość cieczy o wysokiej wartości VI nie zmienia się tak szybko wraz ze zmianami temperatury, jak w przypadku oleju o niskiej wartości VI. W przypadku mineralnych cieczy hydraulicznych typowy wskaźnik lepkości wynosi od 90 do 110.

Przemieszczanie względem siebie sąsiednich warstw cieczy o powierzchni S , oddległych od siebie o dx , z prędkością v wymaga przewyciężenia oporów stycznych cieczy, tj. siły tarcia F . Proporcjonalność pomiędzy naprężeniem stycznym F/S a gradientem prędkości dv/dx określa się jako lepkość dynamiczną cieczy. Zależność tę wyraża wzór:

$$\frac{F}{S} = \zeta \cdot \frac{dv}{dx}. \quad (3.1)$$

Współczynnik proporcjonalności ζ we wzorze (3.1) nosi nazwę współczynnika lepkości dynamicznej i wyraża naprężenia styczne, jakie występują między warstwami cieczy oddległymi od siebie o 1 m, mierząc w kierunku prostopadłym do kierunku ruchu cieczy, jeśli prędkość wzrośnie o 1 m/s.

Zależność (3.1) opisuje tzw. ciecz newtonowską, to znaczy taką, w której lepkość cieczy w danej temperaturze i pod danym ciśnieniem jest stała. Przekształcając wzór (3.1) tak, aby możliwe było wyliczenie naprężeń stycznych τ pomiędzy warstwami przepływającej cieczy, otrzymamy: $\tau = \pm \zeta \cdot \frac{dv}{dx}$. Przy czym znak „+” odpowiada przyrostowi prędkości v ze wzrostem x , a znak „-” odpowiada spadkowi wartości prędkości v ze wzrostem x . Krzywa płynięcia (graficzna zależność naprężenia ścinającego od prędkości ścinania) płynu niutonowskiego jest linią prostą przechodzącą przez początek układu współrzędnych. Nachylenie tej linii, czyli tangens kąta,

jaki tworzy ona z osią odciętych, równe jest współczynnikowi lepkości dynamicznej płynu.

Jednostką lepkości dynamicznej w układzie SI jest paskalosekunda [$\text{Pa} \cdot \text{s} = \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$], a w układzie CGS puaz [$\text{P} = 10^{-1} \text{Pa} \cdot \text{s} = 10^{-1} \text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$].

W praktyce techniczno-eksploatacyjnej dogodniej jest posługiwać się współczynnikiem lepkości kinematycznej ν , definiowanym jako stosunek współczynnika lepkości dynamicznej ς [$\text{Pa} \cdot \text{s}$] do gęstości cieczy ρ [kg/m^3]:

$$\nu = \frac{\varsigma}{\rho}. \quad (3.2)$$

Jak widać, współczynnik lepkości kinematycznej uwzględnia oprócz lepkości także stosunek sił oporu lepkości do bezwładności cieczy w ruchu.

Jednostką lepkości kinematycznej w układzie SI jest m^2/s^2 , a w układzie CGS stokes [$1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$]. W powszechnym użyciu jest stosowana jednostka centystokes [$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$].

Pomiar lepkości kinematycznej jest znormalizowany [7,92,102]. Do wyznaczania lepkości kinematycznej stosuje się zazwyczaj metody oparte na pomiarze:

- czasu przepływu określonej objętości cieczy przez rurkę kapilarną pod wpływem znanej różnicy ciśnień [7],
- szybkości opadania kulki o odpowiednich wymiarach i znanej gęstości w rurze wypełnionej badaną cieczą [102],
- obrotu cylindra w cieczy [92].

W pomiarze czasu przepływu określonej objętości cieczy przez rurkę kapilarną używa się przeważnie różnego rodzaju lepkościomierzy kapilarnych. Lepkość kinematyczna jest określana na podstawie czasu przepływu określonej objętości cieczy przez kalibrowaną kapilarę w ściśle określonych warunkach pomiaru i w ściśle ustalonej temperaturze, zgodnie ze wzorem:

$$\nu = k \cdot t, \quad (3.3)$$

gdzie: k jest stałą kapilary, a t czasem przepływu cieczy o określonej objętości przez kapilarę.

W pomiarze szybkości opadania kulki o odpowiednich wymiarach i znanej gęstości w rurze wypełnionej badaną cieczą używa się m.in. wiskozymetru Höpplera. Wyznaczanie lepkości tą metodą polega na pomiarze czasu opadania kulki, wykorzystując wzór:

$$\nu = k_k \cdot t \cdot (\rho_k - \rho_c), \quad (3.4)$$

gdzie: k_k jest stałą kulki, t czasem opadania kulki, ρ_k gęstością kulki, a ρ_c gęstością cieczy.

W metodzie wyznaczania lepkości za pomocą obrotu cylindra w cieczy stosuje się wiskozymetry rotacyjne, które mierzą opór lepkościowy na kręcącym się dysku lub cylindrze. W tym przypadku następuje ścinanie badanej próbki o określonej objętości na skutek obrotów elementu pomiarowego. Zasadniczymi elementami wiskozymetru są cylindryczny zbiornik i znajdujący się w nim walec. Pomiędzy walec a cylinder wprowadza się badaną ciecz hydrauliczną o określonej objętości. Cylinder wypełniony cieczą obraca się, podczas gdy zanurzony w niej walec utrzymywany jest nieruchomo. Obrót cylindra powoduje ścinanie badanej próbki cieczy. Miarą naprężenia ścinającego w warstwie cieczy jest moment siły potrzebny do zrównoważenia momentu skręcającego wywieranego przez warstwę płynu na walec. Moment siły określa naprężenia ścinające, natomiast szybkość ścinania jest określana przez prędkość obrotową, tak więc pomiar polega na równoczesnym określeniu prędkości kątowej wirującego cylindra oraz związanego z nim momentu siły działającego na walec. Stosunek pomiędzy momentem obrotowym a prędkością jest interpretowany jako lepkość.

Lepkość cieczy hydraulicznej na ogół zmienia się znacznie wraz z temperaturą, ale różnie dla różnych cieczy. W miarę wzrostu temperatury, w wyniku zwiększania się energii kinetycznej cząsteczek, zmniejszają się siły przyciągania działające między cząsteczkami, efektem czego jest zmniejszenie się tarcia wewnętrznego. Zależność lepkości cieczy od temperatury wyrazić można w postaci wzorów empirycznych [92]:

- Arrheniusa-Guzmanna:

$$\log \zeta = \frac{A}{T} + B, \quad (3.5)$$

gdzie: A i B są stałymi charakterystycznymi cieczy, a T temperaturą w [K],

- Walthera:

$$\log_{10} \log_{10}(\nu + 0,6) = m \cdot \log_{10} T + q, \quad (3.6)$$

gdzie: ν jest lepkością kinematyczną w [mm²/s], m, q są stałymi charakterystycznymi cieczy, a T temperaturą bezwzględną w [K].

W odpowiednich współrzędnych logarytmicznych powyższe zależności są liniami prostymi, lub zbliżonymi do prostych.

Na ocenę zmiany lepkości w funkcji temperatury pozwala wskaźnik lepkości (WL). Obliczanie wskaźnika lepkości jest znormalizowane [102]. Wskaźnik lepkości cieczy hydraulicznej oblicza się na podstawie porównania zmian lepkości serii różnych cieczy hydraulicznych, jednej o wskaźniku lepkości WL=0 (oznaczonej symbolem U), drugiej o wskaźniku lepkości WL=100 (oznaczonej symbolem H).

Ciecze wzorcowe są tak dobierane parami, aby ich lepkość w temperaturze 100°C była jednakowa i taka sama jak cieczy badanej.

Wskaźnik lepkości wyraża wzór:

$$WL = 100 \cdot \frac{L-U}{L-H}, \quad (3.7)$$

gdzie:

L [cSt] – lepkość kinematyczna cieczy wzorcowej (najgorszej) w temperaturze 40°C,

H [cSt] – lepkość kinematyczna cieczy wzorcowej (najlepszej) w temperaturze 40°C,

U [cSt] – lepkość kinematyczna badanej cieczy w temperaturze 40°C.

Im większy jest wskaźnik lepkości danej cieczy hydraulicznej, tym w mniejszym stopniu zmienia się jego lepkość wraz ze zmianą temperatury. Przykładową zależność lepkości cieczy hydraulicznych, w różnych temperaturach, od wskaźnika lepkości przedstawiono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1

Przykładowa zależność lepkości cieczy hydraulicznych, w różnych temperaturach, od wskaźnika lepkości

Lepkość kinematyczna [mm ² /s]		
Temperatura [°C]	Ciecz o wskaźniku WL=100	Ciecz o wskaźniku WL=150
-10	1373	858
0	550	397
+40	46	46
+100	6,76	8,13

W celu określenia lepkości cieczy i wskaźnika lepkości ustalane są temperatury odniesienia. Praktycznie na całym świecie jako temperatury odniesienia przyjęto 40°C i 100°C, a lepkość jest wyrażana w mm²/s. Na tej podstawie oparto klasyfikację lepkościową cieczy hydraulicznych, którą w części odnoszącej się do najczęściej stosowanych klas lepkości przedstawiono w tabeli 3.2.

Tabela 3.2**Najczęściej spotykane klasy lepkości cieczy hydraulicznych wg ISO 3448**

Symbol klasy lepkości	Średnia lepkość kinematyczna w 40°C [mm²/s]	Granice lepkości kinematycznej w 40°C [mm²/s]	
		minimum	maksimum
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110,0
ISO VG 150	150	135,0	165,0

W stałej temperaturze, lepkość cieczy hydraulicznych wzrasta wraz z ciśnieniem, według zależności wykładniczej:

$$\nu = \nu_0 \cdot e^{bp}, \quad (3.8)$$

gdzie:

b – empiryczny współczynnik charakteryzujący zależność lepkości od ciśnienia,

ν_0 – lepkość kinematyczna w warunkach ciśnienia atmosferycznego,

p – ciśnienie w barach.

3.2.1.2. Gęstość cieczy hydraulicznych

Gęstość cieczy hydraulicznych zawiera się pomiędzy 860 kg/m³ a 900 kg/m³. Niektóre ciecze trudnopalne mają niekiedy gęstość powyżej 1000 kg/m³. Warunki techniczne producentów podają gęstość w temperaturze odniesienia: 15°C lub 20°C. W ogólnym przypadku gęstość płynu zależy od czasu, temperatury i ciśnienia. Gęstość zmniejsza się zwykle ze wzrostem temperatury, a zwiększa z podwyższeniem ciśnienia.

Przy niewielkich zmianach temperatury, można przyjąć, że zmiana objętości cieczy ΔV jest zależna od zmiany temperatury według wzoru [90]:

$$\Delta V = V \cdot \chi \cdot \Delta T, \quad (3.9)$$

gdzie χ jest średnim temperaturowym współczynnikiem zmian gęstości i dla olejów mineralnych ma wartość [90]: $\chi = 0,0007 / ^\circ\text{C}$.

Przekształcając wzór (3.9), otrzymuje się wzór pozwalający na obliczenie gęstości w temperaturze T zbliżonej do temperatury 15°C :

$$\rho = \rho_{15} \cdot \frac{1}{1 + \chi \cdot (T - 15)}, \quad (3.10)$$

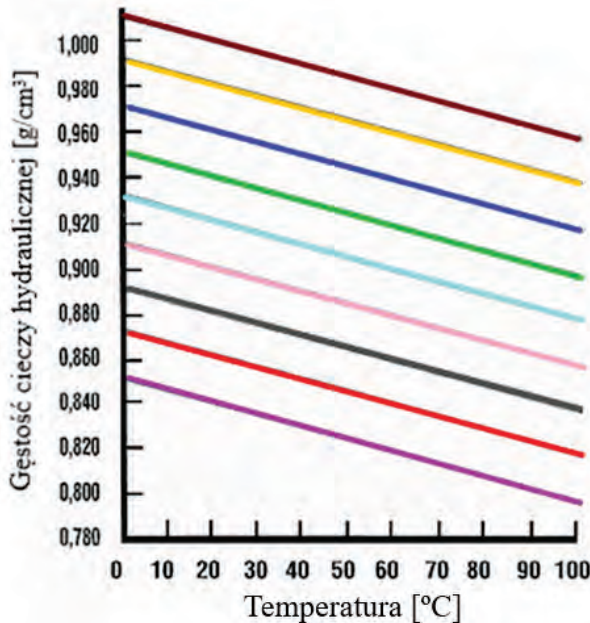
gdzie: ρ_{15} – gęstość w temperaturze 15°C .

Nomogram pozwalający na wyznaczenie gęstości mineralnych cieczy hydraulicznych w temperaturze innej niż 15°C przedstawiono na rys. 3.1.

Podatność na odkształcenie objętościowe cieczy hydraulicznej przy zmianie ciśnienia charakteryzuje jej ścisłość. Ścisłość czystych cieczy hydraulicznych jest niewielka i na ogół nie bierze się jej pod uwagę. Jednakże nie można jej pominąć w zastosowaniach przy wysokich ciśnieniach. Jeżeli ciecz hydrauliczna o objętości V znajduje się pod działaniem ciśnienia p w stałej temperaturze, to zmiana ciśnienia o wartość Δp powoduje zmianę objętości płynu o ΔV według zależności:

$$\Delta V = \kappa \cdot V_0 \cdot \Delta p \quad (3.11)$$

gdzie: κ jest współczynnikiem ścisłości, a V_0 jest początkową objętością cieczy.



Rys. 3.1. Zależność gęstości od temperatury dla mineralnych cieczy hydraulicznych

Współczynnik ściśliwości κ określa wartość względną zmniejszania się objętości cieczy spowodowaną przyrostem w niej ciśnienia. Dla większości cieczy hydraulicznych przyjmuje się wartość współczynnika ściśliwości $\kappa = 6,5 \cdot 10^{-4}$ [1/MPa]. Odwrotnością współczynnika ściśliwości κ jest moduł sprężystości objętościowej cieczy wyrażany wzorem:

$$E_c = \frac{1}{\kappa} \quad (3.12)$$

Przekształcając zależność (3.11), otrzymujemy zależność pozwalającą na obliczenie gęstości pod dowolnym ciśnieniem:

$$\rho = \frac{\rho_{15}}{1 - \kappa \cdot \Delta p} \quad (3.13)$$

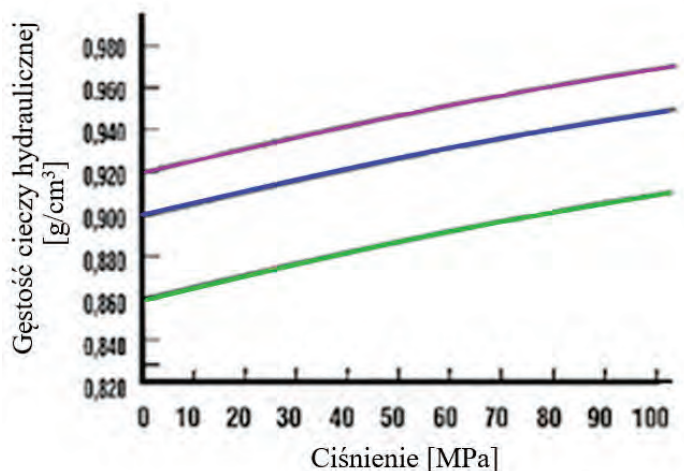
Zależność gęstości od ciśnienia innego niż ciśnienie atmosferyczne dla temperatur 15°C, 50°C i 100°C przedstawiono na rys. 3.2.

Wzrost ciśnienia niezapowietrzonej cieczy hydraulicznej o 10 MPa powoduje zmniejszanie jej objętości o ok. 0,65% w stosunku do jej objętości początkowej.

Zwiększaniu temperatury cieczy hydraulicznej, przy stałym ciśnieniu, towarzyszy wzrost jej objętości ΔV według zależności:

$$\Delta V = \alpha \cdot V_0 \cdot \Delta T \quad (3.14)$$

gdzie: α jest współczynnikiem rozszerzalności objętościowej.



Rys. 3.2. Zależność gęstości cieczy hydraulicznych od ciśnienia dla różnych temperatur

Przekształcając zależność (3.14), otrzymujemy wzór pozwalający na obliczenie gęstości cieczy po jej podgrzaniu, jeśli jest znana jej wartość początkowa ρ_0 :

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \alpha \Delta T} \quad (3.15)$$

Dla większości cieczy hydraulicznych przyjmuje się wartość współczynnika rozszerzalności objętościowej $\alpha = 7 \cdot 10^{-4} [1/^\circ\text{C}]$. Wynika stąd, że przy ogrzaniu cieczy o 1°C jej objętość wzrasta, a gęstość maleje o ok. 0,07%. Przyjmuje się, że wraz ze wzrostem temperatury cieczy hydraulicznej o 10°C jej objętość w stosunku do objętości początkowej wzrasta o ok. 0,65%.

3.2.1.3. Temperatura płynięcia

Wraz z obniżaniem temperatury ciecz hydrauliczna gęstnieje. W określonej temperaturze przestaje płynąć pod wpływem własnego ciężaru. Tę temperaturę nazywamy temperaturą płynięcia. Temperatura płynięcia zależy w szczególności od lepkości cieczy i jej chemicznej struktury. Definitywnie temperatura płynięcia jest najniższą temperaturą, w której obserwuje się płynięcie cieczy hydraulicznej pod wpływem grawitacji, w znormalizowanych warunkach.

Temperatury płynięcia cieczy hydraulicznych różnią się w zależności od surowca użytego do ich wytworzenia. Dla cieczy hydraulicznych wytworzonych na bazie olejów syntetycznych temperatura płynięcia zawiera się w przedziale od -30°C do -50°C , dla cieczy wytworzonych na bazie olejów z rop naftenowych od -20°C do -40°C , a dla cieczy wytworzonych na bazie olejów z rop parafinowych od -9°C do -15°C . Parafinowa ciecz hydrauliczna gęstnieje tym łatwiej, im łatwiej wydzielają się kryształy parafin, tworząc w cieczy struktury, które przeszkadzają płynięciu. Dodatki uszlachetniające (depresatory) pozwalają na znaczne obniżenie temperatury płynięcia cieczy otrzymanych z rop parafinowych.

3.2.1.4. Ciepło właściwe i przewodność cieplna

Podczas pracy napędu hydrostatycznego następuje wydzielanie się ciepła, np. na skutek oporów przepływu cieczy hydraulicznej, co prowadzi do wzrostu jej temperatury. Wzrost temperatury cieczy zależy od jej własności cieplnych określonych przez ciepło właściwe oraz współczynnik przewodzenia ciepła.

Ciepło właściwe C_w jest stosunkiem ilości ciepła $\Delta\Psi$ pobranego przez jednostkę masy cieczy do przyrostu temperatury ΔT , podczas tej przemiany:

$$C_w = \frac{\Delta\Psi}{\Delta T} \quad (3.16)$$

Ciepło właściwe jest więc ilością ciepła, jaka potrzebna jest do ogrzania jednego kilograma masy cieczy o jeden stopień Celsjusza. Należy przyjąć, że ciepło właściwe

mineralnych olejów hydraulicznych w zakresie temperatur od 0°C do 100°C wynosi w przybliżeniu ok. 1,88–2,1 kJ/kg·°C.

Przewodnictwo cieplne cieczy hydraulicznej jest jej zdolnością do przewodzenia ciepła i jest opisywane wzorem:

$$\frac{\Delta \Psi}{\Delta t} = -\lambda \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x}, \quad (3.17)$$

gdzie:

$\frac{\Delta \Psi}{\Delta t}$ – szybkość przepływu ciepła przez powierzchnię A ,

$\frac{\Delta T}{\Delta x}$ – gradient temperatury,

λ – współczynnik przewodności cieplnej.

Należy przyjąć dla mineralnych i syntetycznych cieczy hydraulicznych wartość współczynnika przewodności cieplnej $\lambda = 0,134 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

3.2.1.5. Punkt anilinowy

Punkt anilinowy pozwala, z dużym przybliżeniem, przewidzieć działanie cieczy hydraulicznej na elastomery (uszczelki i przewody giętkie). Punkt anilinowy definiuje się jako najniższą temperaturę, w której równe objętości aniliny i badanej cieczy hydraulicznej całkowicie się mieszają. Określenie punktu anilinowego cieczy stanowi aktualnie przedmiot norm ISO 6072:2011 [52]. Rozpuszczalność aniliny w cieczy jest zależna od zawartości w niej poszczególnych grup węglowodorów, a w szczególności od zawartości związków aromatycznych. Im większa zawartość aromatów, tym niższy punkt anilinowy. Punkt anilinowy cieczy hydraulicznych wytworzonych na bazie olejów mineralnych zawiera się przeważnie pomiędzy 90°C a 110°C. Ciecz hydrauliczna i elastomery powinny być dobrane w taki sposób, aby nie wykazywały wzajemnego, niekorzystnego oddziaływania. Uszczelki powinny być dobrane również zgodnie z zakładanym zakresem temperatur pracy. Ciecze hydrauliczne o niskich punktach anilinowych mogą powodować pęcznienie, natomiast ciecze o wysokich punktach anilinowych powodują skurcz. Jednakże czynnikiem decydującym o intensywności i rodzaju zachodzących zmian jest typ elastomeru, z którego są wykonane uszczelnienia. Z tych względów, producenci uszczelnień określają optymalny punkt anilinowy dla swojego wyrobu, na podstawie badań z cieczą odniesienia o punktach anilinowych odpowiednio 124°C, 93°C i 60°C. Pomiaru te mogą być uzupełniane badaniem twardości i innych mechanicznych właściwości uszczelnień. Przyjmuje się, że ciecze hydrauliczne na bazie węglowodorowej są kompatybilne z uszczelnieniami typu: kauczuk akrylonitrylo-butadienowy (guma NBR) oraz kauczuk fluorowy (FKM, FPM).

3.2.1.6. Kwasowość cieczy hydraulicznych

Kwasowość cieczy hydraulicznej jest to wartość wyrażająca ogólną ilość substancji o charakterze kwasowym, w określonej masie lub objętości cieczy, najczęściej w przeliczeniu na ilość wodorotlenku sodowego (NaOH) lub wodorotlenku potasowego (KOH), niezbędna do zobojętnienia kwasów zawartych w 100 cm³ cieczy, przy miareczkowaniu w znormalizowanych warunkach oznaczania. Zawartość w cieczy substancji kwaśnych jest charakteryzowana tzw. liczbą kwasową. Liczba kwasowa jest to liczba miligramów wodorotlenku potasu (KOH) niezbędnego do zobojętnienia wolnych kwasów obecnych w jednym gramie cieczy hydraulicznej. Obliczanie liczby kwasowej jest znormalizowane i stanowi aktualnie przedmiot norm PN-85/C-04066 [93] i ASTM D 974 [8].

Oznaczenie liczby kwasowej polega na miareczkowaniu cieczy hydraulicznej alkoholowym roztworem wodorotlenku potasowego wobec barwnego wskaźnika (lub potencjometrycznie do określonego pH). Oznaczanie liczby kwasowej można podzielić na dwie kategorie miareczkowania: potencjometryczne i kolorymetryczne. Metoda potencjometryczna wykorzystuje potencjometr do wykrywania składników kwasowych i przekazuje je do elektronicznego odczytu. Dane wyjściowe są wykreślane i analizowane w celu określenia odchylenia metody badawczej. W metodzie kolorymetrycznej wykorzystuje się roztwór toluenu, p-naftolobenzenu i alkoholu izopropylowego zawierającego wodę, który powoduje zmianę wskaźnika pH dodanego do roztworu. Po zneutralizowaniu składników kwasowych przez KOH próbka zmieni kolor z pomarańczowego na niebiesko-zielony. Standardową jednostką miary liczby kwasowej jest mg KOH/g.

Liczba kwasowa nie reprezentuje bezwzględnego stężenia kwasu, ale wykrywa zarówno słabe kwasy organiczne, jak i mocne kwasy nieorganiczne. W świeżej cieczy hydraulicznej za wartość liczby kwasowej odpowiadają niektóre dodatki (np. smarownicowe), a w cieczy zużytej wzrost liczby kwasowej świadczy najczęściej o jej utlenieniu lub zanieczyszczeniu. Oznaczanie liczby kwasowej cieczy hydraulicznej jest jedną z metod stosowaną do oszacowania stopnia wyczerpania jej dodatków, zanieczyszczenia kwasowego i jej utlenienia. Liczba kwasowa nie oznacza bezpośrednio szybkości utleniania, a jedynie produkt uboczny utleniania. W okresie indukcji dodatki przeciwutleniające ulegają wyczerpaniu. Po wyczerpaniu się tych dodatków olej bazowy zaczyna się utleniać, jeśli warunki naprężenia są wystarczająco wysokie.

Ze względu na skład dodatków nowe mineralne ciecze hydrauliczne mogą mieć dość wysoką początkową zawartość liczby kwasowej: od 1 do 1,5 mg KOH/g. Liczba ta początkowo maleje w miarę wyczerpywania się dodatków. Jednak gdy olej zaczyna się starzeć i utleniać, powstawanie kwaśnych produktów ubocznych odwraca tę tendencję i powoduje wzrost liczby kwasowej. W przypadku mineralnych olejów hydraulicznych typową wartością wyzwalającą wymianę oleju jest liczba kwasowa wyno-

sząca 2,0 mg KOH/g. Jednak w przypadku estrów syntetycznych i niektórych trójglicerydów liczba kwasowa może wynosić nawet 5,0 mg KOH/g, zanim konieczna będzie wymiana cieczy hydraulicznej. Obserwując trend liczby kwasowej cieczy hydraulicznej, można wykryć ten wzrost i prognozować czas jej pracy.

3.2.2. Właściwości użytkowe cieczy hydraulicznych

3.2.2.1. Własności smarne i przeciwzużyciowe cieczy hydraulicznych

Jedną z eksploatacyjnych funkcji cieczy hydraulicznych jest zapewnienie właściwego smarowania powierzchni ruchomych urządzeń hydraulicznych oraz ich ochrona przed zużywaniem. Funkcje te zapewniają odpowiednie własności smarne i przeciwzużyciowe cieczy hydraulicznych. Smarność jest to właściwość cieczy charakteryzująca jej zachowanie w warunkach tarcia granicznego w konkretnym węźle tarcia hydraulicznej pary precyzyjnej. Zależy ona od właściwości fizyko-chemicznych cieczy i stanu powierzchni węzła tarcia. W czasie pracy cieczy hydrauliczne poddawane są działaniu czynników środowiskowych, takich jak wysokie temperatury, tarcie, kontakt z tlenem, czy ciśnienie robocze wywołujące wzrost nacisków powierzchniowych w hydraulicznych parach precyzyjnych pozostających w ruchu względnym. Wysokie ciśnienia stanowią czynnik podwyższający ryzyko zużycia hydraulicznych par precyzyjnych powodujących zwiększenie luzów konstrukcyjnych i w efekcie utratę ich sprawności wolumetrycznej. Własności smarne odgrywają zasadniczą rolę, zwłaszcza przy przenoszeniu obciążeń, decydują o tarcu i o odporności na zużycie hydraulicznych par ciernych. Własności te powinny być zachowane w całym zakresie dopuszczalnych temperatur pracy cieczy. W wyniku działania czynników środowiskowych szybko dochodzi do zmiany właściwości smarnych cieczy. Żeby opóźnić ten proces, stosuje się specjalne dodatki przeciwzużyciowe EP. Liczne dodatki uszlachetniające, organiczne lub metaloorganiczne, pozwalają nadać cieczy hydraulicznej wymagane właściwości przeciwzużyciowe, nawet w przypadku bardzo wysokiego ciśnienia. Działają one poprzez tworzenie na chronionej powierzchni metalu, warstewki filmu olejowego uniemożliwiającej mikrozatarcia.

Własności przeciwzużyciowe określa się dwoma uzupełniającymi się rodzajami prób, przy użyciu:

- maszyn do prób zużycia i tarcia,
- hydraulicznych stanowisk badawczych.

Ze względu na znaczną liczbę maszyn do badań zużycia i tarcia, dalej wymienione zostaną tylko te z nich, które są najczęściej stosowane do badań cieczy hydraulicznej. Jedną z maszyn wykorzystywanych do prób zużycia i tarcia jest maszyna czterokulowa. W maszynie czterokulowej trzy kulki, ściśnięte w miseczce za-

wierającej badaną ciecz hydrauliczną, są unieruchomione nakrętką dociskową i naciskane ze zmiennym obciążeniem przez czwartą kulkę, połączoną sztywno z uchwytem zamocowanym na wale silnika elektrycznego. Właściwości przeciwzużyciowe cieczy hydraulicznej ocenia się na podstawie pomiaru średnicy śladu zużycia powstałego na skutek tarcia na powierzchni kulek, po jednogodzinnej próbie, przy obciążeniu siłą 40 daN. W skojarzeniu trącym maszyny Timken występuje styk liniowy. Testowe skojarzenie trące o styku liniowym stanowią klocek i pierścień, wykonane ze stali o twardości 60–62 HRC. Pierścień jest obracany, a klocek dociskany dźwignią do pierścienia siłą 50–1000 N. Prędkość obrotowa pierścienia jest nastawiana na 500, 750, 1000 i 1500 min⁻¹, co odpowiada prędkościom poślizgu, odpowiednio: 0,92; 1,37; 1,84 i 2,74 m/s. Powierzchnie trące są smarowane cieczą hydrauliczną wtryskiwaną w punktach styku. Próby są realizowane przy stałej prędkości i wzrastającym obciążeniu. Właściwości smarne cieczy są oceniane na podstawie pomiaru momentu oraz ubytku masy klocka po określonym czasie badania oraz wartości momentu tarcia. Inną metodą badania własności przeciwzużyciowych jest test na maszynie FZG. Część testową maszyny FZG stanowi przekładnia zębata z kołami o zębach prostych, smarowana badanym olejem i poddana określonemu momentowi (parze sił). W przeciagu ustalonego przedziału czasu przekładnia jest sukcesywnie poddawana rosnącemu momentowi. Po zakończeniu próby dokonuje się oględzin zębów oraz waży się koła zębate. Wynikiem testu jest krzywa zużycia.

Najbardziej znane metody prób przy użyciu hydraulicznych stanowisk badawczych wykorzystują pompy łopatkowe Vickers V 104 C lub V 105 C [6]. Ciecz hydrauliczna jest przetłaczana przez układ przy pomocy pompy testowej, pod ciśnieniem 6,9 MPa w ciągu 1000 godzin. Temperatura cieczy jest utrzymywana na poziomie 355 K. Po pracy pompy testowej w ustalonych warunkach wykonywany jest pomiar ubytku masy stojana i łopatek tej pompy. W zależności od wymagań stawianych cieczy hydraulicznej, istnieje wiele wersji tej metody, różniących się od siebie ciśnieniem, prędkością, temperaturą lub czasem badania.

3.2.2.2. Pienienie się cieczy hydraulicznych

Skłonność do pienienia się cieczy hydraulicznych jest właściwością niekorzystną i szkodliwą. Pienienie cieczy podczas jej eksploatacji może powodować:

- niedostateczne smarowanie, w rezultacie zbyt małej ilości cieczy doprowadzanej do skojarzenia trącego,
- zwiększenie ściśliwości cieczy, ze względu na dużą ściśliwość pęcherzyków powietrza,
- wypływanie cieczy poprzez otwory odpowietrzające,
- zwiększenie skłonności do występowania zjawiska kawitacji.

Pienienie się cieczy hydraulicznych wynika zazwyczaj z wywiązywania się wymieszanego w niej powietrza. Należy tu dodać, że powietrze w cieczy hydraulicznej może być w stanie zmieszanym lub rozpuszczonym. Rozpuszczone powietrze jest równomiernie rozłożone w cieczy hydraulicznej i nie ma wpływu na moduł sprężystości objętościowej i lepkość. Wymieszane powietrze jest zawieszone w cieczy w stanie pęcherzyków o średnicy 0,25–0,5 mm, co ma znaczący wpływ na moduł sprężystości objętościowej i lepkość. Wydzielanie się powietrza z cieczy odbywa się na ogół szybciej niż jego rozpuszczanie. Szybkość wydzielania powietrza z cieczy hydraulicznej zależna jest od ciśnienia, pod jakim znajduje się ciecz i od jej lepkości. Podczas spadku ciśnienia cieczy poniżej wartości, przy której miało miejsce rozpuszczanie się powietrza, pewna jego ilość będzie z cieczy wydzielana w postaci pęcherzyków powietrza. Proces ten będzie się odbywał dopóty, dopóki nie nastąpi równowaga między fazą ciekłą a gazową dla nowych warunków.

Intensywność burzenia się (pienienia) cieczy hydraulicznej zależy od szybkości wydzielania się powietrza z cieczy. Gdy zawartość powietrza w cieczy hydraulicznej jest za duża, występuje pękanie pęcherzyków przy niskim ciśnieniu, tzw. korozja parowa, oraz ryzyko wybuchu mieszanki olejowo-powietrznej pod wysokim ciśnieniem, co prowadzi do korozji materiału. Gdy ciśnienie cieczy hydraulicznej jest poniżej pewnej wartości, tj. prężności pary nasyconej cieczy w tej temperaturze, ciecz zagotuje się i wytworzy dużą ilość pary. Ciśnienie pary nasyconej jednorodnych cieczy hydraulicznych w temperaturze 20°C zawiera się w przedziale 6–200 Pa, natomiast ciśnienie pary nasyconej emulsji olejowo-powietrznej w temperaturze 20°C przekracza 2400 Pa. Powstająca piana w strefach dużej szybkości przepływu powoduje powstawanie niebezpiecznego zjawiska kawitacji. W celu ograniczenia powyższych zjawisk, istotną cechą cieczy hydraulicznych jest ich zdolność do szybkiego odpowietrzania. W przypadkach niektórych rodzajów cieczy hydraulicznych, w celu zmniejszenia skłonności do pienienia, do cieczy hydraulicznych są wprowadzane specjalne dodatki przeciwpienne.

Oznaczenie skłonności do pienienia cieczy hydraulicznej stanowi aktualnie przedmiot norm ASTM D 892 [7].

Badanie skłonności do pienienia polega na wdmuchiowaniu powietrza z butli lub sprężarki do badanej cieczy hydraulicznej i mierzeniu objętości oraz trwałości wytworzonej piany, w różnych temperaturach. Znormalizowana metoda pomiaru skłonności do pienienia polega na przedmuchiowaniu przez ciecz umieszczaną w termostatowanym cylindrze pomiarowym, i napowietrzaniu jej w ciągu 5 minut. Badana ciecz jest napowietrzana porowatą bełkotką wykonaną ze spieku szklanego lub metalowego, ściśle dozowanym osuszonym powietrzem atmosferycznym. Miara skłonności cieczy do pienienia jest objętość powstałej piany, wyrażana w cm^3 . Po

wykonaniu pomiaru skłonności do pienienia odczekuje się 10 lub 5 minut i ponownie mierzy objętość piany. Zmierzona objętość piany po tym czasie jest nazywana trwałością piany.

Badania skłonności cieczy hydraulicznej do pienienia się są wykonywane w tzw. sekwencjach. Wyróżnia się:

- sekwencja I: pomiar w temperaturze 25°C,
- sekwencja II: pomiar w temperaturze 90 lub 95°C (nowa próbka),
- sekwencja III: pomiar w temperaturze 25°C wykonywany dla próbki po pomiarze w temperaturze 90 lub 95°C.

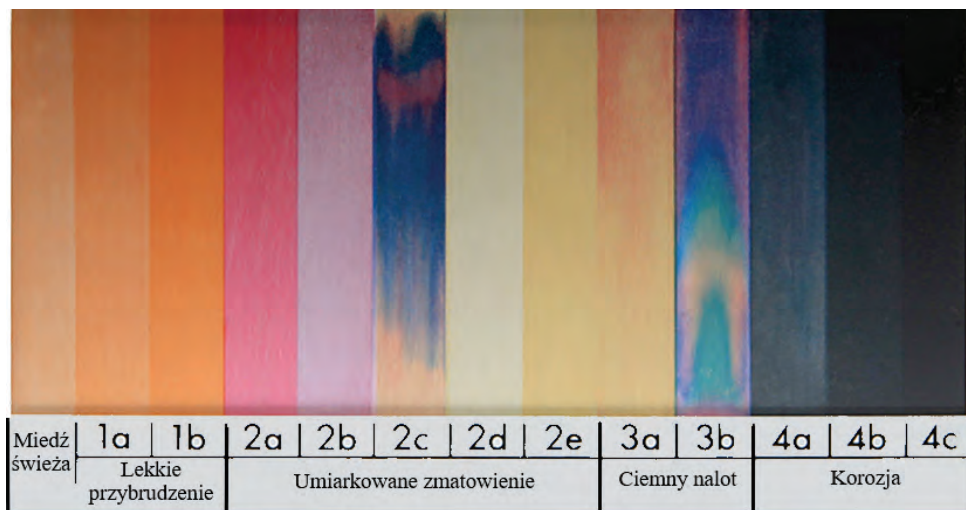
3.2.2.3. Własności przeciwkorozyjne cieczy hydraulicznych

Jedną z podstawowych właściwości wymaganych od cieczy hydraulicznej jest brak skłonności do wywoływania korozji materiałów konstrukcyjnych napędu hydrostatycznego oraz ich ochrona przed korozją i rdzewieniem. Ciecze hydrauliczne nie powinny oddziaływać destrukcyjnie na materiały konstrukcyjne napędu hydraulicznego, z którymi są w kontakcie. Materiałami konstrukcyjnymi napędów hydrostatycznych, które wykazują szczególnie dużą wrażliwość na oddziaływanie korozyjne cieczy, są: miedź i jej niektóre stopy, stopy kadmu, stopy magnezu, niektóre stopy żelaza. Zapewnienie pełnej ochrony antykorozyjnej wymaga zastosowania efektywnych inhibitorów korozji. Większość cieczy hydraulicznych zawiera kilka rodzajów aktywnych inhibitorów korozji, ponieważ część inhibitorów jest specyficzna dla ochrony tylko niektórych metali. Oznaczenie własności przeciwkorozyjnych cieczy hydraulicznych stanowi aktualnie przedmiot norm ASTM D 4639-09 [9] i ASTM D 943-20 [10].

Jednym ze sposobów kontroli przeciwkorozyjnych cieczy hydraulicznej jest badanie działania korodującego na płytkach miedzianych. Badanie własności przeciwkorozyjnych cieczy polega na zanurzeniu w niej testowej płytki miedzianej przez 3 godziny w temperaturze 100°C. Zachowanie wobec tego metalu jest oceniane na podstawie odniesienia zmiany zabarwienia testowej płytki miedzianej do wzorców korozji (rys. 3.3).

Wzorce korozji na miedzi wg ASTM D 4639-09 [9] określają cztery klasy korozyjności. Klasę korozyjności 1 cechuje lekkie przybrudzenie. Klasę tę opisują dwie podklasy. Podklasę korozyjności 1a opisuje kolor jasnopomarańczowy (miedź świeżo wypolerowana). Podklasę korozyjności 1b opisuje kolor ciemnopomarańczowy. Klasę korozyjności 2 cechuje umiarkowane zmatowienie. Klasę tę opisuje pięć podklas. Podklasę korozyjności 2a opisuje kolor bordowo-czerwony, podklasę 2b kolor jasnioletowy, podklasę 2c kolor fioletowo-niebieski i/lub bordowo-czerwony ze srebrzystym nalotem, podklasę 2d kolor srebrny, podklasę 2e kolor mosiądzu lub złota. Klasę korozyjności 3 cechuje ciemny nalot. Klasę tę opisują dwie podklasy. Podklasę korozyjności 3a opisuje fioletowy nalot na tle w kolorze mosiądzu,

a podklasę 3b wielokolorową powierzchnię z czerwonymi i zielonymi (pawimi błękitami, ale nie szarymi) plamami. Klasa korozyjności 4 cechuje korozję. Klasę tę opisują trzy podklasy. Podklasę korozyjności 4a opisuje kolor czarny półprzezroczysty, ciemnoszary lub brązowy z zielonymi (pawimi błękitnymi) plamami, podklasę 4b kolor grafitowo-czarny lub matowo-czarny, a podklasę 4c kolor czarny błyszczący lub kruczoczarny.



Rys. 3.3. Wzorce korozji na miedzi wg ASTM D 4639-09 [9]

3.2.2.4. Odporność na tworzenie emulsji

Tworzenie przez ciecz hydrauliczną emulsji olejowo-wodnych jest niekorzystne w przypadku, gdy istnieją warunki do utworzenia trwałej zawiesiny (emulsji) wody rozproszonej w postaci małych kropelek w cieczy. Dlatego ciecz hydrauliczna powinna być odporna na emulgowanie, to znaczy szybko oddzielać się od wody bez tworzenia trwałej emulsji. Odporność cieczy na tworzenie emulsji pozwala na prawie całkowite odprowadzenie z niej wody poprzez separację w zbiorniku hydraulicznym.

Średnica rozproszonych kropelek wody w cieczy hydraulicznej wynosi najczęściej od 1 do 50 μm . Tworzeniu się emulsji sprzyjają: małe napięcie międzyfazowe na granicy faz ciecz hydrauliczna i woda, obecność w cieczy substancji nazywanych emulgatorami, działanie sił mechanicznych, zmiany temperatury. Skłonność cieczy hydraulicznej do tworzenia emulsji z wodą mogą zwiększać niektóre dodatki przeciwnakrójowe i smarowościowe, ale także zanieczyszczenia.

Oznaczenie odporności cieczy hydraulicznej na tworzenie emulsji stanowi aktualnie przedmiot norm ASTM D 892 [7].

Do oceny deemulgowalności cieczy hydraulicznych stosowane są następujące metody:

- badanie wydzielania wody,
- charakterystyki deemulgowalności cieczy w warunkach statycznych,
- charakterystyki deemulgowalności metodą dynamiczną.

Badanie wydzielania wody polega na umieszczeniu w cylindrze pomiarowym o poj. 100 cm³ 40 ml wody i 40 ml badanej cieczy. Cylinder z zawartością jest umieszczany w łaźni wodnej lub olejowej o temperaturze 54,4°C lub 82,2°C. Następnie zawartość jest intensywnie mieszana przez 5 minut, w rezultacie czego powstaje emulsja wodno-olejowa. Po procesie mieszania cylinder z emulsją jest odstawiany na 60 minut. W określonych odstępach czasu notowana jest objętość warstwy wodnej, emulsji i cieczy.

Badanie deemulgowalności cieczy hydraulicznych w warunkach statycznych [7] jest prowadzone z zastosowaniem specjalnego cylindra pomiarowego z odstożnikiem i zaworkiem drenażowym, zaopatrzonego w wysokoobrotowe mieszadło. Próbkę cieczy o objętości 405 ml i wody o objętości 45 ml jest termostatowana do temperatury pomiaru: 54,4°C lub 82,2°C i intensywnie mieszana przez 5 minut. Po tym czasie z warstwy emulsyjnej jest odbierana próbka i poddawana wirowaniu w specjalnej wyskalowanej probówce. Miara jakości cieczy hydraulicznej jest ilość wody wydzielonej z pobranej próbki emulsji.

3.2.2.5. Odporność na utlenianie

Warunki pracy niektórych cieczy w napędach hydrostatycznych powodują ich nagrzewanie do temperatury powyżej 60°C. Wraz ze wzrostem temperatury cieczy hydraulicznej rośnie również stopień jej utleniania. Podczas utleniania cieczy rośnie jej lepkość, powstają osady i szlamy zatykające zawory i filtry, a także powstają warunki sprzyjające rozwojowi korozji. Dlatego konieczne jest, aby ciecz hydrauliczna miała dobre właściwości przeciwutleniające, co zapewnia jej odpowiednią trwałość nawet przy pracy w temperaturze powyżej 60°C.

Oznaczenie odporności na utlenianie cieczy hydraulicznej stanowi aktualnie przedmiot norm ASTM D 943 [9]. Pośród wielu możliwych badań odporności na utlenianie zazwyczaj stosuje się test polegający na poddawaniu cieczy mieszanii przy użyciu sprężonego tlenu, w obecności wody oraz katalizatorów: żelaznego i miedzanego, w temperaturze 95°C. Czas próby wynosi 1000 godzin lub 2000 godzin. Po zakończeniu próby mierzy się liczbę kwasową cieczy i ilość utworzonych w niej osadów.

3.3. Zjawiska zachodzące w cieczach hydraulicznych podczas ich pracy

W cieczach hydraulicznych podczas pracy napędu hydrostatycznego, w szczególnych warunkach fizycznych, może pojawić się zjawisko kawitacji, natomiast w odpowiednich warunkach eksploatacyjnych uderzenie hydrauliczne oraz zjawisko obliteracji.

3.3.1. Kawitacja

Kawitacja jest zjawiskiem wywołanym zmiennym polem ciśnienia w cieczy. Polega na powstawaniu, wzroście i zaniku pęcherzyków lub innych obszarów zamkniętych (kawern) zawierających parę danej cieczy i rozpuszczone w niej gazy. Pęcherzyki rosną w obszarze zmniejszonego ciśnienia poniżej wartości krytycznej, a później gwałtownie zmniejszają się (implozja) w obszarze ciśnienia większego od wartości krytycznej. Ciśnienie krytyczne, przy którym powstaje kawitacja, zależy m.in. od [22,23]:

- rodzaju cieczy i jej temperatury,
- zawartości rozpuszczonych i nierozpuszczonych gazów oraz cząstek stałych,
- stanu termodynamicznego cieczy określającego stopień nukleacji (liczby i rodzaju zarodków kawitacyjnych),
- stanu ruchu cieczy,
- sposobu wytwarzania kawitacji.

Głównymi czynnikami wpływającymi na występowanie zjawiska kawitacji w płynącej strudze cieczy jest temperatura i ciśnienie. Temperatura wrzenia cieczy zależy od jej ciśnienia, tj. im jest ono niższe, tym niższa temperatura wrzenia.

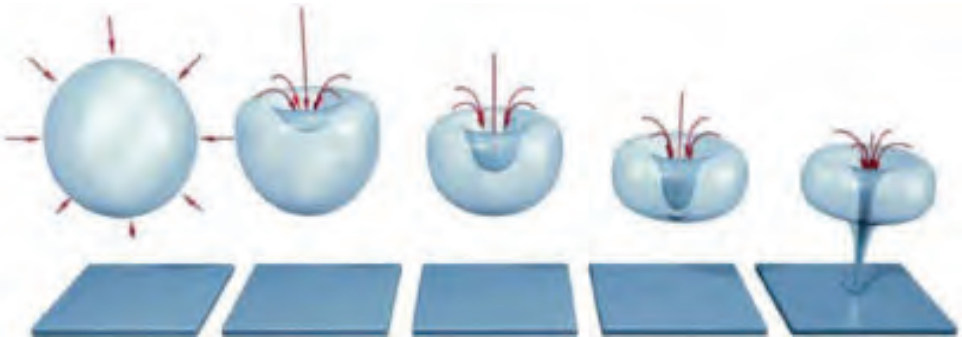
Czynnikiem niezbędnym do powstania kawitacji są zarodki kawitacyjne. Zarodkiem kawitacyjnym jest mikropęcherzyk gazu, pary lub cząstka stała niezbędna do powstania kawitacji. Pęcherzyk kawitacyjny powstaje z zarodka kawitacyjnego wskutek zmniejszenia ciśnienia cieczy do wartości krytycznej. W trakcie trwania kawitacji zmienia się jego wielkość i kształt. Implozja pęcherzyka kawitacyjnego jest nagłym zmniejszeniem się rozmiarów pęcherzyka prowadzącym także do jego zaniku. Implozja następuje przy przemieszczeniu się pęcherzyka z obszaru obniżonego ciśnienia do obszaru podwyższonego ciśnienia, powodując kondensację pary cieczy hydraulicznej wewnątrz pęcherzyka. Z równania Reyleigha można obliczyć ciśnienie implozji [23]:

$$p_{im} = c \cdot \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \rho \cdot p \cdot \left(\frac{R_0^3}{R_0^3 - 1} \right)} \quad (3.18)$$

gdzie:

- c – prędkość rozchodzenia się dźwięku w cieczy hydraulicznej,
- R_0 – promień początkowy pęcherzyka,
- P – ciśnienie wewnątrz pęcherzyka,
- ρ – gęstość cieczy hydraulicznej.

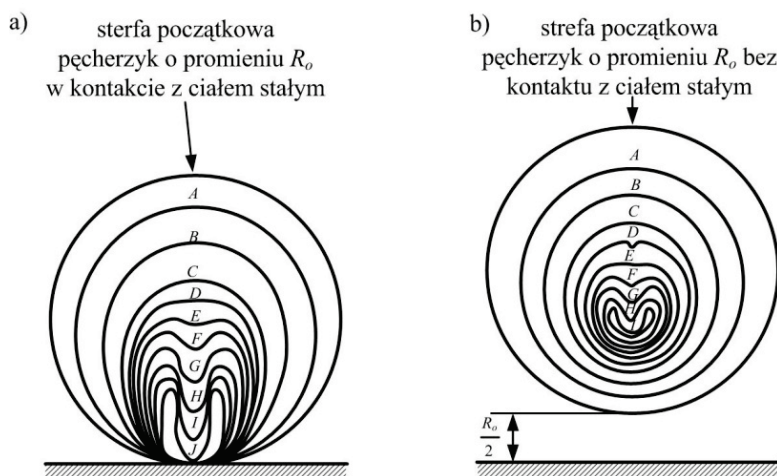
Gdy ciśnienie cieczy hydraulicznej osiągnie wartość krytyczną, następuje szybki wzrost pęcherzyka w wyniku parowania cieczy. Do jego wnętrza przedostają się gazy rozpuszczone w cieczy wskutek dyfuzji. Po przejściu pęcherzyka parowogazowego do obszaru zwiększającego się ciśnienia następuje kondensacja pary i implozyjne zmniejszenie pęcherzyka (rys. 3.4). Małe pęcherzyki ulegają zapadnięciu, a większe ulegając ściskaniu szybko zmniejszają swoją objętość. Otaczająca pęcherzyk ciecz przemieszcza się z dużą prędkością w kierunku środka pęcherzyka. W „puste miejsce” napływa ciecz z ogromną prędkością kilkuset metrów na sekundę, powodując kompresję pozostałych gazów. Silnie sprężony gaz ulega ekspansji, powodując eksplozyjny wzrost pęcherzyka. W pewnej fazie eksplozji, w wyniku bezwładności cieczy, następuje spadek ciśnienia i ponowne parowanie cieczy na powierzchni rosnącego pęcherzyka. Zjawisko to (wzrost i zapadanie się pęcherzyka) powtarza się wielokrotnie, nawet kilkaset razy, przesuując obszar przepływu kawitacyjnego.



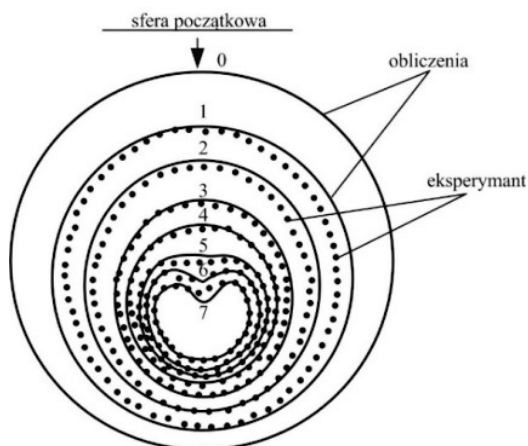
Rys. 3.4. Implozyjne zmniejszenie pęcherzyka gazu podczas zjawiska kawitacyjnego

Przebieg zaniku pęcherzyków kawitacyjnych w pobliżu ścianki na podstawie obliczeń Plesseta i Chapmana [22] przedstawiono na rys. 3.5. Porównanie wyników obliczeń Plesseta i Chapmana z wynikami eksperymentu przebiegu implozji pęcherzyka kawitacyjnego przedstawiono na rys. 3.6. Następstwem implozji pęcherzyków kawitacyjnych, w przepływającym strumieniu cieczy hydraulicznej, w pobliżu lub

bezpośrednio na powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych jest zjawisko mechanicznego niszczenia ich powierzchni zwane erozją kawitacyjną. Zużycie kawitacyjne polega na bombardowaniu powierzchni elementu urządzenia hydraulicznego przez fale uderzeniowe powstające przy anihilacji pęcherzyka kawitacyjnego. W wyniku tego procesu zachodzi nie tylko uszkodzenie powierzchni hydraulicznej pary precyzyjnej, ale także tworzenie nowych cząstek zabieranych przez ciecz hydrauliczną do obiegu hydraulicznego.



Rys. 3.5. Przebieg zaniku pęcherzyków kawitacyjnych w pobliżu ścianki na podstawie obliczeń Plesseta i Chapmana



Rys. 3.6. Porównanie wyników obliczeń i eksperymentu przebiegu implozji pęcherzyka kawitacyjnego

Urządzeniem hydraulicznym najbardziej narażonym na wystąpienie zjawiska kawitacji jest tłoczkowa pompa osiowa. Pochodzenie kawitacji w tłoczkowych pompach osiowych można podzielić na trzy sytuacje. Pierwsza występuje na etapie zasysania cieczy hydraulicznej. Kiedy tłok jest wyciągany z wnęki tłoka, zwiększona objętość pustych przestrzeni w uszczelnionej wnęce cylindra wymaga wystarczającej ilości cieczy, aby przepłynęła do środka i napełniła ją. Po napełnieniu wnęki cylindra ciecz wpływa do okna płytki zaworowej z wlotu pompy. Ciśnienie wlotowe pompy zostaje wykorzystane do częściowego skompensowania utraty dławienia. Ponadto, gdy ciecz hydrauliczna wpływa do kanału przepływowego, ciśnienie wlotowe pompy jest również potrzebne do uzupełnienia strat wzdłuż otworu wylotowego i strat lokalnych. W warunkach dużych prędkości ciśnienie wlotowe pompy nie jest wystarczające, aby zrekompensować powyższe straty, w efekcie wnęki tłoka nie zostaje na czas wypełniona cieczą, co powoduje kawitację. Druga sytuacja występuje w fazie wstępnego doładowania i wstępnego rozprężenia wnęki tłoka. Z powodu różnicy ciśnień pomiędzy dwoma końcami rowka tłumiącego płytki zaworowej następuje cofanie się oleju. Taki przepływ tworzy strumień o dużej prędkości, który wywołuje kawitację. Chao i in. [22] wykorzystał szybką kamerę do obserwacji strumienia w pobliżu rowka tłumiącego płytki rozdzielczej. Kawitację wykryto w pobliżu rowka tłumiącego, co potwierdziło, że strumień o dużej prędkości powodują kawitację. Trzecia sytuacja spowodowana jest siłą odśrodkową. Na etapie zasysania oleju siła odśrodkowa ma tendencję do wypychania „ciężkiej” cieczy hydraulicznej na zewnętrzną ściankę wnęki tłoka, a następnie pozostawiania „lekkich” pęcherzyków powietrza na wewnętrznej ścianie. Natomiast na etapie tłoczenia cieczy, ze względu na wysokie ciśnienie we wnęce tłoka, lokalny spadek ciśnienia wynikający z efektu odśrodkowego jest wystarczający, aby spowodować kawitację. Wykorzystując model CFD osiowej pompy tłokowej, Chao i in. [22] ustalił że im bliżej środka tłoka znajduje się wnęki tłoka, tym mniejsze jest lokalne ciśnienie i tym większe jest ryzyko wystąpienia kawitacji.

W celu zabezpieczenia osiowej pompy tłokowej przed zjawiskiem kawitacji można zastosować następujące rozwiązania: zwiększyć ciśnienie wlotowe pompy tłoczkowej, zmniejszyć straty ciśnienia podczas procesu ssania, ograniczyć przepływ wsteczny cieczy hydraulicznej. Zwiększenie ciśnienia wlotowego pompy polega na podaniu ciśnienia kompensacyjnego doładowania do portu ssącego pompy. Ciśnienie to wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowej pompy, co kompensuje spadek ciśnienia ssania w warunkach dużych prędkości. Zwiększanie ciśnienia wlotowego w osiowej pompie tłoczkowej zapewnia pełne zaopatrzenie wnęki tłoczka w ciecz hydrauliczną w wymaganym czasie, a także zmniejsza zarówno prędkość strumienia, jak i różnicę ciśnień pomiędzy dwoma końcami rowka tarczy rozdzielczej (patrz rys. 2.26 i 2.29). Najczęściej do wytworzenia ciśnienia kompensacyjnego stosuje się tłokowe zbiorniki ciśnieniowe. Pod wpływem ciśnienia doładowania tłok zbiornika cieczy wykonuje ruch posuwisto-zwrotny w sposób

ciągły, dzięki czemu w zbiorniku cieczy hydraulicznej utrzymuje się stałe ciśnienie odpowiadające potrzebom ciśnienia wlotowego pompy hydraulicznej. Drugie podejście polega na zmniejszeniu strat ciśnienia podczas procesu ssania. Preferowanymi rozwiązaniami są optymalizacja kanału ssącego oleju lub zastosowanie pary płyt sferycznych zamiast ich płaskich odpowiedników [22]. Gdy ciecz przepływa z króćca ssącego pompy do wnętrza tłoka, zakrzywiony kanał ssący może zmniejszyć stratę ciśnienia o ponad 50% [22]. Ponadto, zgodnie z prawem Bernoulliego, zmniejszenie prędkości obwodowej cylindra skutecznie zmniejsza również utratę ciśnienia. Zmniejszenie prędkości powoduje zmniejszenie energii kinetycznej. Ponieważ suma energii kinetycznej, energii potencjalnej grawitacji i energii ciśnienia jest stała, energia ciśnienia wzrasta, zmniejszając w ten sposób stratę ciśnienia. Inne podejście polega na ograniczeniu przepływu wstecznego oleju. Ograniczenie cofania się oleju przez wnękę tłoka w fazie wstępnego doładowania i wstępnego rozprężenia może zapobiec występowaniu kawitacji. Skuteczną metodą jest optymalizacja kształtu płytki rozdzielczej, która może zmniejszyć przepływ wsteczny oleju poprzez zmniejszenie różnicy ciśnień pomiędzy dwoma końcami rowka tłumiącego płytki rozdzielczej.

3.3.2. Obliteracja

Przy przepływie cieczy hydraulicznej przez szczeliny o małych wymiarach występuje niekiedy zjawisko ich zatykania, zarastania, zamulania zwane zjawiskiem obliteracji. Obliteracja szczeliny powoduje zmianę w czasie przepływu cieczy hydraulicznej przez małe przekroje szczeliny.

W publikacjach [42,64] autorzy uważają, że istota obliteracji szczelin, którymi są luzy między elementami par suwakowych, polega na tworzeniu się na stykających się powierzchniach adsorbcyjnych granicznych warstw spolaryzowanych aktywnych molekuł cieczy. Zjawisko to jest uwarunkowane siłami molekularnego współoddziaływania istniejącego na granicy podziału fazy ciekłej i stałej. Obliteracji luzu między powierzchniami pierścieni suwaka i tulei towarzyszy podwyższenie siły ruszania z miejsca suwaka wskutek zwiększenia oporu ścięcia quasisprężystej warstwy cieczy w luzie. Warstwa cieczy roboczej zawierająca spolaryzowane molekuły ma dużą lepkość. A zatem, siła ruszania z miejsca suwaka jest siłą konieczną do zniszczenia warstwy cieczy utworzonej przez adsorbowane spolaryzowane molekuły.

W [112] autor tłumaczy zjawisko obliteracji w następujący sposób. Przy zetknięciu się ciał stałych ze środowiskiem płynnym w wyniku wzajemnego oddziaływania pola fazy stałej z polami atomów i molekuł środowiska na powierzchni ciała stałego obserwuje się wzrastające w czasie skupienie molekuł cieczy. Lepkość warstw granicznych różni się pod względem wielkości i właściwości od lepkości objętościowej cieczy. Warstwy te są zdolne przenosić duże obciążenia normalne bez

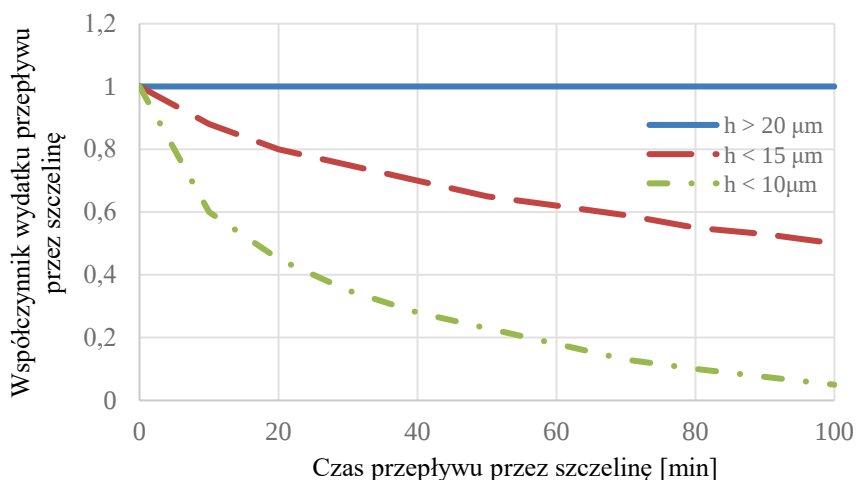
zniszczenia i posiadają właściwości wytrzymałości sprężystej na ścinanie. Jeżeli grubość adsorbowanej warstwy granicznej jest o wiele mniejsza niż wymiar szczeliny, to nie wywiera to zauważalnego wpływu na wielkość wydatku cieczy przepływającej przez luz. W miarę zmniejszenia stosunku między grubością wymienionych warstw i wymiarami luzu, wskutek czego zmniejsza się przekrój przelotowy cieczy, wpływ obliteracji staje się coraz bardziej istotny. Największa grubość warstwy granicznej, warunkującej stopień obliteracji szczeliny, określany jest tym, że aktywność pola powierzchni detali w stosunku do molekuł cieczy zmniejsza się wraz ze zwiększeniem odległości między nimi. Intensywność procesu narastania warstw (uwarstwiania) spolaryzowanych aktywnych molekuł zależy, przy wszystkich stałych warunkach, od wydatku przepływu cieczy przez szczelinę. Zwiększenie wydatku przepływu cieczy przez szczelinę hydrauliczną zwiększa intensywność procesu narastania warstw spolaryzowanych aktywnych molekuł. Ze wzrostem wydatku cieczy hydraulicznej zwiększa się ilość spolaryzowanych aktywnych molekuł i różnego rodzaju cząstek przepływających przez szczelinę w jednostce czasu. Powoduje to wzrost spadku ciśnienia cieczy hydraulicznej w szczelinie hydraulicznej i zmniejszenie jej lepkości.

W pracach [42,66,76] przedstawiono eksperymentalne badania, z których wynika, że ze wzrostem temperatury cieczy roboczej proces obliteracji luzu się nasila. Wytlumaczenie tej zależności wiąże się z założeniem, że ze wzrostem temperatury wzrasta wydatek cieczy. Grubość warstwy adsorbowanej dla cieczy wysoko molekularnych może wynosić 0,1–10 μm [42]. Zarastanie szczeliny o szerokości do 0,01 mm przy przepływie przez nią cieczy może następować w ciągu kilku minut. Ponieważ warstwy obliterowane mają właściwości przeciwstawiania się przesunięciu, siła konieczna do względnego przemieszczenia elementów pary suwakowej wzrasta i to tym więcej, im większą zdolnością przeciwstawiania się zniszczeniu charakteryzują się wymienione warstwy.

Na intensywność obliteracji mają wpływ: wielkość kanału szczelinowego, właściwości powierzchni ciał stałych i obecność w cieczy roboczej lepkich wtrąceń (substancji smolistych), zdolnych do utleniającej polimeryzacji szczególnie w podwyższonej temperaturze [75,113]. Proces obliteracji luzów w parach precyzyjnych znacznie się nasila w wyniku zanieczyszczenia cieczy roboczej lepкими wtrąceniami, które filtrując się w kapilarnej szczelinie, zatykają ją i sprzyjają powstawaniu na powierzchniach detali wielowarstwowej adsorpcji spolaryzowanych molekuł aktywnych. Stopniowe gromadzenie w luzach par suwakowych lepkich wtrąceń w postaci nierozpuszczalnych cząstek, może doprowadzić do znacznego podwyższenia tarcia między elementami pary suwakowej. Wprowadzenie do luzów między elementami pary suwakowej lepkich wtrąceń (substancji smolistych) zwiększa siłę potrzebną do przesunięcia suwaka w parze hydraulicznej. W normalnych warunkach pracy siła potrzebna do przesunięcia suwaka w parze hydraulicznej nie przekracza wartości

40 N [122]. W obecności odłożyń substancji lepkich siła potrzebna do przesunięcia suwaka w parze hydraulicznej osiąga wartość do 300 N [122]. Napływ wraz z cieczą roboczą do szczeliny hydraulicznej stałych cząstek twardych, na powierzchniach których adsorbują się spolaryzowane molekuly aktywnej cieczy roboczej, również sprzyja zarastaniu luzu i narusza równomierność przepływu przez szczelinę cieczy roboczej.

Autor niniejszej monografii współuczestniczył w badaniach eksperymentalnych polegających na przepuszczaniu przez szczelinę prostokątną o różnych wymiarach cieczy roboczej odfiltrowanej z cząstek większych niż $12\text{ }\mu\text{m}$. Wielkość cząstek przechodzących przez szczelinę określana była za pomocą automatycznego licznika cząstek typu PMT-3120 firmy Praktikel-Mesttechnik GmbH. W stanowisko badawcze zabudowywano specjalną głowicę z wkładkami umożliwiającymi skokową zmianę wartości szczeliny. Komplet wkładek tworzył szczelinę prostokątną o szerokości 5 mm i wysokościach $35,4\text{ }\mu\text{m}$, $25,3\text{ }\mu\text{m}$, $20,2\text{ }\mu\text{m}$, $15,4\text{ }\mu\text{m}$ i $10,6\text{ }\mu\text{m}$. W czasie eksperymentu ciecz hydrauliczną przepuszczano przez umieszczony na wlocie szczeliny filtr o dokładności filtracji $5\text{--}12\text{ }\mu\text{m}$, wywołując na niej spadek ciśnienia $\Delta p = 5\text{ MPa}$. W czasie eksperymentu dokonywano pomiaru wydatku przepływu za głowicą. Na rys. 3.7 przedstawiono zależność wydatku przepływu przez szczeliny prostokątne w funkcji czasu przepływu przez szczelinę. Przepływ przez szczeliny o wysokości większej od $20\text{ }\mu\text{m}$ nie zmieniał się z czasem, zaś przez szczeliny o wysokości mniejszej od $15\text{ }\mu\text{ }\mu\text{m}$ zmniejszał się. W czasie zmniejszenia się przepływu przez szczeliny, należy przyłożyć większą siłę aby zmienić położenie suwaka.



Rys. 3.7. Zależność współczynnika wydatku przepływu przez szczeliny prostokątne w funkcji czasu przepływu

Przy przesunięciu suwaka z miejsca obliteracja luzu zanika i przepływ cieczy przez luz odnawia się praktycznie do początkowej objętości. Po tym siła konieczna do dalszego przemieszczenia suwaka gwałtownie się obniża. Odnowienie przepływu cieczy i zmniejszenie siły następuje wskutek zniszczenia wielowarstwowego pokrycia powierzchni tworzących luz (szczelinę). Jednak jeżeli elementy pary suwakowej pozostawimy w spoczynku, proces obliteracji luzu zacznie się rozwijać.

Efektywnym środkiem usunięcia obliteracji w hydraulicznej parze precyzyjnej jest ciągłe przemieszczanie względem siebie jej elementów. Wibracyjne postępowo-zwrotne lub obrotowo-zwrotne przemieszczenia suwaka bądź jego ciągłe obracanie względem tulei praktycznie eliminuje możliwość obliteracji [38,40]. Z tego powodu znacznie obniża się siła tarcia powstająca w parach precyzyjnych i zmniejsza się prawdopodobieństwo wystąpienia zacięcia hydraulicznego.

3.3.3. Uderzenie hydrauliczne

Uderzenie hydrauliczne jest to gwałtowny wzrost ciśnienia cieczy do bardzo dużych wartości w czasie ułamka sekundy, spowodowane nagłymi zmianami prędkości przepływającej cieczy. Uderzenie hydrauliczne pojawia się wskutek szybkiego zamknięcia zaworu hydraulicznego. Energia kinetyczna gwałtownie zatrzymanej cieczy ulega zamianie na energię ściśliwości cieczy i sprężystości ścianek przewodu. Przepływy występujące w trakcie uderzenia hydraulicznego są przepływami niustalonymi wywołanymi bezwładnością masy cieczy poruszającej się w przewodzie, której prędkość uległa zmianie. Oznacza to, że zarówno średnia prędkość w dowolnym przekroju przewodu rurowego, jak i ciśnienie są funkcjami czasu. Gwałtowna zmiana prędkości i strumienia masy przepływającej cieczy powoduje miejscową zmianę udziałów energii kinetycznej i potencjalnej w energii całkowitej, wyrażającej się wzrostem lub spadkiem ciśnienia. W warunkach bardzo szybkiego wyhamowania prędkości strumienia następuje gwałtowny spadek energii kinetycznej, co powoduje nagły wzrost energii potencjalnej uzewnętrzniający się dużym przyrostem ciśnienia. Na przebieg zjawiska uderzenia hydraulicznego znaczny wpływ ma ściśliwość cieczy oraz sprężystość ścianek przewodu. W skrajnych przypadkach gwałtowny przyrost ciśnienia może wywoływać przekroczenie wartości krytycznych naprężeń rozrywających w ściankach przewodu.

Do złagodzenia efektu uderzenia hydraulicznego stosowane są w praktyce tłumiki (kompensatory) uderzenia hydraulicznego o specjalnej konstrukcji [37, 115,134].

3.4. Rodzaje i oznaczenia cieczy hydraulicznych

W napędach hydrostatycznych stosowane są trzy grupy cieczy hydraulicznych [53,94-99,101]:

- a) ciecze mineralne,
- b) ciecze syntetyczne,
- c) emulsje wodno-olejowe i olejowo-wodne.

Ciecze hydrauliczne mineralne wytwarzane są z rafinowanych olejów mineralnych pochodzących z ropy naftowej, zaś ciecze hydrauliczne syntetyczne są produktami chemicznymi wykonanymi z syntetycznych związków chemicznych, takich jak estry (poliolowe, kwasu fosforowego), polialfaolefiny powstałe w procesie syntezy (PAO), tj. ciecze niebazujące na produktach ropy naftowej. Emulsje wodno-olejowe i olejowo-wodne są to wodne roztwory: glikoli i poliglikoli (PAG) oraz polimerów. Ciecze hydrauliczne syntetyczne, jak i emulsje wodno-olejowe oraz olejowo-wodne zaliczane są do cieczy niepalnych lub trudnopalnych, tj. palą się tylko w bardzo wysokich temperaturach i nie podtrzymują swojego palenia, gdy nie są podgrzewane.

Najbardziej rozpowszechnionymi cieczami hydraulicznymi stosowanymi w napędach hydrostatycznych są ciecze mineralne. Ciecze te klasyfikowane są w oparciu o normy PN-ISO 11158 [99] i PN-ISO 6743-4 [101] na kategorie o oznaczeniach:

- **HH** – kategoria ta obejmuje ciecze rafinowane pochodzenia mineralnego, bez jakichkolwiek dodatków wspomagających (np. antykorozyjnych) [93]. Ciecze hydrauliczne tej kategorii stosuje się w słabo obciążonych napędach, które nie mają wymagań przeciwzużyciowych i nie są narażone na trudne warunki eksploatacji.
- **HL** – kategoria ta obejmuje rafinowane ciecze hydrauliczne wzbogacone w dodatki przeciwrzeczne i przeciwutleniające (spowalniające proces zużycia hydraulicznych par precyzyjnych). Ciecze tej kategorii chronią przed korozją i starzeniem; są uniwersalne, stosowane w napędach o umiarkowanym obciążeniu w środowisku zewnętrznym o małej zmienności temperatury. Najważniejsze właściwości olejów oznaczonych symbolem HL wg PN-C-96057-04 [97] przedstawiono w tabeli 3.3.
- **HR** – kategoria ta obejmuje rafinowane ciecze hydrauliczne, wzbogacone środkami konserwującymi (przeciwutleniające, smarujące, zabezpieczające) i różnymi modyfikatorami lepkości cieczy [102]. Zapobiegają korozji i utlenianiu o zwiększonej lepkości. Stosowane w umiarkowanie obciążonych napędach hydraulicznych, które znajdują się w środowisku zewnętrznym o zmiennej temperaturze.

- **HM** – kategoria olejów głęboko rafinowanych, wzbogaconych środkami smarującymi (przeciwzatarciowymi, przeciwzużyciowymi), konserwującymi i przeciwutleniającymi (inhibitory utleniania). Przeznaczone są do napędów hydraulicznych pracujących pod wysokim obciążeniem, w których występuje wysokie ciśnienie, narażonych na trudne warunki eksploatacji. Najważniejsze właściwości olejów oznaczonych symbolem HM wg PN-C-96057-05 [97] przedstawiono w tabeli 3.4.
- **HV** – głęboko rafinowane oleje mineralne wzbogacone w szeroką gamę środków smarujących, konserwujących, przeciwutleniających, modyfikatorów lepkości (zwiększające lepkość). Przystosowany jest do pracy w napędach narażonych na wysokie obciążenie i niekorzystne warunki pracy, szczególnie gdy występuje wysokie ciśnienie i skrajne wahania temperatury, a jednocześnie wymagana jest dobra filtrowalność. Najważniejsze właściwości olejów oznaczonych symbolem HV wg PN-C-96057-06 [97] przedstawiono w tabeli 3.5.

Tabela 3.3**Właściwości cieczy hydraulicznej pochodzenia mineralnego kategorii HL**

Lepkość kinematyczna w temp. 313 K	mm ² /s	13,5 ÷ 16,5	19,8 ÷ 24,2	28,8 ÷ 35,2	41,4 ÷ 50,6	61,2 ÷ 74,8	90,0 ÷ 100,2	135,2 ÷ 164,8
Wskaźnik lepkości	-	≥ 95					≥ 90	
Temperatura płynięcia	K	240	240	246	249	249	255	261
Zawartość wody	%	< 0,05						
Temperatura zapłonu	K	423	443	463			483	
Objętość piany po 5-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 100						
Trwałość piany po 10-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 10						
Działanie korodujące na miedzi (rys. 4.3)	Stopień korozji	2a						
Punkt anilinowy	K	363					368	

Tabela 3.4**Właściwości cieczy hydraulicznej pochodzenia mineralnego kategorii HM**

Lepkość kinematyczna w temp. 313 K	mm ² /s	13,5 ÷ 16,5	19,8 ÷ 24,2	28,8 ÷ 35,2	41,4 ÷ 50,6	61,2 ÷ 74,8	90,0 ÷ 100,2	135,2 ÷ 164,8
Wskaźnik lepkości	-	≥ 95					≥ 90	
Temperatura płynięcia	K	240	240	246	249	249	255	261
Zawartość wody	%	< 0,05						
Temperatura zapłonu	K	423	443	463			483	
Objętość piany po 5-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 100						
Trwałość piany po 10-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 10						
Działanie korodujące na miedzi (rys. 4.3)	Stopień korozji	1b						
Punkt anilinowy	K	363					368	

Tabela 3.5**Właściwości cieczy hydraulicznej pochodzenia mineralnego kategorii HV**

Lepkość kinematyczna w temp. 313 K	mm ² /s	13,5 ÷ 16,5	19,8 ÷ 24,2	28,8 ÷ 35,2	41,4 ÷ 50,6	61,2 ÷ 74,8	90,0 ÷ 100,2	135,2 ÷ 164,8
Wskaźnik lepkości	-	≥ 95					≥ 90	
Temperatura płynięcia	K	234	237	243	246	249	252	255
Zawartość wody	%	< 0,05						
Temperatura zapłonu	K	413	433	453	463		473	
Objętość piany po 5-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 100						
Trwałość piany po 10-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 10						
Działanie korodujące na miedzi (rys. 4.3)	Stopień korozji	1a						
Punkt anilinowy	K	363					368	

- **HG** – kategoria cieczy głęboko rafinowanych, wzbogaconych środkami konserwującymi i przeciwutleniającymi (inhibitory utleniania), ze zwiększoną ilością środków smarujących [97]. Te ciecze hydrauliczne cechuje zwiększona odporność udarowa. Przeznaczone są do napędów hydraulicznych pracujących pod bardzo dużym obciążeniem. Zapobiegają powstawaniu tzw. zjawiska stick-slip w przesuwnych parach hydraulicznych.
- **HLPD** – głęboko rafinowane ciecze mineralne, wzbogacone we wszystkie rodzaje środków smarujących, konserwujących, przeciwutleniających, modyfikatorów lepkości oraz dodatkowo wzbogacone w dyspergenty i detergenty, które stabilizują i podtrzymują właściwości tych cieczy przez dłuższy czas [99]. Kategoria ta przeznaczona jest szczególnie do napędów hydraulicznych, pracujących w bezpośredniej styczności z wodą.

Do grupy cieczy hydraulicznych trudnopalnych i/lub niepalnych zaliczamy emulsje oleju w wodzie i wody w oleju oraz wodne roztwory glikoli. Ciecze te klasyfikowane są w oparciu o normy ISO 15380 [53] i PN-EN ISO 12922 [98] na kategorie o oznaczeniach:

- **HFA** - emulsja olejów mineralnych w wodzie lub wodne roztwory substancji chemicznych zawierające ok. 80% wody. W emulsji woda stanowi fazę ciągłą, olej zaś fazę dyspersyjną. Woda zmieszana jest z koncentratem na bazie oleju mineralnego lub rozpuszczalnych poliglikoli oraz pakietem dodatków mających na celu poprawić zdolność do tworzenia się emulsji. Emulsja zawiera również inhibitory korozji oraz dodatki zwiększające odporność na utlenianie i tworzenie się piany. Przeznaczone są do pracy w temperaturach od 278 K do 325 K i ciśnieniu do ok. 40 MPa. Przy koncentracie na bazie oleju mineralnego istnieje ryzyko rozpadu roztworu i rozwoju mikroorganizmów. Ciecze te nie wykazują agresywności w stosunku do materiałów, z których wykonuje się uszczelnienia.
- **HFB** – emulsje wody w oleju zawierające do 40% wody. W emulsji olej stanowi fazę ciągłą, woda zaś fazę dyspersyjną. Przeznaczone są do pracy w temperaturach od 278 K do 333 K i ciśnieniu do ok. 14 MPa.
- **HFC** – ciecze wodno-glikolowe zawierające od 35% do 50% wody oraz do 10% dodatków uszlachetniających, których zadaniem jest poprawa właściwości fizykochemicznych cieczy. Ciecze wodno-glikolowe zawierają również inhibitory korozji oraz dodatki zwiększające odporność na utlenianie i tworzenie się piany. Przeznaczone są do pracy w temperaturach od 253 K do 333 K i ciśnieniu do ok. 25 MPa. Ciecze te nie wykazują agresywności w stosunku do materiałów stosowanych powszechnie do wyrobu uszczelnień.

Własności trudnopalnych i/lub niepalnych cieczy hydraulicznych oznaczonych HFA, HFB, FFC przedstawiono w tabeli 3.6.

Tabela 3.6**Własności trudnopalnych i/lub niepalnych cieczy hydraulicznych**

Oznaczenie cieczy wg normy DIN 51 502 lub ISO DIN 6071	J.m.	HFA	HFB	HFC
Skład	-	emulsja wodno-olejowa lub roztwór syntetyczny polimerów	emulsja olejowo-wodna	wodny roztwór poliglikoli
Gęstość	kg/dm ³	0,998	0,92÷1,05	1,04÷1,09
Temperatura robocza	K	278÷328	278÷333	253÷333
Lepkość kinematyczna	mm ² /s	> 1,6	46÷100	22÷68
Liczba kwasowa	mgKOH/g	7÷10	7÷10	7,5÷10
Materiały mogące wejść w reakcję z cieczą	-	cynk, aluminium	cynk, aluminium	cynk, aluminium
Materiał uszczelnień	-	NBR	NBR	NBR, EPDM SBR
Uwagi	-	podatność na rozwój mikroorganizmów, zużycie mechaniczne na skutek niskiej lepkości	-	zła separacja zanieczyszczeń, wrażliwość na oleje mineralne

Inną grupą cieczy hydraulicznych trudnopalnych i/lub niepalnych stosowanych w napędach hydrostatycznych są ciecze syntetyczne. Ciecze te przeznaczone są do pracy w temperaturach od 253 K do 423 K i klasyfikowane są w oparciu o normy ISO 15380 [53] i PN-EN ISO 12922 [98] na kategorie o oznaczeniu HFD, tj.:

- HFD-R – bezwodne ciecze syntetyczne na bazie estrów kwasu fosforowego,
- HFD-S – bezwodne ciecze syntetyczne na bazie chlorowanych węglowodorów,
- HFD-T – bezwodne ciecze syntetyczne jako mieszanka estrów kwasu fosforowego i chlorowanych węglowodorów,
- HFD-U – bezwodne ciecze złożone z estrów kwasów tłuszczowych.

Syntetyczne ciecze hydrauliczne (HFD) oparte są na syntetycznych związkach chemicznych, połączonych z pakietem dodatków uszlachetniających. Ciecze te mogą pracować w szerokim zakresie temperatur, są odporne na ścinanie, posiadają dobrą pompowalność przy niskich temperaturach, zapewniają także maksymalny poziom ochrony przeciwzużyciowej. Odporne są na utlenianie i nie powodują korozji. Mają wysokie wskaźniki lepkości, które zapewniają ich rozruch i pracę w niskich i w wysokich temperaturach. Cechują się bardzo wysoką odpornością na ścinanie,

co pozwala na ich stosowanie w wysokociśnieniowych i wysokotemperaturowych środowiskach pracy przez długie okresy, bez utraty właściwości smarnych.

Tabel 3.7

Typowe właściwości hydraulicznych cieczy: mineralnych, syntetycznych i wodno-glikolowych

Rodzaj cieczy Właściwości	J.m.	Ciecze mine- ralne	Ciecze wodno- gliko- lowe	Bezwodne ciecze syntetyczne na bazie		
				estrów kwasu fosforo- wego	chlorowa- nych węglo- wodorów	mieszanki estrów kwasu fosforowego i chlorowa- nych węglo- wodorów
Gęstość w temp. 288 K	kg/m ³	870÷ 900	1010÷ 1090	1100÷ 1300	1300÷1450	1200÷1450
Średnia lepkość kinematyczna w temp. 313 K	mm ² / s	32÷68	39÷43	75	70	70÷80
Temperatura płynięcia	K	234÷ 261	234	263	258	260
Zawartość wody	%	< 0,05	35 -55	< 0,01	< 0,01	< 0,01
Temperatura zapłonu	K	483	-	483÷513	473÷493	483÷503
Punkt anilinowy	K	363÷ 368	355÷360	328÷333	343	325÷338
Maksymalna temperatura pracy	K	363	338	423	423	423

Typowe właściwości wyżej omówionych trzech grup cieczy hydraulicznych, tj.: cieczy mineralnych, cieczy syntetycznych i roztworów wodnych, przedstawiono w tabeli 3.7. Ciecze hydrauliczne syntetyczne cechują się zazwyczaj lepszymi właściwościami smarnymi, stabilnością termiczną i odpornością na utlenianie niż ciecze hydrauliczne mineralne. Lepiej utrzymują lepkość w szerokim zakresie temperatur. Dzięki temu zapewniają stałą wydajność w ekstremalnych temperaturach, zarówno wysokich, jak i niskich. Są mniej podatne na utlenianie. Ciecze syntetyczne są stabilne i wytrzymują wysokie temperatury generowane w zastosowaniach wysokociśnieniowych. Są odporne na ścinanie, tj. poddawane działaniu wysokiego ciśnienia nie ulegają rozkładowi i utracie lepkości. Cechują się małą podatnością na tworzenie osadów i zanieczyszczeń. Ze względu na charakterystyki lepkościowo-

temperaturowe syntetyczne ciecze hydrauliczne mają zawężony zakres temperatury ich użytkowania. Lepkość cieczy wodno-glikolowej jest bezpośrednio związana z zawartością wody. Glikol i zagęszczacz PAG zawarte w cieczy wodno-glikolowej nie są lotne i pozostają w zbiorniku hydraulicznym, bez względu na temperaturę cieczy. W związku z tym można się spodziewać wzrostu lepkości wraz z odparowywaniem wody. Tempo wzrostu lepkości zależy od takich czynników, jak: temperatura otoczenia, temperatura cieczy w zbiorniku, przepływ powietrza przez zbiornik, ilość dodanej cieczy uzupełniającej itd. Ciecze wodno-glikolowe (HFC), jak i ciecze mineralne, mają wysoki punkt anilinowy, co świadczy o ich dobrej kompatybilności z elastomerami (gumami) stosowanymi powszechnie do wyrobu uszczelnień.

Bezwodne ciecze syntetyczne (na bazie estrów kwasu fosforowego czy chlorowanych węglowodorów) mają niski punkt anilinowy, co świadczy o ich agresywności w stosunku do elastomerów (gum) stosowanych powszechnie do wyrobu uszczelnień, tj. ciecze tej grupy będą powodowały pęcznienie gumy. Ciecze hydrauliczne będące emulsją oleju w wodzie, wody w oleju i wodnymi roztworami glikoli, ze względu na skłonność do zmiany składu chemicznego, odparowywania alkoholu mają aktualnie ograniczone zastosowanie.

Obecnie w napędach hydraulicznych większości urządzeń stosuje się ciecze hydrauliczne klasy HV, HLPD i HFD-R.

W lotnictwie cywilnym i wojskowym stosowane są powszechnie naftowe ciecze hydrauliczne wg kodu NATO H-515 (super czysta) i H-520 (normalna). Produkowane są w oparciu o specjalnie wyselekcjonowaną mineralną bazę olejową oraz pakiet dodatków uszlachetniających, nadających optymalne własności lepkościowe, przeciwzużyciowe, przeciwkorozyjne, przeciwutleniające i przeciwpienne. Ich skład zapobiega tworzeniu kwasów i szlamu w wyniku utleniania oleju, szczególnie w ciężkich warunkach pracy i wysokich temperaturach. Zawierają dodatki uszlachetniające zabezpieczające układ przed korozją i chronią przed zużyciem powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych. Zapewniają bardzo dobrą filtrowalność nawet w układach zanieczyszczonych niewielkimi ilościami wody. Wysoki wskaźnik lepkości oraz właściwości niskotemperaturowe zapewniają pracę w szerokim zakresie temperatur i swobodny rozruch w niskich temperaturach otoczenia. Ich podstawowe charakterystyki przedstawiono w tabeli 3.8.

Ciecze te stosowane są w układach hydraulicznych, zespołach amortyzacyjnych i tłumikach hydraulicznych statków powietrznych oraz w układach hydraulicznych techniki naziemnej (podnośniki, myjki ultradźwiękowe, stanowiska do naziemnego sprawdzania instalacji hydraulicznej). Cechy charakterystyczne lotniczych cieczy hydraulicznych to:

- bardzo dobre własności przeciwkorozyjne i przeciwzużyciowe (dodatki beczynkowe);

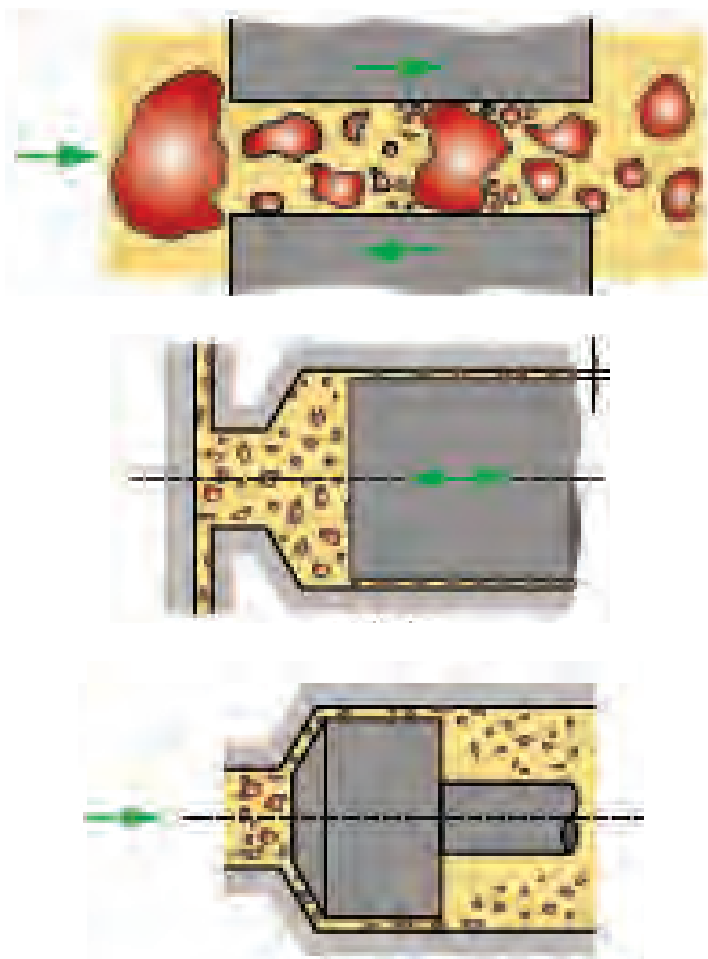
- szeroki zakres temperatur pracy (układy nieciśnieniowe: od 229 K do 363 K, układy ciśnieniowe: od 229 K do 408 K) oraz bardzo dobre własności niskotemperaturowe;
- wysoka czystość oleju;
- kompatybilność z syntetycznymi uszczelkami używanymi w samolotach i helikopterach.

Tabela 3.8**Typowe właściwości lotniczych cieczy hydraulicznych**

Właściwości	Jednostka	Gatunek wg kodu NATO	
		H-515	H-520
Lepkość kinematyczna w temp. 373 K	mm ² /s	6,1	5,2
Lepkość kinematyczna w temp. 313 K	mm ² /s	18,0	19,5
Wskaźnik lepkości	-	390	-
Temperatura płynięcia	K	203	213
Zawartość wody	%	< 0,015	< 0,03
Temperatura zapłonu	K	378	378
Objętość piany po 5-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 50	≤ 50
Trwałość piany po 10-minutowej próbie w temp. 368 K	cm ³	≤ 6	≤ 6
Działanie korodujące na miedzi, 408 K, 72h (rys. 4.3)	Stopień korozji	1a	1a
Punkt anilinowy	K	368	368

3.5. Zanieczyszczenia stałe w cieczach hydraulicznych

W praktyce eksploatacyjnej cieczy hydraulicznych w napędach hydraulicznych, oprócz procesów jej starzenia występują inne zjawiska, związane z obecnością zanieczyszczeń stałych, stanowiących odrębną fazę. W zależności od wymiarów cząstek zanieczyszczeń stałych, różne są ich źródła pochodzenia i różne konsekwencje ich obecności w cieczy hydraulicznej. Cząstki stałe zawarte w cieczy mogą zatykać otwory przepływowe, ścierać i rysować powierzchnie skojarzeń trących, zakłócać przepływ. Cząstki stałe zawarte w cieczy hydraulicznej mogą również zmieniać jej parametry, takie jak lepkość czy smarność, powodować korozję powierzchni metalowych, uszkadzać uszczelnienia bezstykowe i stykowe. O rodzaju oddziaływania zanieczyszczeń stałych na napęd hydrostatyczny decyduje ich wielkość (rys. 3.8).



Rys. 3.8. Rodzaje oddziaływania zanieczyszczeń stałych na hydrauliczne pary precyzyjne

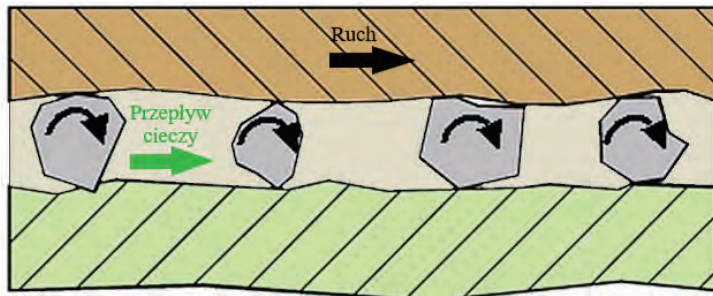
Cząsteczki zanieczyszczeń o wymiarach mniejszych niż luz konstrukcyjny hydraulicznej pary precyzyjnej swobodnie przepływają przez szczelinę, większe zalegają przed nią, zaś cząstki o wielkości luzu wnikają w szczelinę i mogą powodować powstanie: większych oporów ruchu współpracujących elementów hydraulicznej pary precyzyjnej, większych luzów w wyniku ścierania, czy uszkodzeń współpracujących powierzchni. Wnikanie zanieczyszczeń w hydrauliczne pary suwakowe i gniazdowe może powodować ich niedomknięcie lub uszkodzenie współpracujących powierzchni i w efekcie nieszczelność. Zanieczyszczona ciecz hydrauliczna powoduje więc zużycie materiałów konstrukcyjnych hydraulicznych par precyzyjnych, co znacząco obniża trwałość całego napędu hydrostatycznego.

Zanieczyszczenia stałe w cieczy hydraulicznej mogą pochodzić ze źródeł:

- wewnętrznych, związanych z funkcjonowaniem różnych urządzeń napędu (pompa, silniki hydrauliczne, elementy sterujące); stanowią produkty zużywania się ich hydraulicznych par precyzyjnych,
- zewnętrznych, przedostają się do napędu przez tłoczyska siłowników i wały silników, oraz w czasie uzupełniania cieczy hydraulicznej, konserwacji urządzeń napędu itp.
- własnych napędu, stanowią pozostałości z procesów produkcji elementów napędu, np.: wylewki produkcyjne, piasek z form odlewniczych, farby.

Zużycie skojarzeń trących hydraulicznych par precyzyjnych, powodujące obecność zanieczyszczeń stałych w cieczach hydraulicznych, wynika z mechanizmów: ścierania i adhezji, erozji oraz korozji. Niniejsza monografia nie omawia mechanizmów przytoczonych zużyć, gdyż zostały one szczegółowo omówione w wielu pracach [29,31,59,60,107], a poniżej prezentuje jedynie całościowe (syntetyczne) ujęcie i poznanie tych zjawisk.

Ścieranie jest najpowszechniejszym rodzajem zużywania, występującym gdy luźne ścierniwo (zanieczyszczenie stałe w cieczy hydraulicznej) przesuwa się względem powierzchni ciała stałego (rys. 3.9).



Rys. 3.9. Schemat ścierania skojarzeń trących hydraulicznych par precyzyjnych przez zanieczyszczenie stałe występujące w cieczy hydraulicznej

Ścieranie skojarzeń trących hydraulicznych par precyzyjnych występuje podczas długotrwałej współpracy ich powierzchni z cząstkami luźnego ścierniwa (ziarnami) znajdującymi się w cieczy hydraulicznej. Powodowane jest przez cząstki o wymiarach wielkości luzów technologicznych (konstrukcyjnych) skojarzeń trących lub o wymiarach zbliżonych do wielkości luzów. W przypadku wnikięcia w luz konstrukcyjny takich cząstek dochodzi do bezpośredniego kontaktu powierzchni skojarzeń trących z cząstkami luźnego ścierniwa (ziarnami). Intensywność zużywania zależy od: twardości, wielkości i kształtu luźnego ścierniwa (ziaren)

oraz twardości i sprężystości (modułu sprężystości) materiału ścieranego (skojarzenia trącego), na co mają również wpływ warunki, w jakich zjawisko to przebiega (obciążenie, prędkość względna, temperatura). Powstają bruzdy, rysy i wyżłobienia na powierzchniach skojarzeń trących, wzrastają luzy technologiczne i naprężenia zmęczeniowe w obciążonych częściach. W takiej sytuacji może dochodzić do przyspieszonego zużycia, a w skrajnym przypadku do zatarcia.

Przy małych prędkościach i dużych naciskach skojarzeń trących hydraulicznych par precyzyjnych, w warunkach niedostatecznego smarowania, zachodzi proces polegający na tworzeniu się szczepień i zrostów w wystęпах lub nierównościach powierzchni – w mikroobszarach rzeczywistej powierzchni styku – z następującym po tym ich ścinaniem. Proces ten zwany jest adhezją, a zjawisko niszczenia warstwy wierzchniej skojarzeń trących w wyniku rozrywania połączeń adhezyjnych nazywane jest zużyciem adhezyjnym. Zużycie adhezyjne występuje w następujących warunkach: zakłócenie dostarczania cieczy do węzła tarcia hydraulicznej pary precyzyjnej, zastosowanie cieczy o niedostatecznej lepkości, nadmiernych przeciążeniach. Duże naciski powodują przerwanie warstewki cieczy hydraulicznej (jako środka smarnego) a następnie ochronnej warstewki tlenków. Po zbliżeniu się odkrytych występów nierówności powierzchni skojarzeń trących następuje ich szczepianie lub zrastanie tarciove, a następnie ścinanie tych połączeń. Charakter zużycia powierzchni zależy od:

- fizycznych, chemicznych i mechanicznych właściwości warstwy wierzchniej metali tworzących skojarzenie trące (plastyczność, wytrzymałość, skłonność do utleniania, typ sieci krystalograficznej),
- prędkości i charakteru przemieszczania się powierzchni tworzących skojarzenie trące (mikropoślizgi, ruch postępowo-zwrotny, obrotowy itp.),
- wartości i sposobu przykładania obciążenia (statyczne, dynamiczne, drgające).

Powierzchnia zużyta adhezyjnie jest pokryta wgłębieniami, narostami i bruzdami różnego kształtu i wielkości. Występują ślady plastycznego płynięcia materiału w kierunku ruchu względnego elementów skojarzenia trącego.

Erozja materiału skojarzeń trących hydraulicznych par precyzyjnych występuje w przypadku oddziaływania na niego strumienia cieczy, zawierającej cząstki twarde zanieczyszczeń. Erozja powodowana jest przez mechaniczne i korozyjne oddziaływanie strumienia cieczy hydraulicznej oraz mechaniczne oddziaływanie cząstek stałych zawartych w strumieniu cieczy. Możliwe są przy tym dwa mechanizmy oddziaływania strumienia cieczy, tj. tarcie strumienia cieczy o powierzchnię elementu skojarzenia trącego lub uderzania strumienia cieczy w powierzchnię. Obydwa mechanizmy powodują występowanie zjawisk korozyjnych o dużym nasileniu oraz dekohezji, w wyniku czysto mechanicznego oddziaływania. Zużycie erozyjne

w strumieniu cieczy zależy od prędkości cieczy i zawartości w niej cząstek twardych, właściwości cieczy hydraulicznej, oraz od usytuowania strumienia w stosunku do powierzchni. Cząstki stałe zanieczyszczeń zawieszone w cieczy mogą się względem niej przemieszczać w czasie ruchu strumienia. Stopień wzajemnego przemieszczenia się cieczy i cząstek stałych zależy od ich ilości, rozmiarów, gęstości i kształtu. Im mniejsze są cząstki, tym bardziej jest prawdopodobne ich przemieszczanie się w strudze cieczy. W strumieniu cieczy obserwuje się także pulsację prędkości cieczy, która dodatkowo stymuluje przypadkowe ruchy cząstek. Dodatkowe ruchy cząstek są także spowodowane zawirowaniami strumienia cieczy, powstającymi przy opływie przeszkód. Gdy zawirowania te występują przy powierzchni, zawarte w strumieniu cząstki intensywnie skrawają powierzchnię.

Zjawisko korozji elementów wykonanych z metali i ich stopów nieszlachetnych skojarzenia ciernego w cieczy hydraulicznej polega na tym, że w jego warstwie wierzchniej przebiega reakcja chemiczna lub elektrochemiczna, w wyniku której metal przechodzi w stan utleniony. Mechanizm korozji może być przyśpieszany obecnością zanieczyszczeń stałych w cieczy, wskutek stałego odsłaniania pasywowanej powierzchni materiału. Pewne związki chemiczne, zawarte w cieczach hydraulicznych mogą być agresywne wobec niektórych metali. Zdzieranie przez zanieczyszczenia stałe warstewki pasywacyjnej powoduje korozję kolejnych warstw materiału. W celu przeciwdziałania temu zjawisku, metale konstrukcyjne są dobierane w taki sposób, aby w środowisku cieczy eksploatacyjnej ulegały one pasywacji.

Na czystość cieczy hydraulicznych pracujących w napędach hydraulicznych istotny wpływ ma efektywność filtrowania przez filtry zainstalowane w napędzie hydrostatycznym. Są one dobierane przez konstruktorów napędów tak, aby podczas pracy ciecz hydrauliczna spełniała kryteria czystości stawiane dla danego napędu. Do oceny jakości filtrów są stosowane następujące parametry:

- współczynnik filtracji,
- skuteczność filtracji,
- nominalna dokładność filtracji.

Współczynnik filtracji (β_x) jest to stosunek liczby cząstek o wymiarze x , znajdujących się w takiej samej objętości cieczy hydraulicznej przed filtrem, do liczby cząstek o tym samym wymiarze x za filtrem, gdzie x jest średnicą zastępczą cząstki w mikrometrach. Skuteczność (efektywność) filtracji (e_f) określa stosunek różnicy liczby cząstek zanieczyszczeń przed i za filtrem, do liczby cząstek przed filtrem. Skuteczność filtracji wyrażona jest w procentach. Nominalna dokładność filtracji (d_n) jest to najmniejsza zastępcza średnica cząstek zatrzymywanych przez filtr w 99,5% lub 99,95%. Nominalna dokładność filtracji najczęściej jest podawana w mikrometrach (μm).

3.6. Metody oceny czystości cieczy hydraulicznych

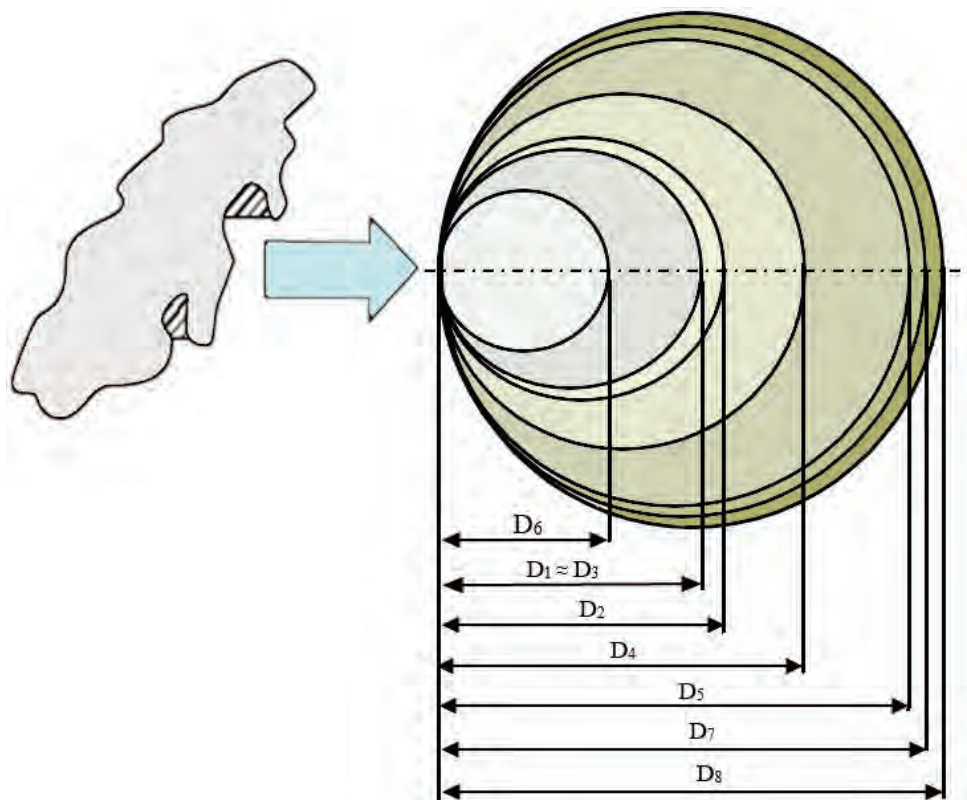
Obecność cząstek stałych w cieczy hydraulicznej określana jest najczęściej w laboratoryjnych badaniach próbek tej cieczy pobranych z napędu hydrostatycznego podczas jego eksploatacji. Czystość cieczy hydraulicznej określa się na podstawie oceny zawartości w niej zanieczyszczeń stałych, składu granulometrycznego zanieczyszczeń stałych oraz zawartości w niej pierwiastków.

Zawartość zanieczyszczeń stałych oznaczona jest najczęściej metodami tzw. analizy grawimetrycznej (filtracyjnej). Polega ona na przefiltrowaniu 100 ml badanego oleju przez membranę filtracyjną (sączek). W zależności od wymagań napędu hydrostatycznego, do którego ciecz jest przewidziana, jako graniczne stosuje się średnice nominalne porów sączków: 0,2; 0,45; 0,8; 1,2; 5; 10 μm . Stosowane są również sączki o innych średnicach nominalnych. Poprzez ważenie membrany czystej (przed filtracją) i z wydzielonymi zanieczyszczeniami, określa się ilość zanieczyszczeń stałych, w jednostce objętości cieczy hydraulicznej (najczęściej w $\text{mg}/100\text{ ml}$). Metoda ta uniemożliwia bezpośrednie rozdzielenie cząstek metalicznych od niemetalicznych.

Skład granulometryczny zanieczyszczeń stałych ocenia się na podstawie zliczania cząstek zanieczyszczeń o określonych wymiarach (średnicach zastępczych) przypadających na jednostkę objętości cieczy (najczęściej na 100 ml) oraz ustalenia na tej podstawie kryteriów czystości cieczy hydraulicznych. Cząstki zanieczyszczeń stałych w cieczy hydraulicznej mają bardzo zróżnicowane kształty. Opracowano wiele definicji średnic cząstek zanieczyszczeń, dostosowując je do możliwości technicznych aparatury pomiarowej oraz potrzeb wynikających z mechanizmów stosowanych w procesach oczyszczania. Ponieważ jednoznaczne określenie średnicy cząstki nie jest możliwe, średnicę tę definiuje się jako średnicę zastępczą [51,100]. W celu zilustrowania zależności między zastępczymi średnicami tej samej cząstki, na rys. 3.10 przedstawiono graficzne porównanie tych średnic przykładowo wybranej cząstki. Tylko w przypadku cząstki o kształcie kuli, wartość średnicy zastępczej będzie taka sama niezależnie od przyjętej definicji. Zgodnie z [51,100] średnice zastępcze cząstki zdefiniowano następująco:

- D1 – średnica kuli o objętości równej objętości cząstki,
- D2 – średnica koła o powierzchni równej powierzchni projekcyjnej cząstki, z uwzględnieniem powierzchni porów wewnętrznych,
- D3 – średnica koła o powierzchni równej powierzchni projekcyjnej cząstki, bez uwzględnienia powierzchni porów wewnętrznych,
- D4 – średnica koła równa długości rzutu cząstki na oś pionową lub na oś poziomą (średnica Feretsa),
- D5 – średnica koła stanowiąca sumę długości rzutu cząstki i jej wewnętrznych porów na oś pionową,

- D_6 – średnica koła równa największemu wymiarowi poziomemu cząstki,
- D_7 – średnica koła równa największemu z czterech wymiarów projekcyjnych cząstki na cztery osie, ustawione względem siebie pod kątem 45° ,
- D_8 – średnica koła równa największemu wymiarowi projekcyjnemu cząstki.



Rys. 3.10. Porównanie średnic zastępczych przykładowej cząstki zanieczyszczenia, wg różnych definicji zastępczej średnicy cząstki

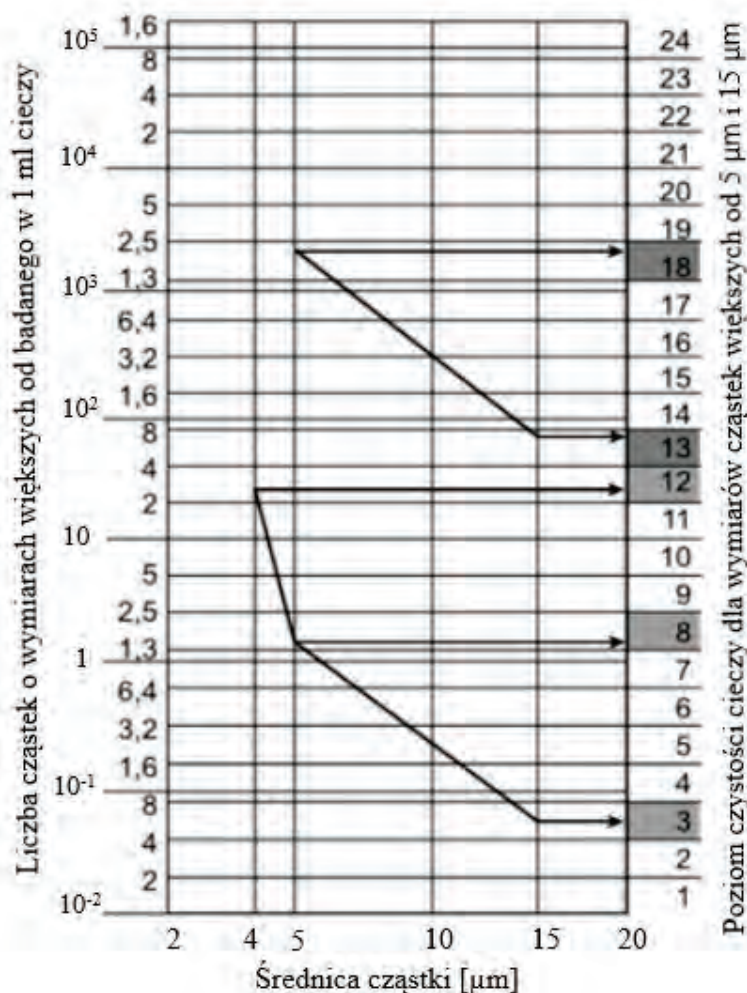
Skład granulometryczny jest zależnością między średnicą cząstek a liczbą lub udziałem cząstek przypadających na określony przedział średnic. Zależność ta opisana jest modelami matematycznymi opartymi na prawach statystyki [2,109, 114]. Na podstawie przedstawionych w [2,139,144] zależności, dla składu granulometrycznego zostały opracowane kryteria czystości cieczy hydraulicznych. Stosowane są dwa podstawowe systemy, wg norm: NAS 1638 [83] oraz ISO 4406 [100]. Specyfikacja wg NAS 1638 określa 14 klas czystości, w zależności od liczby cząstek o średnicach zastępczych z określonych przedziałów wymiarowych. Klasyfikację tę przedstawiono w tabeli 3.9.

Tabela 3.9

Wymagania klasy czystości według NAS 1638 – liczba cząstek w 100 cm³ cieczy

Klasa czystości	Przedziały wymiarowe cząstek zanieczyszczeń stałych [μm]				
	5÷15	15÷25	25÷50	50÷100	> 100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	88	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	355	61	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	61
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45800	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

Poziomy czystości cieczy wg ISO 4406 [100] są określane przez dwie lub trzy liczby (w zależności od definicji średnicy zastępczej cząstki związanej z metodą oznaczania: mikroskopową lub automatyczną) odpowiadające liczbie cząsteczek o średnicach powyżej: 5 μm w 1 ml cieczy, 15 μm w 1 ml cieczy, 4 μm w 1 ml cieczy, 6 μm w 1 ml cieczy, 14 μm w 1 ml cieczy. Przy czym skale poziomów czystości 5 μm i 15 μm odnoszą się do metody mikroskopowej, a skale: 4 μm, 6 μm, 14 μm do metody automatycznej. Zasady przypisywania poziomu czystości wg ISO 4406, na podstawie obu metod zliczania cząstek, tj. mikroskopowej i automatycznej, przedstawiono na rys. 3.11. Na wykresie tym naniesiono dane dotyczące wyników zliczenia metodą mikroskopową. Przykładowo, łącząc linią prostą punkty odpowiadające liczbie cząstek o średnicach większych od 5 μm i 15 μm, na podstawie tej siatki można z dobrym przybliżeniem odczytać liczbę cząstek o średnicach większych od dowolnie wybranej z przedziału wymiarowego 5 μm – 15 μm. Analogicznie postępuje się w przypadku poziomów czystości oznaczanych metodą automatyczną. Liczby cząstek zanieczyszczeń stałych i przyporządkowane im wg normy ISO 4406 kody klas czystości przedstawiono w tabeli 3.10.



Rys. 3.11. Sposób wyznaczania poziomu czystości wg ISO 4406, na podstawie pomiaru składu granulometrycznego

Stosowane są również inne systemy oceny stanu czystości cieczy według norm: MIL STD 1246 A, SAE-791. W tabeli 3.11 dokonano wzajemnego porównania tych systemów klasyfikacyjnych.

Producent napędu hydraulicznego zazwyczaj definiuje, jaką czystość powinna mieć ciecz hydrauliczna w napędzie, podając klasę czystości wg NAS 1638 albo poziom czystości wg ISO 4406. Wymagana czystość cieczy hydraulicznej zależy od konstrukcji urządzeń hydraulicznych oraz maksymalnego ciśnienia w napędzie.

Tabela 3.10

Kody klas czystości i przyporządkowane im ilości cząstek zanieczyszczeń wg ISO 4406
(k – mnożnik 1000, M – mnożnik 1000000)

Kod wg ISO 4406	Liczba cząstek w 100 ml cieczy hydraulicznej			
	> 5 μm		> 15 μm	
	więcej niż i do		więcej niż i do	
20/17	500 · k	1 · M	64 · k	130 · k
20/16	500 · k	1 · M	32 · k	64 · k
20/15	500 · k	1 · M	16 · k	32 · k
20/14	500 · k	1 · M	8 · k	16 · k
19/16	250 · k	500 · k	32 · k	64 · k
19/15	250 · k	500 · k	16 · k	32 · k
19/14	250 · k	500 · k	8 · k	16 · k
19/13	250 · k	500 · k	4 · k	8 · k
18/15	130 · k	250 · k	16 · k	32 · k
18/14	130 · k	250 · k	8 · k	16 · k
18/13	130 · k	250 · k	4 · k	8 · k
18/12	130 · k	250 · k	2 · k	4 · k
17/14	64 · k	130 · k	8 · k	16 · k
17/13	64 · k	130 · k	4 · k	8 · k
17/12	64 · k	130 · k	2 · k	4 · k
17/11	64 · k	130 · k	1 · k	2 · k
16/13	32 · k	64 · k	4 · k	8 · k
16/12	32 · k	64 · k	2 · k	4 · k
16/11	32 · k	64 · k	1 · k	2 · k
16/10	32 · k	64 · k	500	1 · k
15/12	16 · k	32 · k	2 · k	4 · k
15/11	16 · k	32 · k	1 · k	2 · k
15/10	16 · k	32 · k	500	1 · k
15/9	16 · k	32 · k	250	500
14/11	8 · k	16 · k	1 · k	2 · k
14/10	8 · k	16 · k	500	1 · k
14/9	8 · k	16 · k	250	500
14/8	8 · k	16 · k	130	250
13/10	4 · k	8 · k	500	1 · k
13/9	4 · k	8 · k	250	500
13/8	4 · k	8 · k	130	250
12/9	2 · k	4 · k	250	500
12/8	2 · k	4 · k	130	250
11/8	1 · k	2 · k	130	250

Tabela 3.11**Porównanie różnych systemów klasyfikacyjnych klas czystości cieczy hydraulicznej**

Zawartość cząstek w objętości $\text{cm}^3 > 10 \mu\text{m}$	ISO 4406	NAS 1638	CETOP RP 70 H	SAE 749 D	MIL STD 1246 A
140000	26/23		26/23		
85000	25/23		25/23		1000
14000	23/20		23/20		700
4500	21/18	12	21/18		
2400	20/18		20/18		500
2300	20/17	11	20/17		
1400	20/16		20/16		
1200	19/16	10	19/16		
580	18/15	9	18/15	6	
280	17/14	8	17/14	5	300
140	16/13	7	16/13	4	
70	15/12	6	15/12	3	
40	14/12		14/12		200
35	14/11	5	14/11	2	
14	13/10	4	13/10	1	
9	12/9	3	12/9	0	
5	11/8	2	11/8		
3	10/8		10/8		100
2,3	10/7	1	10/7		
1,4	10/6		10/6		
1,2	9/6	0	9/6		
0,6	8/5	00	8/5		
0,3	7/5		7/5		50
0,14	6/3		6/3		
0,04	5/2		5/2		25

3.6.1. Granulometryczne oznaczanie czystości cieczy hydraulicznych

W metodach oznaczania składu granulometrycznego można wydzielić dwie zasadnicze grupy, oparte na odrębnych zasadach [51,66]:

- metody mikroskopowe, ręczne i automatyczne,
- metody automatyczne przy użyciu specjalnych liczników cząstek.

Metody mikroskopowe polegają na przefiltrowaniu określonej objętości badanej cieczy przez filtr membranowy, o określonej nominalnej średnicy porów. Do tego celu najczęściej jest stosowany filtr membranowy z naniesioną kratką, ułatwiającą wybór pól do zliczania. Po przefiltrowaniu określonej objętości cieczy, filtr z zanieczyszczeniami jest przemywany i suszony. Cząstki są zliczane pod mikroskopem, którego okular jest wyposażony w specjalną podziałkę. W większości przypadków, w metodzie mikroskopowej podczas zliczeń są stosowane średnice zastępcze cząstki: D6 i D8.

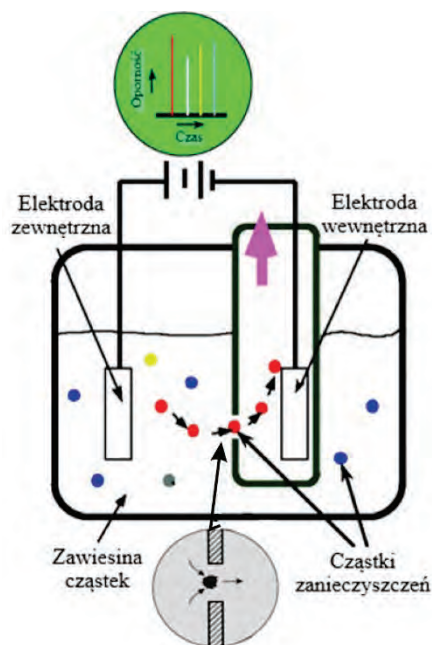
W metodach mikroskopowych automatycznych (skaningowych) sączek z pobraną próbką zanieczyszczeń jest nawilżany cieczą, powodującą że staje się on przezroczysty. Tak spreparowany sączek jest umieszczany pod obiektywem mikroskopu wyposażonego w kamerę telewizyjną, połączoną z analizatorem komputerowym. Obraz z zanieczyszczeniami jest analizowany, a wynik pomiaru podawany jako liczba cząstek definiowanych średnicami zastępczymi: D1, D3, D4, D5, D6, D7, D8. Pomiarzy z użyciem mikroskopu mogą być przetwarzane na wiele sposobów. Metodą tą można odrębnie zliczać cząstki o określonych kształtach, np. włókienka, lub cząstki o określonej barwie np. metaliczne itp.

Inna grupa metod oznaczania składu granulometrycznego posługuje się tzw. licznikami cząstek. Istnieją dwa rodzaje tego typu aparatów, o odmiennej zasadzie działania, oparte na pomiarze kontrastu elektrycznego lub pomiarze kontrastu optycznego.

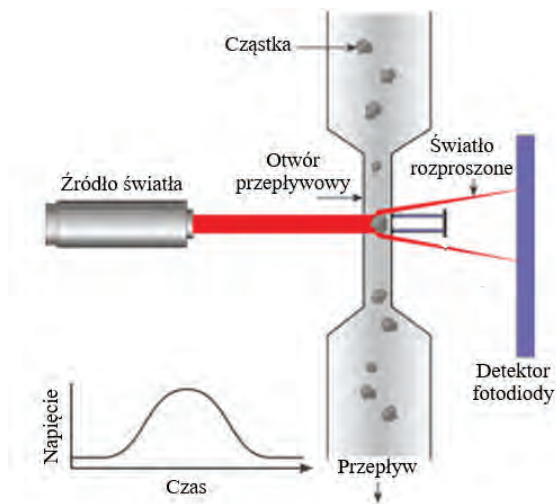
W licznikach cząstek opartych na pomiarze kontrastu elektrycznego (rys. 3.12) ciecz, której skład granulometryczny zanieczyszczeń stałych jest badany, musi przewodzić prąd elektryczny.

Licznik ma dwie elektrody, z których jedna jest umieszczana w badanej próbce, a druga w specjalnym zbiorniku. Do elektrod jest przyłożone stałe napięcie. Próbką i cieczą w zbiorniku są oddzielone przegrodą z okienkiem (rys. 3.12). Gdy okienko jest odsłonięte, natężenie przepływającego prądu elektrycznego jest stałe. W momencie przepływania przez okienko cząstki zanieczyszczenia napięcie spada, co jest rejestrowane jako impuls elektryczny. Wielkość tego impulsu jest proporcjonalna do średnicy cząstki D1. Impulsy są podawane na bramkę elektryczną, połączoną z komputerem, która je segreguje i zlicza wg wielkości proporcjonalnych do średnic cząstek.

Zasadniczym elementem automatycznych liczników cząstek opartych na pomiarze kontrastu optycznego (fotoelektrycznych) jest czujnik pomiarowy, którego zasadę działania przedstawia rys. 3.13.



Rys. 3.12. Licznik cząstek oparty na pomiarze kontrastu elektrycznego

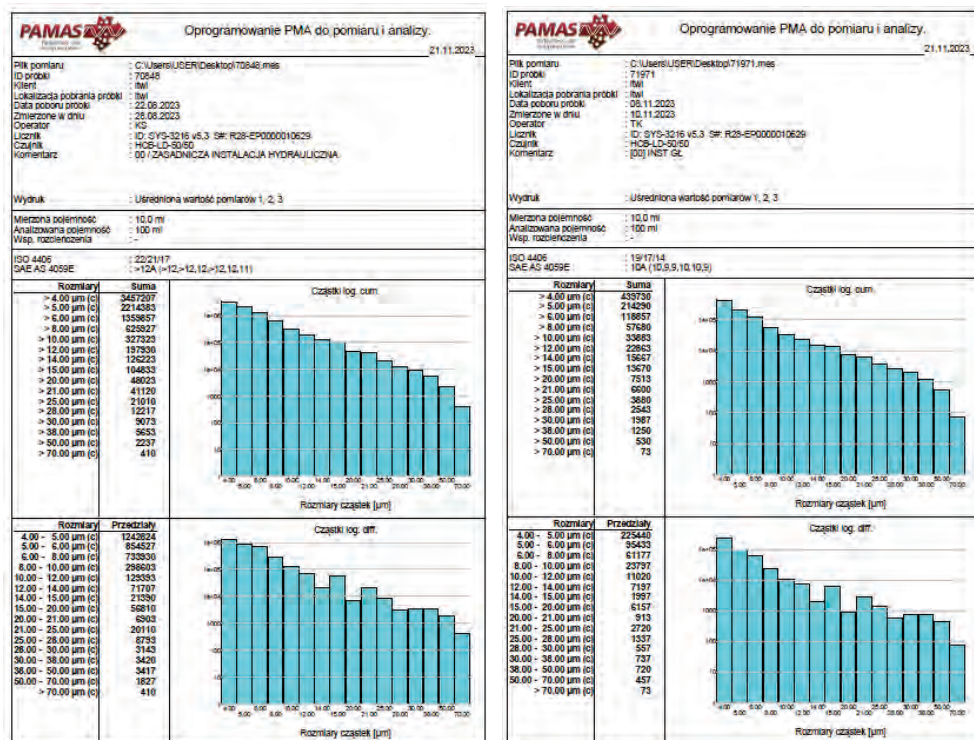


Rys. 3.13. Czujnik pomiarowy automatycznego licznika cząstek opartego na pomiarze kontrastu optycznego

Działa on na zasadzie kontrastu optycznego (przesłanianie źródła światła). Badana ciecz przepływa przez szczelinę pomiarową. Po jednej stronie szczeliny jest

zamontowana lampa, a po drugiej fotodioda. Strumień światła przechodzi przez strefę pomiaru, prostopadle do kierunku przepływu badanej cieczy i pada na okno fotodiody. Sygnał z fotodiody jest podawany do wzmacniacza. Gdy w świetle okna brak jest cząstek, na fotodiodzie wytwarzany jest sygnał o stałym napięciu. Cząstka zanieczyszczenia, przechodząc przez strefę pomiarową, częściowo przesłania wiązkę światła. W tym momencie sygnał z fotodiody jest mniejszy od szczytowego, proporcjonalnie do powierzchni przesłoniętego strumienia światła. Impulsy napięcia, podawanego na wzmacniacz, odpowiadają zastępczym średnicom cząstek wg D3. Są one szeregowane w układzie wielobramkowym lub progowym. W ten sposób uzyskuje się skład granulometryczny, czyli liczbę cząstek o średnicach projekcyjnych, przypadających na określone przedziały wymiarowe lub większych od określonych wymiarów.

Przykładowe wyniki pomiarów czystości cieczy hydraulicznej, eksploatowanej w napędach hydraulicznych statków powietrznych, wykonane automatycznym licznikiem cząstek przedstawiono na rys. 3.14.



Rys. 3.14. Przykładowe wyniki pomiarów czystości cieczy hydraulicznej wykonane automatycznym licznikiem cząstek

Metody mikroskopowe, jak i automatyczne przy użyciu specjalnych liczników cząstek dostarczają informacji na temat liczby cząstek w różnych przedziałach wymiarowych, nie rozróżniając przy tym zawartości pierwiastków zanieczyszczeń oraz zawartości cząstek ferromagnetycznych.

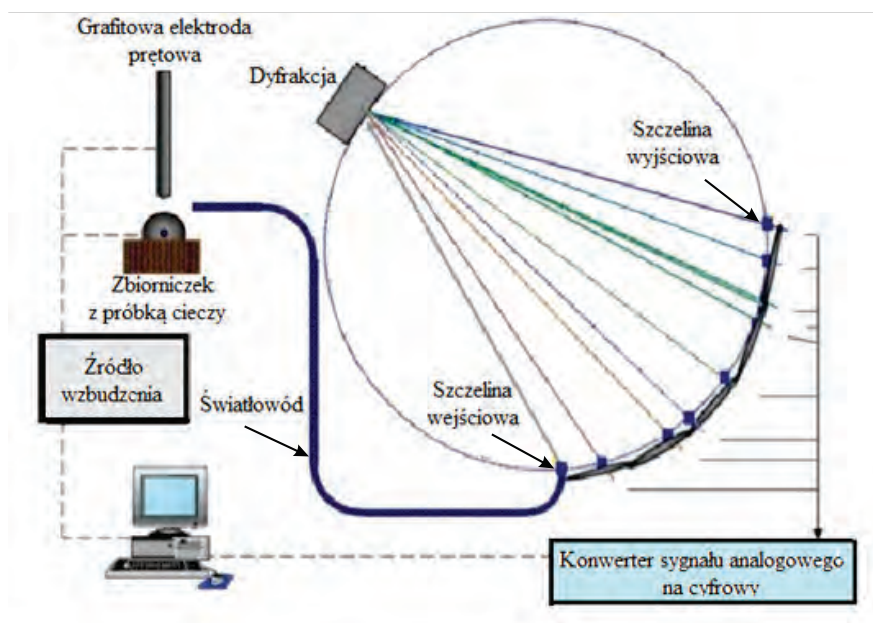
3.6.2. Spektrometryczne oznaczanie czystości cieczy hydraulicznych

Metody spektrometryczne umożliwiają uzyskanie informacji na temat składu pierwiastków zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej oraz zawartości w niej cząstek ferromagnetycznych. Można w nich wyróżnić przede wszystkim metody spektrometrii emisyjnej (SE) oraz atomowej spektrometrii absorpcyjnej (ASA) stosowane szeroko w lotnictwie. W różnym stopniu stosowane są również metody: rentgenowskiej fluorescencji izotopowej XRF, spektroskopii w podczerwieni z transformacją Fouriera FT-IR, atomowej spektrometrii mas z jonizacją w plazmie indukcyjnie sprzężonej ICP-MS. Żadna z tych metod nie jest uniwersalna i każda ma swoje zalety oraz wady. Najszerze zastosowanie znalazły dwie z nich: optyczna spektrometria emisyjna i rentgenowska fluorescencja izotopowa XRF.

Optyczna spektrometria emisyjna jest metodą wykorzystującą promieniowanie wysyłane przez atomy pierwiastków w odpowiednio wysokiej temperaturze i odnosi się do analizy widma światła rozdzielonego długościami fal. Technika tą rejestruje się widmo zawierające linie atomowe i jonowe pierwiastków, uzyskane w wyniku emisji promieniowania po wzbudzeniu próbki cieczy hydraulicznej. Współczesne optyczne spektrometry emisyjne umożliwiają jednoczesny pomiar kilkudziesięciu pierwiastków, m.in.: żelaza, chromu, cyny, aluminium, niklu, miedzi, ołowiu, molibdenu, wapnia, magnezu, cynku, fosforu, baru, krzemu, potasu, sodu, litu. Aby określić jakościowy (jakie pierwiastki są obecne w próbce) i ilościowy (stężenie oznaczanych składników) skład próbki, należy badaną próbkę poddać wzbudzeniu, co spowoduje emisję promieniowania w zakresie UV-VIS. Informacje ilościowe uzyskujemy przez pomiar intensywności emitowanego promieniowania elektromagnetycznego, zaś informacje jakościowe wiążą się z podaniem długości fali emitowanego promieniowania. Znając długość fali konkretnej linii występującej w widmie próbki, można odszukać w katalogach i atlasach widm emisyjnych pierwiastek, któremu ona odpowiada.

Schemat działania spektrometrów emisyjnych przedstawiono na rys. 3.15. Wzbudzenie polega na zainicjowaniu łuku elektrycznego pomiędzy elektrodami grafitowymi: nieruchomą w postaci pręta i obrotową okrągłą, częściowo zanurzoną w badanej cieczy. Ruch obrotowy elektrody powoduje wprowadzenie cieczy w obszar wzbudzenia. Proces wzbudzenia próbki dzieli się na kilka etapów: stopienie analizowanej cieczy, przeprowadzenie jej w stan pary lub gazu, dysocjacja cząste-

czek, wzbudzenie widma zawierającego linie atomowe i jonowe pierwiastków. Promieniowanie emitowane przez wzbudzoną ciecz przechodzi przez układ optyczny (pryzmaty lub siatkę dyfrakcyjną), gdzie następuje jego rozszczepienie. Promieniowanie to jest następnie rejestrowane w fotopowielaczu. Fotopowielacz ustawia się w miejscu, gdzie na płycie fotograficznej znajduje się linia widmowa. Liczba składników, które można oznaczyć w pojedynczym pomiarze, zależy od liczby fotopowielaczy. Dany fotopowielacz może być przystosowany do analizy materiału o określonym składzie jakościowym.

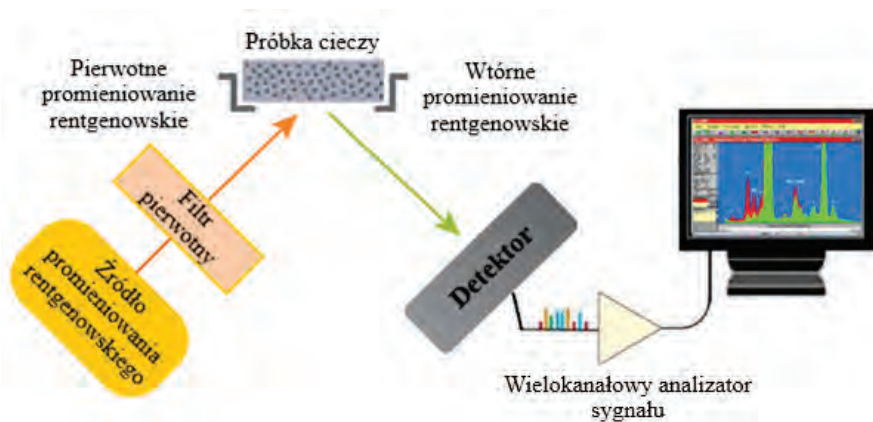


Rys. 3.15. Schemat działania spektrometrów emisyjnych

Rentgenowska fluorescencja izotopowa XRF polega na wtórnej emisji promieniowania rentgenowskiego (fluorescencji) z cieczy (materii), która została wzbudzona za pomocą bombardowania wysokoenergetycznym promieniowaniem rentgenowskim lub promieniowaniem gamma. W metodzie tej wykorzystuje się charakterystyczne dla każdego pierwiastka widmo, jakie emituje on po wzbudzeniu promieniowaniem rentgenowskim. Schemat obrazujący zasadę działania spektrometru XRF przedstawiono na rys. 3.16.

Wszystkie urządzenia XRF mają dwa główne komponenty: źródło promieniowania rentgenowskiego, zwykle lampę rentgenowską, oraz detektor. Pierwotne promienie rentgenowskie są generowane przez źródło i kierowane na powierzchnię

próbki, czasami przechodząc przez filtr w celu modyfikacji wiązki promieniowania rentgenowskiego. Gdy wysokoenergetyczna wiązka promieniowania uderza w atomy w próbce cieczy, reagują one, generując wtórne promienie rentgenowskie. Promienie rentgenowskie emitowane przez atomy w próbce są zbierane przez detektor i przetwarzane w analizatorze w celu wygenerowania widma pokazującego piki intensywności promieniowania rentgenowskiego w funkcji ich energii. Energia szczytowa identyfikuje element. Jego powierzchnia lub intensywność pików wskazuje na jego ilość w próbce. Analizator następnie wykorzystuje te informacje do obliczenia składu pierwiastkowego próbki.

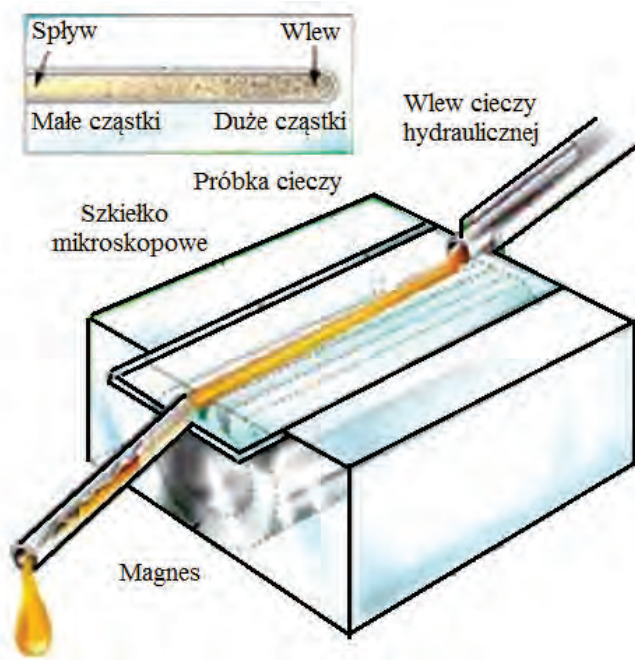


Rys. 3.16. Schemat obrazujący zasadę działania spektrometru XRF

3.6.3. Ferrograficzne oznaczanie czystości cieczy hydraulicznych

Metoda ferrograficzna wykorzystuje zjawisko separacji, w silnym polu magnetycznym, ferromagnetycznych cząstek zanieczyszczeń. Do badania zanieczyszczenia w cieczach hydraulicznych wykorzystywana jest ferrografia analityczna (Analytical Ferrography). Ferrografia analityczna pozwala ocenić charakter cząstek zanieczyszczeń cieczy hydraulicznej – typ cząstek, rozmiar i kształt cząstek, morfologię powierzchni [4,14,16]. Zestaw do ferrografii analitycznej składa się z ferromakera (rys. 3.17) służącego do przygotowania specjalnych szkiełek mikroskopowych zwanych ferrogramami oraz z ferrografu, tj. mikroskopu optycznego do pracy w świetle przechodzącym i odbitym. Ferromaker zasysa próbkę cieczy do rurki. Następnie ciecz spływa przez specjalnie wytrawione szkiełko mikroskopowe, ustawione pod małym kątem ułatwiającym przepływ cieczy (rys. 3.16). Magnes umieszczony pod szkiełkiem wytwarza silne pole magnetyczne, które zatrzymuje cząstki magnetyczne, rozmieszczając je w charakterystyczne linie ułożone zgodnie z liniami pola magnetycznego. Cząstki niemagnetyczne i słabo magnetyczne rozkładają się na całej

długości spływu oleju w przypadkowy sposób. Największe cząstki zatrzymywane są na początku spływu cieczy, tj. ok. 55 mm od krawędzi szkiełka w obszarze wejściowym. Cząstki submikronowe zatrzymywane są w obszarze wyjściowym szkiełka.

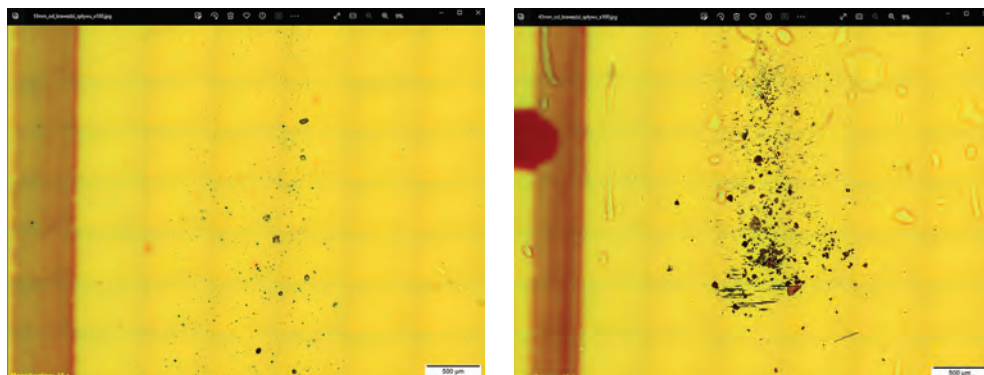


Rys. 3.17. Schemat uzyskiwania ferrogramu

Przygotowane ferrogramy są następnie umieszczane w ferroskopie. Do oceny osadzonych cząstek wykorzystywane są kolorowe filtry światła przechodzącego i odbitego oraz filtr polaryzacyjny. Dodatkowo szkiełka poddawane są wygrzewaniu w temperaturach pozwalających ocenić skład znalezionych cząstek zanieczyszczeń poprzez ich zmiany koloru w temperaturach progowych oraz rozróżnić zanieczyszczenia organiczne od nieorganicznych. Do oceny wykorzystywane są powiększenia do 800x. Niekiedy wykorzystuje się skaningowy mikroskop elektronowy do uzyskania większych powiększeń i większej głębi ostrości. Obrazy ferrogramów rejestrowane są za pomocą mikroskopu posiadającego światło odbite i przechodzące, z kolorową kamerą 3,2 megapiksela, z przetwornikiem CCD. Plikami wyjściowymi są pliki w formacie JPG o maksymalnej rozdzielczości 2048x1536 pikseli, zapisane w przestrzeni barw RGB, przy 24-bitowym zapisie kolorów (po 8 bitów na każdą z barw składowych), w którym każda barwa jest zapisana przy pomocy składowych, które przyjmują wartość z zakresu 0–255. W modelu RGB wartość 0 wszystkich składowych daje kolor czarny, natomiast 255 kolor biały. Obraz zapisany w takim

formacie i przestrzeni barw składa się więc z trzech nakładanych na siebie warstw macierzy, w której widzianemu pojedynczemu pikselowi odpowiadają trzy wartości koloru R (*red*), G (*green*), B (*blue*). Taki model odpowiada właściwościom ludzkiego oka, gdzie wrażenie widzenia dowolnej barwy wywołuje się przez zmieszanie w odpowiednich proporcjach trzech wiązek światła o barwie czerwonej, zielonej i niebieskiej. Charakterystyczne fragmenty ferrogramów są dokumentowane na dysku twardym komputera.

Dzięki obserwacji ferrogramów możemy dowiedzieć się o charakterze zanieczyszczenia cieczy, liczbie cząstek, poznać morfologię produktów wydzielonych na ferrogramie. Przykładowe zdjęcia pierwotne ferrogramów cieczy hydraulicznej eksploatowanej w napędach hydraulicznych statków powietrznych, wykonane 10 mm od krawędzi obszaru wyjściowego ferrogramu (szkiełka) oraz 45 mm od krawędzi obszaru wyjściowego ferrogramu – w powiększeniu 100x – przedstawiono na rys. 3.18. Na ferrogramie wykonanym 10 mm od krawędzi obszaru wyjściowego szkiełka widać pojedyncze niemagnetyczne cząstki małe do 5 μm , zaś na ferrogramie wykonanym 45 mm od krawędzi obszaru wyjściowego szkiełka – pojedyncze niemagnetyczne cząstki małe do 5 μm oraz nieliczne skupiska magnetycznych cząstek małych do 5 μm . Na zdjęciach pierwotnych ferrogramów nie występują cząstki wielkości do 15 μm .



Rys. 3.18. Przykładowe zdjęcia pierwotne ferrogramów wykonane 10 mm i 45 mm od krawędzi obszaru wyjściowego ferrogramu

PROCESY STARZENIA I ZUŻYCIA W NAPĘDACH HYDROSTATYCZNYCH

4.1. Wprowadzenie

Na podstawie obserwacji napędów hydrostatycznych dokonanych podczas ich eksploatacji oraz badań w warunkach stoiskowych stwierdzono, że istotne znaczenie dla ich trwałości mają procesy starzenia cieczy hydraulicznej i uszczelnień elastomerowych oraz zużycie hydraulicznych par precyzyjnych zespołów hydraulicznych takich jak: pompa hydrauliczna, hydrauliczne urządzenie śledzące, zespół rozdzielczo-regulacyjny, zarówno suwakowy, jak i tłoczkowy [5,20,25,29,59,60]. Zasadniczym warunkiem uzyskania zakładanej trwałości napędów hydrostatycznych jest więc kontrola procesów starzenia cieczy hydraulicznej i uszczelnień elastomerowych, kontrola zużycia elementów suwakowych i tłoczkowych par precyzyjnych zespołów hydraulicznych oraz zwiększenie odporności hydraulicznych par precyzyjnych na zużycie.

Starzenie się cieczy hydraulicznej jest to systematycznie przebiegający proces pogarszania się w czasie eksploatacji napędu hydrostatycznego jej własności fizykochemicznych i użytkowych. Starzenie się cieczy hydraulicznej zależy głównie od: jej stopnia utleniania się, obciążeń termicznych, odporności chemicznej na działanie ciśnienia, pod jakim pracują urządzenia danego napędu hydrostatycznego, przenoszonych obciążeń mechanicznych, kontaktu z wilgocią. Starzenie się cieczy hydraulicznych zależy również od zużywania się jej dodatków, szczególnie: przeciwzużyciowych, przeciwrdzewnych, odpornościowych na emulgowanie, przeciwpieniennych. W procesie użytkowania pogarsza się jakość cieczy hydraulicznej, tj. zmienia się jej

lepkość, wartości liczby kwasowej, właściwości przeciwzużyciowe, rośnie skłonność do tworzenia osadów na elementach napędu oraz stężenie zanieczyszczeń stałych [11,17,28,33]. Użytkowanie cieczy hydraulicznej, której jedna lub więcej właściwości ulegnie istotnemu pogorszeniu, może prowadzić do przyspieszonego zużycia się elementów napędu i tworzenia osadów. Aby temu zapobiec, ciecz hydrauliczną wymienia się po z góry ustalonym czasie użytkowania, bez badania jej właściwości, tj. w sposób planowo-zapobiegawczy. Prowadzi to często do wymiany cieczy hydraulicznej, której stan techniczny umożliwia dalsze jej użytkowanie. Traktując ciecz hydrauliczną jako element konstrukcyjny urządzenia hydraulicznego, można przyjąć, że jej jakość odzwierciedla stan techniczny tego urządzenia. W związku z tym, zaproponowano nowe podejście do kontroli jakości cieczy hydraulicznej w czasie jej użytkowania polegające na monitorowaniu jej stanu technicznego w napędzie hydrostatycznym. Monitorowanie stanu technicznego cieczy hydraulicznej polega na pobieraniu jej próbki w określonych odstępach czasu jej użytkowania, badaniu wartości jej wybranych parametrów (metodami przybliżonymi – polowymi lub w warunkach laboratoryjnych) i porównaniu ich z wartością graniczną. Głównym zagadnieniem w problematyce monitorowania stanu technicznego cieczy hydraulicznej jest określenie kryterium i wartości jej stanu technicznego, w tym stanu granicznego. W tym celu w niniejszym rozdziale wyłoniono i zaproponowano grupę parametrów kontrolnych, wynikających z warunków pracy większości urządzeń hydraulicznych i wspólnych dla większości cieczy hydraulicznych.

W uszczelkach stosowanych w urządzeniach hydraulicznych można znaleźć wiele różnych typów elastomerów, takich jak naturalny kauczuk butadienowy (NBR) [52,82], Viton (FKM) [52], kauczuk silikonowy (VMQ) [141] lub poliuretan (PU) [52,136]. Ich właściwości opisano w podrozdziale 2.4 niniejszej monografii. Starzenie się uszczelnień elastomerowych związane jest głównie z oddziaływaniem na nie cieczy hydraulicznej oraz zawartych w niej substancji aktywnych znajdujących się w powietrzu, np. tlenu. Jeśli elastomer uszczelnienia ma słabą kompatybilność z używaną cieczą hydrauliczną, to szybko wystąpi pęcznienie i starzenie się uszczelki. Elastomery mają nienasyconą strukturę molekularną, dlatego łatwo wchodzi w reakcję chemiczną z tlenem i innymi substancjami aktywnymi znajdującymi się w cieczy hydraulicznej. Prowadzi to do przerwania łańcucha molekularnego gumy i sieciowania. Powoduje to utratę elastyczności. Starzenie elastomeru można podzielić na starzenie utleniające, starzenie termiczne, starzenie odkształceniowe i naprężeniowe. Warunkiem uzyskania zakładanej trwałości uszczelnień elastomerowych w urządzeniach hydrostatycznych są [71,136]:

- odpowiednio dobrany kształt, rodzaj i materiał pierścienia uszczelniającego zgodnie z rodzajem uszczelnienia,
- kompatybilność z cieczą hydrauliczną,

- konwergencja do ciśnienia i temperatury pracy w napędzie,
- właściwa względna prędkość ruchu między dwiema uszczelnianymi częściami.

Dominującymi i najbardziej intensywnie przebiegającymi procesami zużywania hydraulicznych par precyzyjnych są: zużycie wskutek utleniania, zużycie ściernie i zużycie adhezyjne na zimno. Charakter i intensywność zużycia elementów hydraulicznej pary precyzyjnej zależą głównie od:

- cech materiału pary trącej (twardość, plastyczność, jakość obróbki powierzchni),
- zewnętrznych warunków pracy (naciski powierzchniowe, charakter przemieszczenia się względnego elementów pary, wielkości prędkości poślizgu, wibracji),
- właściwości cieczy hydraulicznej (zawartość zanieczyszczeń i ich struktura).

Zazwyczaj w określonych warunkach użytkowania napędu hydrostatycznego występuje jakiś proces wiodący, którego udział w sumarycznym zużyciu jest największy. Wiodącym procesem zużycia elementów par suwakowych i tłoczkowych w kinematycznych węzłach trybologicznych jest zużycie wskutek utleniania. Muszą przy tym istnieć warunki, w których proces odtwarzania ochronnej błonki struktur wtórnych na powierzchniach współpracujących przebiega przy tarcia szybciej od procesu ich niszczenia. Zużycie wskutek utleniania gwarantuje małą intensywność zużywania się współpracujących powierzchni. Dominowanie tego procesu zużycia uwarunkowane jest przede wszystkim zachowaniem podczas pracy prędkości poślizgu względnego elementów hydraulicznej pary precyzyjnej poniżej wartości krytycznej. Przy nadkrytycznych wartościach prędkości poślizgu następuje skokowa i gwałtowna zmiana ilościowych charakterystyk procesów zużycia powierzchni tarcia elementów pary.

Innym procesem zużywania hydraulicznych par precyzyjnych jest zużycie ściernie [29,59,60]. Jest to zjawisko niszczenia warstwy wierzchniej współpracujących elementów hydraulicznej pary precyzyjnej w procesie tarcia w wyniku skrawającego, bruzdującego, rysującego i ścinającego oddziaływania tych powierzchni z cząstkami ciał obcych (ścierniwa). Głównym czynnikiem powodującym zużycie ściernie w hydraulicznych parach precyzyjnych jest obecność zanieczyszczeń w postaci cząstek twardych w cieczy roboczej. Charakter i intensywność zużycia ściernego elementów hydraulicznej pary precyzyjnej zależą w dużym stopniu od klasy czystości cieczy roboczej (zawartości w niej cząstek stałych). Zachowanie się cząstek twardych w węzle tarcia może być różne. Mogą one zagłębiać się w powierzchnie i stawać się chwilowo lub trwale umocowanymi, przetaczać się między powierzchniami pary precyzyjnej lub ulegać rozdrobieniu. Zachowanie się cząstek

twardych zależy od różnicy twardości cząstki i materiału pary precyzyjnej, fazy procesu ścierania i obciążeń.

Zużycie adhezyjne na zimno jest to zjawisko niszczenia warstwy wierzchniej współpracujących elementów hydraulicznej pary precyzyjnej w procesie tarcia w wyniku powstawania i rozrywania połączeń adhezyjnych [85,86]. Pojawia się praktycznie przy każdej współpracy elementów pary precyzyjnej w procesie tarcia, gdy występują zakłócenia w ich smarowaniu, przy nadmiernych prędkościach i przeciążeniach oraz stosowaniu cieczy o niedostatecznej lepkości. W wyniku zużycia adhezyjnego na zimno następuje:

- zwiększenie chropowatości i powstawanie głębokich wyrw połączonych z nalepianiem cząstek metalu na powierzchnię hydraulicznej pary precyzyjnej [85],
- umocnienie warstwy wierzchniej metali wskutek znacznych odkształceń plastycznych [85,86],
- obniżenie wytrzymałości zmęczeniowej [85].

Powierzchnia zużyta jest pokryta wgłębieniami, narostami i bruzdami różnego kształtu i wielkości.

Zasadniczym warunkiem uzyskania zakładanej trwałości hydraulicznej pary precyzyjnej zespołów hydraulicznych takich jak: pompa hydrauliczna, hydrauliczne urządzenie śledzące, zespół rozdzielczo-regulacyjny, zarówno suwakowych, jak i tłoczkowych, jest utrzymanie małych sił tarcia na ich powierzchniach roboczych i zakładanej szczelności, oraz zwiększenie odporności na zużycie elementów suwakowych i tłoczkowych.

4.2. Starzenie się cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

4.2.1. Przyczyny i skutki starzenia się cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Funkcje i wymagania stawiane cieczom hydraulicznym, ich właściwości fizyko-chemiczne i użytkowe, oraz metody ich badań przedstawione zostały w rozdziale 3. W niniejszym rozdziale omówione zostanie starzenie się cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych, co wpływa znacząco na trwałość napędu. Starzenie się cieczy hydraulicznych zależne jest od czasu ich pracy w napędzie hydrostatycznym oraz reakcji chemicznych zachodzących w cie-

czy hydraulicznej w rzeczywistych warunkach jej pracy w napędzie hydrostatycznym. Istotnym problemem jest ustalenie, kiedy ciecz hydrauliczna osiągnie stan graniczny i powinna być wymieniona.

Podczas użytkowania cieczy hydraulicznej w napędach hydrostatycznych ulegają one starzeniu w rezultacie:

- utleniania, spowodowanego działaniem tlenu z powietrza i intensyfikowanego przez ciepło, wysokie ciśnienie oraz katalityczne działanie metali (głównie miedzi), z których są wykonane elementy urządzeń napędów hydrostatycznych [28],
- rozkładu termicznego, gdyż temperatura cieczy może osiągać w mikroobszarach (gorące miejsca) bardzo wysokie wartości przekraczające 350°C [28,65],
- oddziaływania na ciecz hydrauliczną mechanicznych sił ścinających [113],
- zużywania się dodatków uszlachetniających ciecz hydrauliczną [90],
- zanieczyszczania cząstkami stałymi, będącymi produktami zużycia elementów napędu, starzenia się cieczy, cząstkami pyłu przedostającymi się z zewnątrz oraz wodą i innymi cieczami.

W procesie utleniania cieczy hydraulicznej można wyróżnić trzy podstawowe etapy: inicjację, propagację i zakończenie [10]. Na etapie inicjacji składniki cieczy łączą się z katalizatorem, tworząc cząsteczki zwane wolnymi rodnikami. Wolne rodniki to cząsteczki reaktywne, które lokalizują i łączą się z innymi cząsteczkami, tworząc zupełnie nowe substancje. Na etapie propagacji następuje rozmnażanie, tj. wzrost liczby wolnych rodników, co prowadzi do sekwencji reakcji chemicznych. Reakcje te z kolei powodują powstanie większej liczby wolnych rodników – jest to cykl reakcji. W końcowym etapie procesu utleniania następuje wyczerpanie przeciwutleniaczy w cieczy hydraulicznej, co umożliwia nieskrępowane jej utlenianie. Głównymi czynnikami, które przyczyniają się do utleniania cieczy hydraulicznej, są temperatura i ciśnienie w napędzie hydrostatycznym. Szybkość utleniania wzrasta wraz ze wzrostem temperatury. Ciśnienie zwiększa lepkość płynu, co z kolei ułatwia wytwarzanie ciepła. Zwiększone ciśnienie zwiększa również ilość porywanego przez ciecz powietrza i tlenu, co w efekcie zwiększa szybkość utleniania.

Starzenie się cieczy hydraulicznej zależne jest od jej obciążeń termicznych w czasie jej pracy. W przeciętnych warunkach ciecie hydrauliczne nagrzewają się od temperatury 35°C do 70°C. Wzrost temperatury pracy cieczy hydraulicznych zależy głównie od ciśnienia, które występuje w układzie i wydajności chłodzenia. Każdy wzrost temperatury, nawet chwilowy, może powodować pogarszanie się jakości cieczy hydraulicznej poprzez jej utlenienie i rozkład termiczny. Im wyższa jest temperatura cieczy, tym szybciej zachodzi proces utleniania i wzrost kwasowości. Wraz ze wzrostem temperatury maleje lepkość, czyli pogarsza się smarność cieczy.

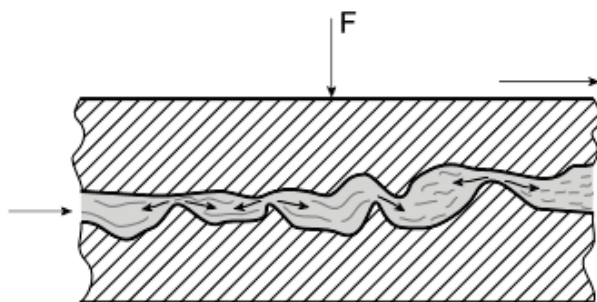
Wzrost temperatury pracy cieczy hydraulicznej o każde 10°C powyżej 55°C powoduje podwojenie szybkości utleniania cieczy hydraulicznej [35,36]. Degradacja termiczna cieczy hydraulicznej zachodzi, jeśli jest ona długo poddawana działaniu temperatury powyżej 95°C. Utlenianie cieczy hydraulicznej powoduje jej zakwaszenie, zmniejszanie się jej lepkości oraz powstawanie laków w postaci zawiesin i szlamów, mogących się osadzać na powierzchniach hydraulicznych par precyzyjnych.

Zmiany ciśnienia w napędzie hydrostatycznym wpływają na odporność chemiczną cieczy hydraulicznej. Wraz ze wzrostem ciśnienia wzrasta lepkość cieczy, co powoduje wzrost tarcia i wytwarzania ciepła. Zwiększone ciśnienie powoduje również wzrost ilości porwanego powietrza, a tym samym tlenu, który przyspiesza reakcję utleniania cieczy. Ciecz hydrauliczna pod wysokim ciśnieniem może zawierać dużą ilość rozpuszczonych lub rozproszonych pęcherzyków powietrza. Kiedy ciecz hydrauliczna jest pozbawiona ciśnienia, pęcherzyki powietrza rozszerzają się i wytwarzają pianę. Szybkość uwalniania powietrza zmienia się w zależności od lepkości cieczy i jej temperatury. W danej temperaturze powietrze jest uwalniane szybciej w przypadku cieczy o niższej lepkości. W przypadku każdej cieczy wraz ze wzrostem temperatury powietrze jest uwalniane szybciej. Ze względu na swoją ściśliwość i słabe właściwości smarne, piana może poważnie wpłynąć na działanie i smarowanie skojarzeń trących hydraulicznych par precyzyjnych.

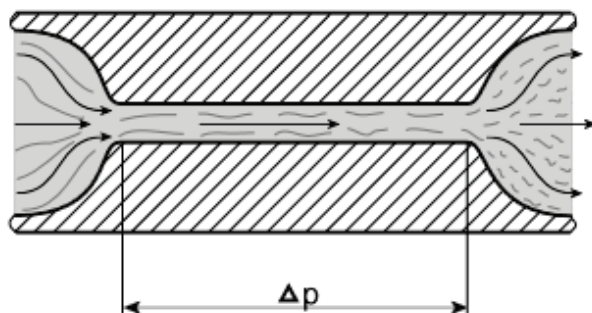
Ciecze hydrauliczne zawierają wiskozatory lub zagęszczacze, podwyższające ich lepkość kinematyczną oraz wskaźnik lepkości. Z chemicznego punktu widzenia dodatki te są polimerami, o masach cząsteczkowych rzędu 1000–500 000. W czasie pracy cieczy hydraulicznej zawierającej wiskozatory, występuje fizyczna destrukcja wiskozatorów pod wpływem działania sił ścinających. Proces destrukcji polimerów jest nazywany ścinaniem, a odporność cieczy na działanie sił ścinających – odpornością na ścinanie. Zjawisko ścinania jest obserwowane w następujących warunkach pracy cieczy hydraulicznej:

- podczas tarcia dwóch powierzchni, między którymi znajduje się warstwa cieczy hydraulicznej, w warunkach tarcia granicznego, w szczególności w warunkach dużych nacisków bądź dużych prędkości przemieszczania się (rys. 4.1),
- podczas przepływu cieczy przez szczeliny (rys. 4.2),
- w miejscach występowania nierówności w przewodach, przez które przepływa ciecz.

W warunkach tarcia ciecz hydrauliczna znajduje się w szczelinach między współpracującymi powierzchniami. Przesuwanie po sobie powierzchni trących jest przyczyną powstawania bardzo dużych gradientów prędkości sił ścinających lub dużych naprężeń stycznych. Kolejne nachodzenie wzniesień i bruzd (rys. 4.1) powoduje gwałtowne zmiany odległości pomiędzy współpracującymi powierzchniami. Ciecz jest przeciskana przez szczeliny ze zmienną prędkością przepływu.



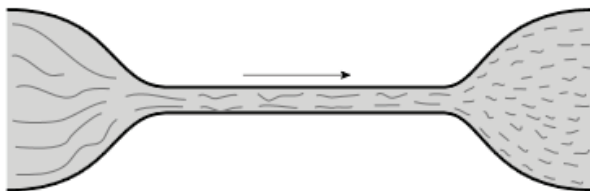
Rys. 4.1. Schematyczne przedstawienie zjawiska ścinania cieczy w warunkach tarcia



Rys. 4.2. Schematyczne przedstawienie zjawiska ścinania cieczy podczas przepływu przez szczelinę

Jeżeli cząsteczka polimeru zostanie usytuowana wzdłuż kierunku, na którym różnica prędkości jest znaczna, następuje jej mechaniczne rozerwanie. Czynnikiem sprzyjającym rozrywaniu cząsteczek jest miejscowy wzrost temperatury cieczy, wywołany tarciem. W podwyższonej temperaturze cząsteczki polimeru rozwijają się w struktury, które łatwiej ulegają rozrywaniu pod wpływem sił ścinających. Takie warunki ścinania istnieją w skojarzeniach trących, w których trą o siebie dwie równoległe płaszczyzny materiału.

W warunkach przepływu przez szczeliny strumień cieczy hydraulicznej w różnych miejscach przewodu ma różne prędkości. Wynika to z warunku zachowania wydajności. W miejscach, gdzie prędkość strumienia gwałtownie wzrasta, część cząsteczki polimeru znajduje się w obszarze mniejszej prędkości, a część w obszarze dużej prędkości. W tych warunkach może dochodzić do zrywania łańcucha polimeru (rys. 4.3). Zjawisko ścinania, niezależnie od jego przyczyn, zależy od występujących gradientów prędkości cieczy hydraulicznej. Im te gradienty są większe, tym większa szybkość ścinania.



Rys. 4.3. Schematyczne przedstawienie mechanizmu rozrywania cząsteczek polimeru podczas zjawiska ścinania cieczy

W czasie pracy cieczy hydraulicznej niektóre jej właściwości mogą się pogarszać z powodu zużywania się dodatków uszlachetniających. Dotyczy to szczególnie: właściwości przeciwzużyciowych, właściwości przeciwrdzewnych, odporności na tworzenie emulsji (deemulgowanie), właściwości przeciwpienne. Obecność pierwiastków takich jak bar (inhibitor korozji i rdzy), fosfor (dodatek antyzużyciowy), wapń (dodatek czyszczący i dyspergujący), magnez (dodatek czyszczący), bor (dodatek antykorozyjny), czy azot (dodatek czyszczący) świadczy o dobrych właściwościach użytkowych cieczy. Niestety w czasie użytkowania napędu hydrostatycznego ich zawartość w cieczy hydraulicznej maleje. Jest to rezultat procesów utleniania i rozkładu termicznego. Dodatki wprowadzane do cieczy hydraulicznych w naturalny sposób ulegają degradacji, a proces ten może zostać przyspieszony w wyższych temperaturach. Wynikiem słabej stabilności termicznej dodatków jest tworzenie się szlamu i lakieru, które mogą zatykać filtry i zmniejszać przepływ. Ponadto, gdy środki przeciwzużyciowe, przeciwrdzewne, przeciwpienne rozkładają się w wysokich temperaturach, tworzą się kwasy, które atakują brąz i metale żółte w hydraulicznych parach precyzyjnych. Żelazo, miedź, ołów, cyna, glin, chrom i inne pierwiastki metaliczne zawarte w oleju hydraulicznym są rezultatem zużywania się metalowych powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych. Jest to proces naturalny, lecz szkodliwy. Zwiększona ilość żelaza i miedzi świadczy o procesach rdzewienia i korozji. Na podstawie analizy zawartości pierwiastków można wywnioskować, które części maszyny ulegają przyspieszonemu bądź gwałtownemu zużyciu. Jeżeli analiza wykazuje zwiększoną ilość miedzi i cyny, najprawdopodobniej jest to wynik zużycia części wykonanej z brązu cynowego, np. elementów ślizgowych. Jako że większość hydraulicznych par precyzyjnych wykonana jest ze stali, najczęściej obserwuje się zwiększoną zawartość żelaza, chromu, niklu itp. Pierwiastki takie jak krzem, tytan, potas, czy cynk obecne w cieczy hydraulicznej świadczą o zanieczyszczeniach z zewnątrz napędu. Najczęściej są to elementy krzemionki, czyli kurzu i piasku.

Woda, dostając się do napędu hydrostatycznego, może mieszać się lub emulgować z cieczą hydrauliczną. Jeśli ten emulgat przepływa przez urządzenia hydrauliczne, może powodować powstawanie rdzy i korozji na elementach hydraulicznych

par precyzyjnych. Formuły cieczy hydraulicznych zawierają inhibitory rdzy i korozji, które zapobiegają oddziaływaniu wody lub innych substancji chemicznych na powierzchnie metalowe. Ponadto woda może reagować z niektórymi dodatkami, tworząc związki chemiczne, które mogą być agresywne w stosunku do metali żółtych stosowanych w tłoczkowych pompach hydraulicznych. Niektóre dodatki stosowane w olejach hydraulicznych sprzyjają tworzeniu się emulsji, zapobiegając oddzielaniu się i osadzaniu wody w cieczy. W przypadku obecności wody w cieczy hydraulicznej można wzrokowo w przybliżeniu określić jej stężenie, tj. dla zawartości: 75–100 ppm w cieczy może pojawić się ledwo zauważalne jaśniejsze zabarwienie, ok. 400 ppm można zauważyć mleczne zmętnienie, ok. 1000 ppm zmętnienie może być białozółte, a ciecz nieprzezroczysta.

Z powyższej analizy przyczyn starzenia się cieczy hydraulicznej w procesie jej użytkowania wynika, że:

- starzenie się cieczy hydraulicznej w procesie jej użytkowania związane jest z pogorszeniem się jej lepkości i liczby kwasowej, pogorszeniem się właściwości przeciwzużyciowych, wzrostem skłonności do tworzenia osadów na elementach hydraulicznych par precyzyjnych, wzrostem stężenia zanieczyszczeń stałych. Odpowiednia lepkość cieczy hydraulicznej ma wpływ na ograniczenie kontaktu metal o metal w hydraulicznych parach precyzyjnych. Nieodpowiednia lepkość cieczy wpływa na przedwczesne zużycie hydraulicznych par precyzyjnych. W idealnej sytuacji w toku użytkowania cieczy hydraulicznej liczba kwasowa nie powinna ulec zmianie. Zwiększenie liczby kwasowej cieczy hydraulicznej może uruchomić proces rozkładu jej składników oraz być przyczyną korozji niektórych metali;
- w celu zachowania zakładanej jakości cieczy hydraulicznej w czasie jej użytkowania w napędzie hydrostatycznym istnieje konieczność dokonywania jej badań okresowych.

Stosowanie zabiegów pielęgnacyjnych cieczy hydraulicznych w napędach hydrostatycznych może spowolnić proces jej starzenia, ale nie jest w stanie go zatrzymać.

4.2.2. Charakterystyka właściwości cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Starzenie się cieczy hydraulicznej związane jest z procesem zmiany jej właściwości, zwłaszcza użytkowych, następujących w wyniku oddziaływania wysokiej temperatury oraz tlenu z powietrza, w obecności katalitycznie oddziałujących

metali oraz mechanicznych sił ścinających. Skutkiem starzenia się cieczy hydraulicznej najczęściej jest: zmiana barwy, zmiana lepkości, wzrost liczby kwasowej, powstawanie osadów i laków, wzrost zawartości cząstek stałych (zanieczyszczeń stałych).

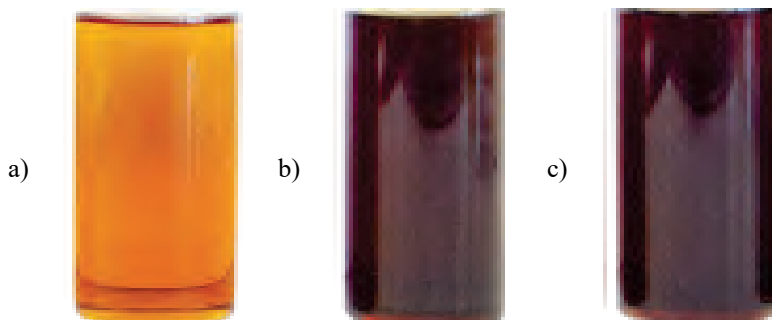
Na podstawie wieloletnich doświadczeń i badań wyłoniono grupę parametrów kontrolnych, wspólnych dla wszystkich cieczy hydraulicznych, dostarczających najwięcej informacji o jej stanie technicznym i stanie napędu hydrostatycznego. Parametrami tymi są: wygląd i kolor cieczy, lepkość kinematyczna, liczba kwasowa, stan zanieczyszczenia stałymi cząstkami obcymi. Pojęcia i metody dotyczące oznaczania ww. parametrów kontrolnych szerzej zostały omówione w pkt. 3.2.1. Przyjmuje się, że ciecz hydrauliczna w czasie jej użytkowania w napędzie hydrostatycznym osiąga stan graniczny, gdy:

- lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K zmieni się w zakresie powyżej $\pm 10\%$ w stosunku do oleju świeżego,
- liczba kwasowa wzrośnie o 0,3–0,4 mg KOH/g lub osiągnie wartość większą niż 0,5 mg KOH/g,
- zawartość zanieczyszczeń:
 - przekroczy wartość 0,5 mg/100 cm³ oleju,
 - osiągnie stężenie i skład granulometryczny przekraczające wymaganą klasę czystości, wg ISO 4406 lub NAS 1638 [83], dla danego rodzaju układu hydraulicznego,
- zawartość wody przekroczy wartość 0,2%.

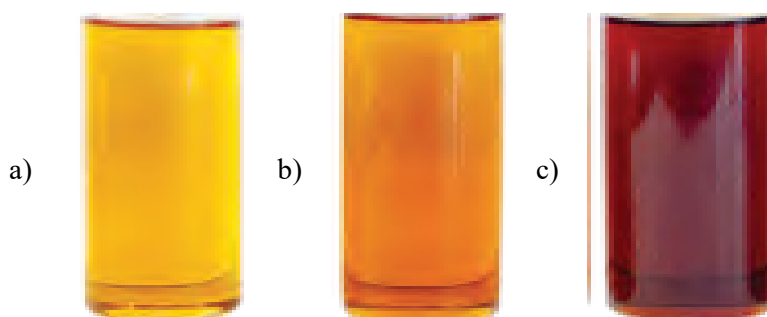
W dalszej części rozdziału prezentowane będą przykładowe wartości parametrów kontrolnych cieczy pochodzące z badania hydraulicznych cieczy mineralnych klasy jakości HL o symbolu klasy lepkości VG 32 (wg PN-ISO 11158), klasy jakości HV (wg PN-ISO 11158) o symbolu klasy lepkości VG 46, oraz klasy jakości HV (wg PN-ISO 11158) o symbolu klasy lepkości VG 68, z pełnym pakietem dodatków uszlachetniających, użytkowanych w bezzałogowym pojeździe pomiarowym do badania nośności nawierzchni. Podstawowe parametry badanych cieczy hydraulicznych podano w tabelach 3.3 i 3.5. Bezzałogowy pojazd pomiarowy ma dwa układy hydrostatyczne, tj. układ jezdny i układ pomiarowy. Hydrostatyczny układ jezdny pojazdu bezzałogowego charakteryzują następujące parametry: ciśnienie robocze cieczy 16 MPa, wydajność pompy hydraulicznej 45 dm³/min, objętość cieczy w układzie 60 dm³, średnia temperatura pracy cieczy zawiera się od 348 K do 363 K. Hydrostatyczny układ pomiarowy pojazdu bezzałogowego charakteryzują następujące parametry: ciśnienie robocze cieczy 40 MPa, wydajność pompy hydraulicznej 18 dm³/min, objętość cieczy w układzie 28 dm³, średnia temperatura pracy cieczy hydraulicznej w układzie zawiera się od 318 K do 328 K.

4.2.2.1. Wygląd i kolor cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Standardowym parametrem kontrolnym służącym do oceny stanu technicznego cieczy hydraulicznej jest wygląd i kolor cieczy. Wygląd i kolor cieczy hydraulicznej jest oceniany wzrokowo metodą obserwacji w świetle dziennym. Zmieniony wygląd i kolor cieczy (znaczne pociemnienie) w stosunku do cieczy świeżej świadczy, że uległa ona procesom degradacji. Zmieniona barwa cieczy na ciemną, świadczy o postępującym procesie jej starzenia lub termicznego rozkładu. Przykład zmiany koloru cieczy hydraulicznej HL, wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania w układzie pomiarowym napędu hydrostatycznego pojazdu bezałogowego, przedstawiono na rys. 4.4, a cieczy klasy HV na rys. 4.5. Ocenie podlegała ciecz hydrauliczna świeża i pobierana z układu pomiarowego napędu hydrostatycznego bezałogowego pojazdu po 800 i 1600 godzinach użytkowania.



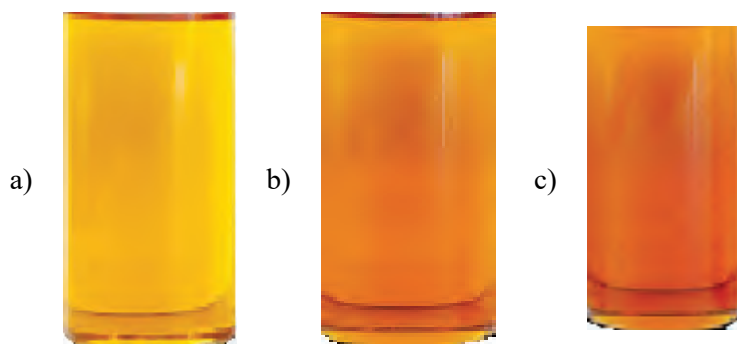
Rys. 4.4. Zmiana koloru cieczy hydraulicznej klasy jakości HL w czasie jej użytkowania: a) ciecz hydrauliczna świeża, b) ciecz pobierana z napędu po 800 godzinach użytkowania, c) ciecz pobierana z napędu po 1600 godzinach użytkowania



Rys. 4.5. Zmiana koloru cieczy hydraulicznej klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 46 w czasie jej użytkowania: a) ciecz hydrauliczna świeża, b) ciecz pobierana z napędu po 800 godzinach użytkowania, c) ciecz pobierana z napędu po 1600 godzinach użytkowania

Jak wynika z rys. 4.4 i 4.5, próbki cieczy hydraulicznych mają zróżnicowaną barwę. Ciecze ciemnieją wraz ze wzrostem czasu użytkowania. Barwa próbek cieczy zmienia się od jasnej (ciecz świeża) do różnych odcieni brązu (ciecz przepracowana). Pociemnienie cieczy jest rezultatem tworzenia się w niej produktów utleniania. Są to substancje o charakterze kwaśnych żywic, częściowo rozpuszczalne w cieczy. Wraz ze wzrostem czasu użytkowania cieczy zwiększa się ilość żywic i stopień ich kondensacji, a to powoduje stopniowe pociemnienie cieczy. Zmiana koloru cieczy hydraulicznej może być skutkiem zbyt długiego użytkowania lub działania zbyt wysokiej temperatury.

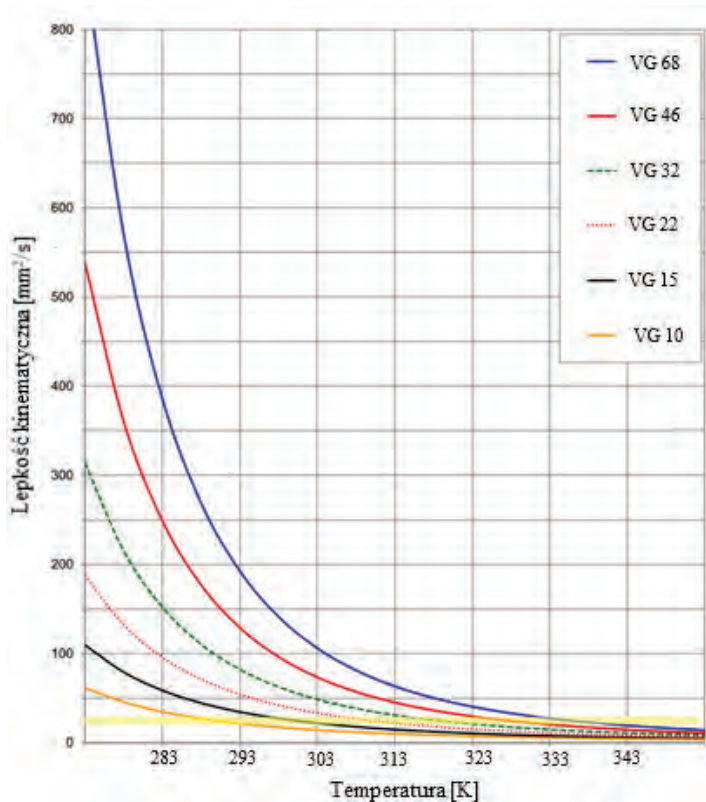
Sytuacja, w której ciecz hydrauliczna nie ulega pociemnieniu wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania, przedstawiona zostanie na przykładzie cieczy klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 68, użytkowanej w układzie jezdny pojazdu bezzałogowego. Zmiany koloru cieczy hydraulicznej HV o klasie lepkości VG 68 przedstawiono na rys. 4.6. Jasnobrazowy kolor cieczy hydraulicznej po 800 godzinach użytkowania świadczy o braku w cieczy produktów jej rozkładu termicznego, a o obecności jedynie produktów jej utleniania. Gdy ciecz hydrauliczna nie ulega pociemnieniu wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania, to jest ona właściwie dobrana do warunków pracy (występujących wymuszeń termicznych i mechanicznych), a hydrauliczne pary precyzyjne napędu pracują prawidłowo. Zmętnienie cieczy hydraulicznej (wygląd mleczny) świadczy najczęściej o przedostaniu się do niej innych nierozpuszczalnych w nim cieczy eksploatacyjnych, np. olejów na bazie glikoli lub o wypadaniu z cieczy osadów pochodzących z dodatków.



Rys. 4.6. Zmiany koloru cieczy hydraulicznej klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 68 w czasie jej użytkowania: a) ciecz hydrauliczna świeża, b) ciecz pobierana z napędu po 400 godzinach użytkowania, c) ciecz pobierana z napędu po 800 godzinach użytkowania

4.2.2.2. Lepkość kinematyczna cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Drugim standardowym parametrem kontrolnym służącym do oceny stanu technicznego cieczy hydraulicznej jest lepkość kinematyczna. Zmianę lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej klasy jakości HL o symbolu klasy lepkości VG 32, klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 46, oraz klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 68 w zależności od temperatury przedstawiono na rys. 4.7. Z wykresów na rys. 4.7 wynika, że zmiana lepkości w przedziale temperatury od 283 K do 303 K jest bardzo duża, natomiast zmiana lepkości w przedziale temperatury od 313 K do 333 K jest dużo mniejsza.



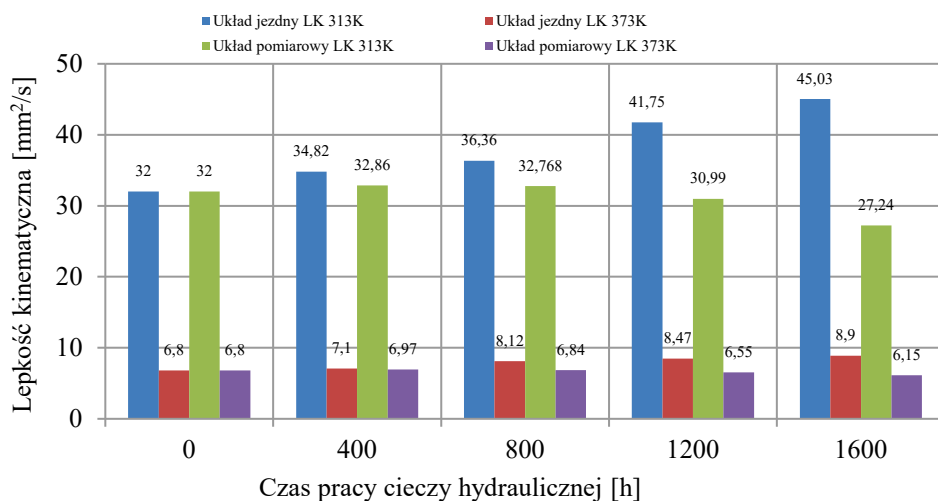
Rys. 4.7. Zmianę lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej w zależności od temperatury

Zgodnie z przyjętym standardem, tj. metodyką podaną w normie PN-EN ISO 3104 [102] lepkość kinematyczną bada się w temperaturze 313 K i 373 K. Do pomiaru lepkości cieczy hydraulicznej wykorzystano lepkościomierz kapilarny Pinkiewicza. Zgodnie z tą metodą podstawą pomiaru lepkości kinematycznej jest czas

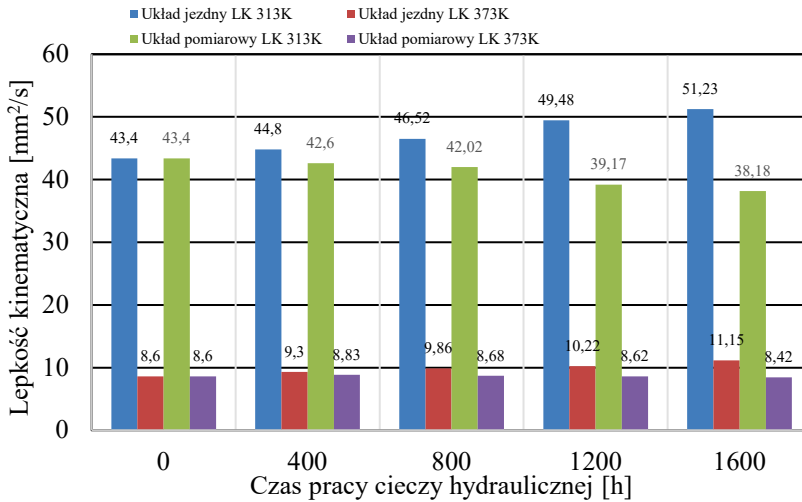
przepływu cieczy hydraulicznej przez kalibrowaną kapilarę w ściśle określonych warunkach pomiarowych (patrz rozdz. 3).

Jako przykład zmian lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych w czasie ich eksploatacji zaprezentowano wyniki badań cieczy mineralnych klasy jakości HL o symbolu klasy lepkości VG 32, klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 46 oraz klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 68 użytkowanych w pojeździe bezzałogowym. Ocenie lepkości podlegała ciecz hydrauliczna świeża i pobierana z układu jezdny i układu pomiarowego napędu hydrostatycznego pojazdu bezzałogowego po 400, 800, 1200 i 1600 godzinach użytkowania.

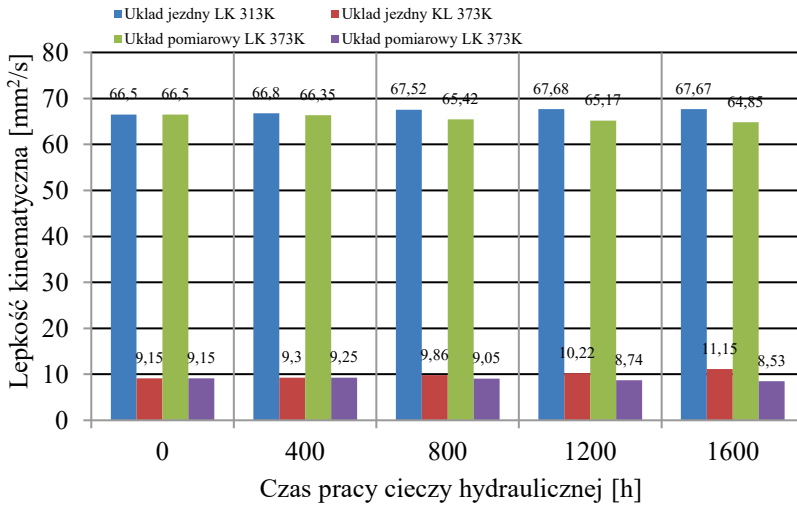
Przykład zmiany lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej klasy HL o symbolu klasy lepkości VG 32 w czasie normalnej jej eksploatacji w układzie jezdny i układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego zilustrowano na rys. 4.8. Przykład zmian lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 46 w czasie normalnego eksploataowania w układzie jezdny i układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego zilustrowano na rys. 4.9. Przykład zmiany lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 68 w czasie normalnego eksploataowania w układzie jezdny i układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego zilustrowano na rys. 4.10.



Rys. 4.8. Wartość lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej klasy HL w czasie normalnej jej eksploatacji w układzie jezdny i pomiarowym pojazdu bezzałogowego



Rys. 4.9. Wartość lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 46 w czasie normalnego eksploataowania w układzie jezdny i pomiarowy pojazdu bezzałogowego



Rys. 4.10. Wartość lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 68 w czasie normalnego jej użytkowania w układzie jezdny i pomiarowy pojazdu bezzałogowego

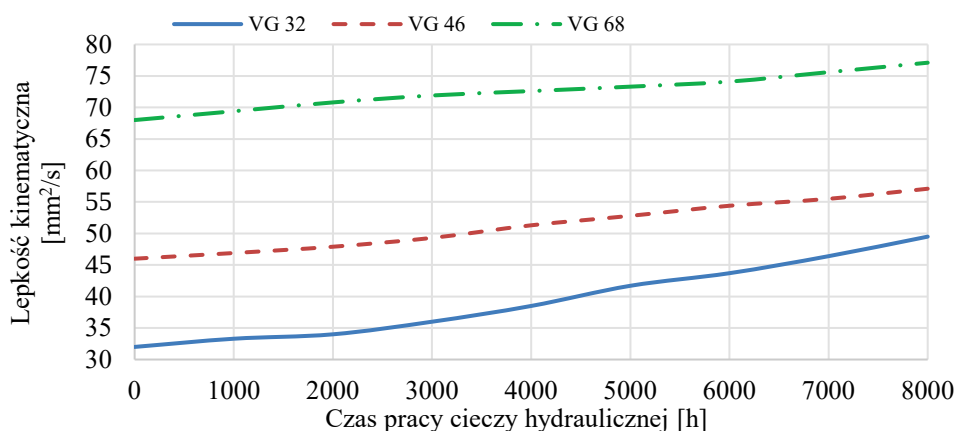
Z prezentowanych na rys. 4.8–4.10 wykresach kolumnowych wynika, że lepkość kinematyczna cieczy hydraulicznej użytkowanej w układzie jezdny pojazdu bezzałogowego ulega zwiększeniu, zaś użytkowanej w układzie pomiarowym po-

jazdu bezzałogowego ulega zmniejszeniu. Zwiększeniu lepkości ulega ciecz hydrauliczna klasy jakości HL o symbolu klasy lepkości VG 32 użytkowana w układzie jezdnym pojazdu bezzałogowego, zaś zmniejszeniu ta sama ciecz użytkowana w układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego. Lepkość kinematyczna cieczy w temperaturze 313 K, użytkowanej w układzie jezdnym pojazdu bezzałogowego, wzrasta od wartości 32 mm²/s do 45,03 mm²/s, a użytkowanej w układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego maleje od wartości 32 mm²/s do 27,24 mm²/s. W przypadku cieczy hydraulicznej klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 46, w czasie normalnego jej użytkowania w układzie jezdnym pojazdu bezzałogowego, lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K wzrasta z wartości 43,4 mm²/s do 51,23 mm²/s, zaś użytkowanej w układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego maleje od wartości 43,4 mm²/s do 38,18 mm²/s. W przypadku cieczy hydraulicznej klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 68, w czasie normalnego jej użytkowania w układzie jezdny i pomiarowym pojazdu bezzałogowego, lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K ulega niewielkiemu zwiększeniu z wartości 66,5 mm²/s do 67,67 mm²/s w układzie jezdny i niewielkiemu zmniejszeniu z wartości 66,5 mm²/s do 64,85 mm²/s w układzie pomiarowym pojazdu.

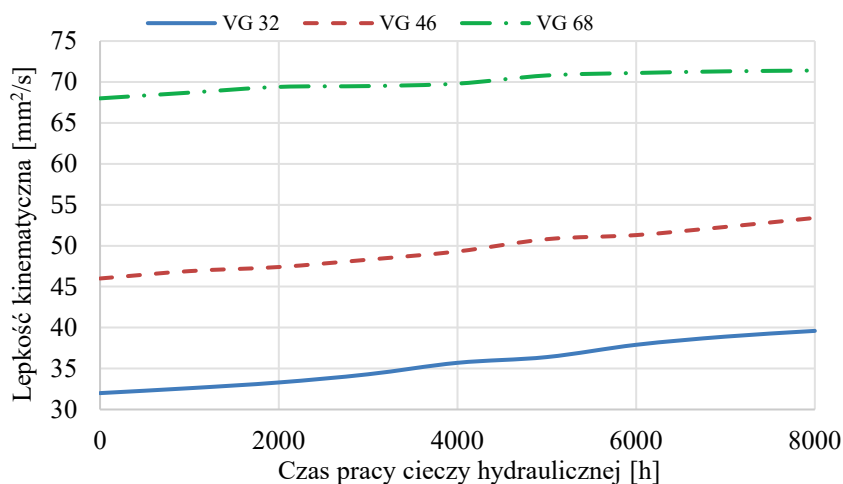
Zwiększanie się lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych klasy jakości HL o symbolu klasy lepkości VG 32, jak i cieczy klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 46 użytkowanych w układzie jezdny wskazuje na postępujące procesy ich utleniania, tj. głównie w rezultacie pojawiania się w niej produktów o dużej masie cząsteczkowej (produktów rozkładu termicznego i utleniania bazy węglowodorowej cieczy) wskutek ich pracy w podwyższonych temperaturach. Zmniejszanie się lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych klasy jakości HL o symbolu klasy lepkości VG 32, jak i cieczy klasy jakości HV o symbolu klasy lepkości VG 46 użytkowanych w układzie pomiarowym pojazdu bezzałogowego wskazuje na ścinanie w cieczy hydraulicznej długich cząstek węglowodorów bazy olejowej i modyfikatorów lepkości, zaś produkty utleniania utrzymywane są w stanie dużego rozproszenia, nie powodując wzrostu lepkości oleju. Czynnikiem wymuszającym zmianę (zmniejszanie się) lepkości kinematycznej są duże i intensywne naprężenia ścinające destrukcyjne cząstki węglowodorów bazy olejowej i modyfikatory lepkości cieczy. Zmiana lepkości kinematycznej wynika z warunków użytkowania cieczy hydraulicznej, gdyż w układzie pomiarowym ciecz pracuje pod ciśnieniem 40 MPa i w temperaturze 318 K – 333 K, a w układzie jezdny pod ciśnieniem 16 MPa i w temperaturze 348 K – 363 K. Warunki użytkowania oleju w układzie jezdny pojazdu stwarzają warunki do rozkładu termicznego (intensywne obciążenie cieplne), natomiast intensywność zmian ciśnienia w układzie pomiarowym generuje duże wartości naprężeń ścinających powodujących destrukcję długich cząsteczek węglowodorów bazy oleju i modyfikatora lepkości. Niewielka zmiana lepkości cieczy hydraulicznej klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 68 w czasie jej użytkowania, wskazuje na

stabilny przebieg procesów jej starzenia. Stabilny przebieg procesów starzenia się tej cieczy hydraulicznej związany jest z dużą zawartością modyfikatora lepkości (polimerów o długich molekułach) oraz bardzo dobrymi jej właściwościami dyspergującymi, tj. produkty utleniania są utrzymywane w stanie dużego rozproszenia. Rzeczywista zmiana lepkości tej cieczy hydraulicznej jest wypadkową wymuszeń termicznych, utleniania (kontakt z powietrzem) i zmian ciśnienia generującego duże wartości naprężeń ścinających.

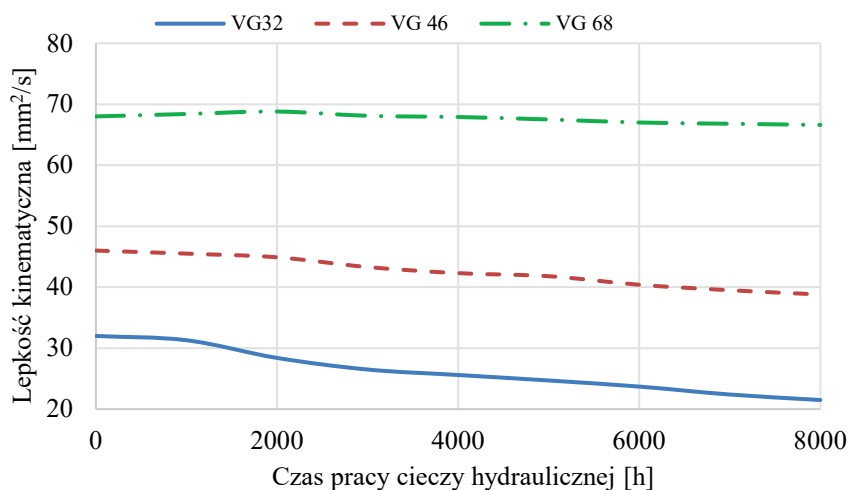
Na podstawie doświadczeń własnych, jak i dostępnych danych literaturowych [12,16,56], dokonano oszacowania zmian lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych różnych klas jakości i symbolach klas lepkości w trakcie ich normalnego użytkowania w różnych urządzeniach hydrostatycznych. Przykład zmiany lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznej klasy HL o symbolach klasy lepkości VG 32, VG 46 i VG 68, wzbogaconej w dodatki przeciwutleniające, w czasie normalnego ich eksploataowania, przy ciśnieniu roboczym cieczy nie większym niż 25 MPa i temperaturze pracy cieczy w zakresie od 333 K do 348 K przedstawiono na rys. 4.11. Przykład zmian lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 32, VG 46 i VG 68, z pełnym pakietem dodatków uszlachetniających, w czasie normalnego ich eksploataowania, przy ciśnieniu roboczym cieczy nie większym niż 20 MPa i temperaturze pracy cieczy w zakresie od 333 K do 348 K przedstawiono na rys. 4.12. Przykład zmian lepkości kinematycznej cieczy hydraulicznych klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 32, VG 46 i VG 68, z pełnym pakietem dodatków uszlachetniających, w czasie normalnego ich eksploataowania, przy ciśnieniu roboczym cieczy w zakresie 30 MPa – 40 MPa i w temperaturze pracy cieczy w zakresie od 318 K do 338 K przedstawiono na rys. 4.13.



Rys. 4.11. Lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K cieczy hydraulicznej klasy HL o symbolach klasy lepkości VG 32, VG 46 i VG 68 w czasie normalnej ich eksploatacji



Rys. 4.12. Lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K cieczy hydraulicznej klasy HV o symbolach klasy lepkości VG 32, VG 46 i VG 68, przy ciśnieniu pracy cieczy nie większym niż 20 MPa



Rys. 4.13. Lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K cieczy hydraulicznych klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 32, VG 46 i VG 68, przy ciśnieniu pracy cieczy w zakresie 30 MPa – 40 MPa

Konkludując, można stwierdzić, że lepkość kinematyczna w trakcie użytkowania cieczy hydraulicznej, w zależności od jej składu chemicznego, jak i oddziałujących wymuszeń termicznych, chemicznych i mechanicznych, może ulegać zarówno

zmniejszeniu, jak i zwiększeniu. Zwiększona lepkość cieczy wskazuje na postępujące procesy jej utleniania, tj. głównie w rezultacie pojawiania się w niej produktów o dużej masie cząsteczkowej (produktów rozkładu termicznego i utleniania bazy węglowodorowej cieczy) wskutek jej pracy w podwyższonych temperaturach. Zmniejszona lepkość cieczy najczęściej jest wynikiem dodania do niej substancji rozcieńczającej o mniejszej lepkości lub ścinania długich cząstek węglowodorów bazy olejowej i modyfikatorów lepkości. Rzeczywista zmiana lepkości cieczy hydraulicznej jest wypadkową tych dwóch wymuszeń [56,92].

4.2.2.3. Liczba kwasowa cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Innym parametrem kontrolnym cieczy hydraulicznej jest liczba kwasowa. Liczba kwasowa jest ważną miarą degradacji cieczy hydraulicznych w trakcie eksploatacji w wyniku utleniania. Wskazuje ona na zawartość wolnych kwasów w cieczy hydraulicznej, które były wynikiem jej zmian oksydacyjnych. Oprócz kwasów karboksylowych produktami utleniania mineralnych cieczy hydraulicznych są również aldehydy i ketony. Pojęcia i metody dotyczące oznaczania liczby kwasowej szerzej zostały omówione w rozdz. 3.

W trakcie użytkowania cieczy hydraulicznej, w wyniku procesów utleniania (degradacji) mniej odpornych jej składników, następuje zwiększanie liczby kwasowej. W idealnej sytuacji w toku użytkowania cieczy hydraulicznej liczba kwasowa nie powinna ulec zmianie. Należy jednak pamiętać, że wartość liczby kwasowej świeżych cieczy hydraulicznych nie jest równa zero. Niektóre ciecze zawierają dodatki o charakterze kwasowym lub w pewnym stopniu ulegają reakcji z wodorotlenkiem potasu. W wyniku ich rozkładu może następować zmniejszenie liczby kwasowej. Z tego względu wartość liczby kwasowej nie powinna ulec zbyt dużemu zwiększeniu, ale również nie powinna ulec nadmiernemu zmniejszeniu. Nadmierne zwiększenie liczby kwasowej może katalizować procesy rozkładu składników oleju (degradacji), a także być przyczyną korozji niektórych metali. Na intensywność procesu wpływają zarówno struktura chemiczna wykorzystywanych olejów bazowych, jak również kompozycja zastosowanych dodatków uszlachetniających, takich jak np. inhibitory utlenienia czy dodatki przeciwzużyciowe, szczególnie te zawierające cynk.

Na wczesnym etapie użytkowania cieczy hydraulicznej można zauważyć lekki spadek liczby kwasowej wynikający z wyczerpywania dodatków przeciwzużyciowych, co jest zjawiskiem typowym. W czasie użytkowania cieczy hydraulicznej wskutek działania takich czynników jak tlen z powietrza atmosferycznego, temperatura czy katalityczne działanie metali, obserwuje się przyrost liczby kwasowej

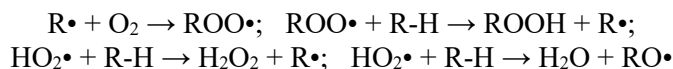
świadczący o postępującej jej degradacji starzeniowej. Starzenie cieczy hydraulicznej jest łańcuchem reakcji chemicznych biegnącym w myśl poniższego schematu [87,91]:

- Inicjacja związana z powstaniem wolnych rodników poprzez rozerwanie wiązań C-C, C-H.

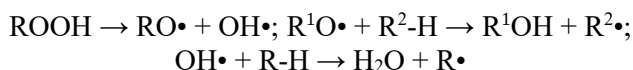


Na tym etapie nie obserwuje się jeszcze znaczących zmian własności oleju.

- Propagacja związana z rozwijaniem reakcji łańcuchowej poprzez nieodwracalną reakcję pomiędzy powstałymi rodnikami i tlenem. Produktem są rodniki nadtlennokowe będące podstawowym produktem pośrednim w procesie utleniania węglowodorów.

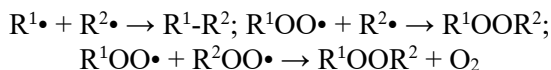


- Rozgałęzienie łańcucha reakcji, wzrost liczby aktywnych rodników związany również z rozpadem wodoronadtlenków.



Etap ten jest silnie zależny od temperatury pracy cieczy hydraulicznej, zachodzi szczególnie intensywnie przy temperaturze $>150^\circ\text{C}$. Jony metali katalizują proces.

- Terminacja, tj. zakończenie reakcji łańcuchowej poprzez sparowanie rodników.

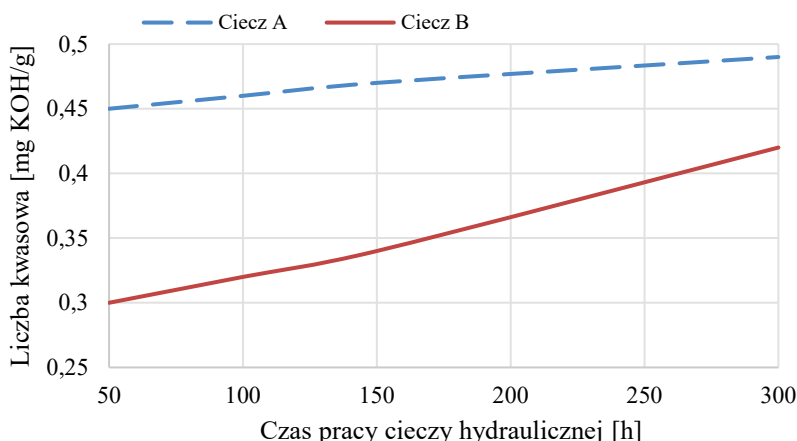


Łańcuchowa reakcja starzenia bazy olejowej jest procesem nieodwracalnym, zachodzi zarówno wskutek użytkowania cieczy hydraulicznej, jak również podczas długotrwałego przechowywania. Obserwowana jest zależność dwukrotnego zwiększenia szybkości procesu przy wzroście temperatury o 10°C [87]. Występuje tu efekt samoutlenienia. Produkty zainicjowanej reakcji utlenienia katalizują dalsze etapy degradacji. Śledząc trend zmian liczby kwasowej, nie można więc oczekiwać obniżenia wartości parametru, gdy stwierdzony już zostanie wzrost. Produkty powyższych reakcji, szczególnie w warunkach podwyższonej temperatury, mogą ulegać dalszym procesom wtórnej oksydacji. Degradacja cieczy hydraulicznej wskutek zachodzących reakcji polimeryzacji i polikondensacji objawia się wzrostem liczby

kwasowej, któremu towarzyszą symptomy takie jak zmiana barwy, wzrost lepkości oraz powstawanie osadów i szlamów.

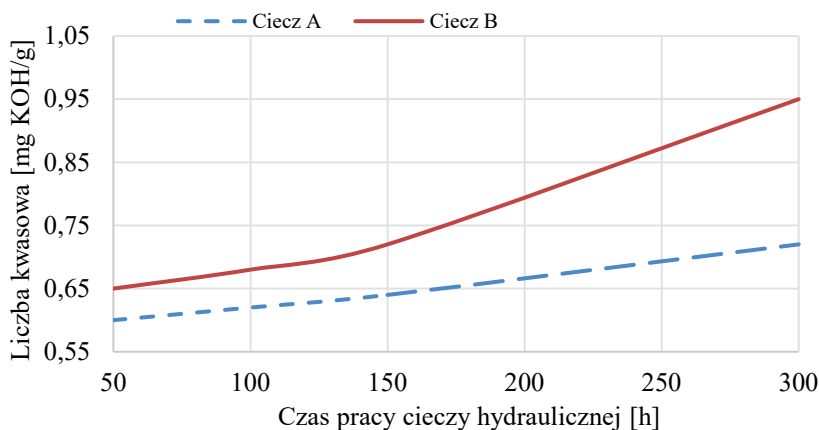
Jako przykład zmian liczby kwasowej cieczy hydraulicznych w czasie zaprezentowano wyniki badań dwóch cieczy wykonanych na bazie olei mineralnych. Pierwsza ciećz hydrauliczna, oznaczona jako A, wykonana była na bazie oleju o zawartości siarki poniżej 0,03%. Liczba kwasowa świeżej cieczy A wynosiła 0,45 mg KOH/g. Ciecz A podlegała złożonemu procesowi oczyszczania, zwanemu hydrokalkingiem. Druga ciećz hydrauliczna, oznaczona jako B, to ciećz wykonana na bazie oleju o zawartości siarki powyżej 0,03%. Liczba kwasowa świeżej cieczy B wynosiła 0,26 mg KOH/g. Proces oczyszczania oleju bazowego cieczy B polegał na rafinowaniu go rozpuszczalnikiem. Obie ciećze hydrauliczne były podgrzewane na stanowisku badawczym do temperatury 313 K, 333 K i 353 K (40°C; 60°C; 80°C) z czasem przetrzymywania w tych temperaturach 50; 100; 150; 300 godzin. Po ich podgrzaniu do temperatury 313 K, 333 K i 353 K i czasem przetrzymania w tych temperaturach 50; 100; 150; 300 godzin sprawdzano ich całkowitą liczbę kwasową.

Wyniki badań liczby kwasowej cieczy hydraulicznych A i B w temperaturze 313 K z czasem przetrzymania w tej temperaturze przez 50; 100; 150; 300 godzin przedstawiono na rys. 4.14. Z wykresów zamieszczonych na rys. 4.14 widać, że stopień utlenienia cieczy A i cieczy B nie wzrósł znacząco. Jednakże ciećz B wykazuje większy przyrost liczby kwasowej w porównaniu z cieczą A. Znaczny wzrost liczby kwasowej cieczy B nastąpił po przetrzymania jej w temperaturze 313 K przez 150 godzin. Największa różnica wartości liczby kwasowej wynosząca 0,120 mg KOH/g wystąpiła po 300 godzinach przetrzymywania jej w temperaturze 313 K.



Rys. 4.14. Liczba kwasowa cieczy hydraulicznych A i B w temperaturze 313 K z czasem przetrzymania 50; 100; 150; 300 godzin

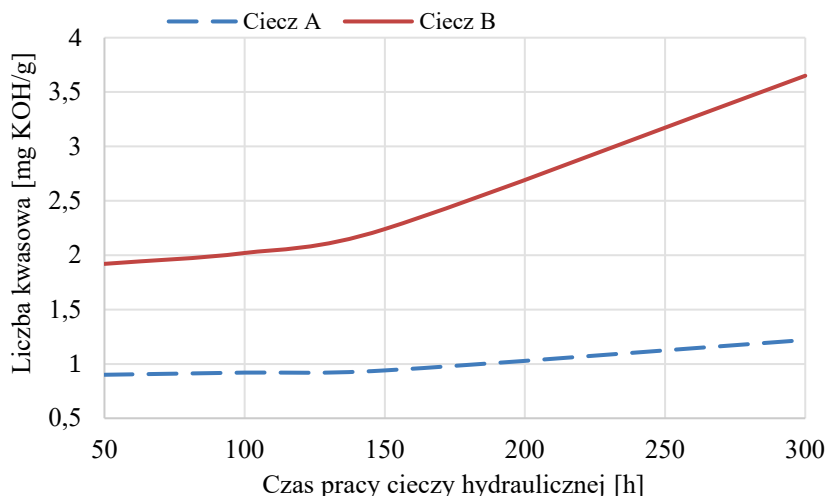
Wyniki badań liczby kwasowej cieczy hydraulicznych A i B w temperaturze 333 K z czasem przetrzymania w tej temperaturze przez 50; 100; 150; 300 godzin przedstawiono na rys. 4.15. W cieczy B następuje wzrost utlenienia, ponieważ w temperaturze 333 K zachodzą procesy utleniania, w wyniku których następuje rozpad łańcucha węglowodorowego, powodujący zwiększoną kwasowość cieczy hydraulicznej. W cieczy A wzrost wartości liczby kwasowej jest stabilny i nieistotny. W temperaturze 333 K ciecz A dobrze utrzymuje wiązania węglowodorowe, dzięki czemu utlenianie jest powolne. W tym przypadku dodatki przeciwutleniające w cieczy A mają również wpływ na spowolnienie procesu utleniania. Dodatek przeciwutleniający reaguje, gdy związek węglowodorowy w cieczy bazowej ulega utlenieniu, tworząc związek niekwasowy, który nie zmienia kwasowości oleju i nie hamuje tworzenia się osadu. Na wzrost wartości liczby kwasowej wpływa również jakość cieczy bazowej, co widać dla cieczy B. Wartość liczby kwasowej cieczy B jest zwykle wyższa niż w cieczy A, która ma lepszą jakość cieczy bazowej (patrz rys. 4.15).



Rys. 4.15. Liczba kwasowa cieczy hydraulicznych A i B w temperaturze 333 K z czasem przetrzymania 50; 100; 150; 300 godzin

Wyniki badań liczby kwasowej cieczy hydraulicznych A i B w temperaturze 353 K z czasem przetrzymania przez 50; 100; 150; 300 godzin przedstawiono na rys. 4.16. W temperaturze 353 K obie ciecze charakteryzują się wzrostem stopnia utlenienia w porównaniu z temperaturą przetrzymywania 313 K i 333 K. Przy temperaturze 353 K rozpad łańcucha węglowodorowego cieczy bazowych przebiega dużo szybciej niż w temperaturach 313 K i 333 K. Ponadto w temperaturze 353 K szybkość utleniania cieczy zwiększa się w wyniku oddziaływania na nią wielu katalizatorów lub przyspieszaczy utleniania. W początkowych warunkach cząsteczki

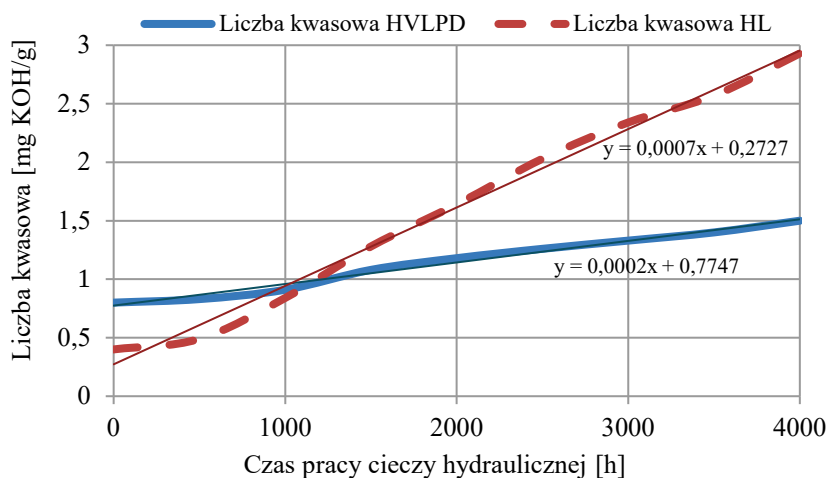
węglowodorów reagują z różnego rodzaju katalizatorami, tworząc wolne rodniki (elektrony potrzebują pary, aby zrównoważyć wartość spinu, więc cząsteczki rodników stają się niestabilne i łatwo reagują z innymi cząsteczkami, tworząc nowy rodnik). W temperaturze 353 K w cieczy B następuje znaczny wzrost utlenienia, powodujący zwiększoną kwasowość cieczy hydraulicznej. Bardzo szybkie utlenianie cieczy B jest spowodowane wieloma reakcjami chemicznymi w niej zachodzącymi, które tworzą związek kwasowy. Po 300 godzinach przetrzymania cieczy B w temperaturze 353 K jej dodatek przeciwutleniający nie działa prawidłowo. Należy tu dodać, że utlenianie zachodzi, gdy tlen reaguje z cieczą bazową, będącą zazwyczaj na bazie węglowodorów. Kiedy ciecz zostanie utleniona, niektóre cząsteczki węglowodorów zmieniają się w związki kwasowe i szlam. W cieczy A wzrost wartości liczby kwasowej jest stabilny i powolny. W temperaturze 353 K ciecz A dobrze utrzymuje wiązania węglowodorowe, dzięki czemu utlenianie jest powolne. Dodatki przeciwutleniające w cieczy A mają również wpływ na spowolnienie procesu utleniania. Dodatek przeciwutleniający reaguje, gdy związek węglowodorowy w cieczy bazowej ulega utlenieniu, tworząc związek niekwasowy, który nie zmienia kwasowości cieczy. Proces utleniania cieczy A jest powolny, ponieważ jej ciecz bazowa w wyniku hydrokrakingu jest oczyszczona ze związków siarki. W procesie krakingu łańcucha węglowodorowego z reakcją wodoru wspomaganą katalizatorem (w celu przekształcenia ciężkiej cząsteczki w pierścień cząsteczki) i jednocześnie z zachodzeniem reakcji hydrrafinacji następuje redukcja związków siarki i tlenu.



Rys. 4.16. Liczba kwasowa cieczy hydraulicznych A i B w temperaturze 353 K z czasem przetrzymania 50; 100; 150; 300 godzin

Dlatego ilość siarki w cieczy bazowej odgrywa kluczową rolę w utrzymaniu wartości liczby kwasowej. Ciecz A mająca zawartość siarki na niskim poziomie (poniżej 0,03%) dużo wolniej się utlenia, ponieważ związek węglowodorowy w tej cieczy, ulegając utlenieniu, tworzy związek niekwasowy, który nie zmienia znacząco kwasowości cieczy. Wysoka zawartość siarki w cieczy bazowej B (powyżej 0,03%) powoduje łatwość jej utlenienia i tworzenia związków kwasowych. Dlatego wartość liczby kwasowej cieczy B rośnie szybciej w porównaniu z cieczą A.

Wartość liczby kwasowej cieczy hydraulicznej zwiększa się wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania wg zależności liniowej (rys. 4.17).



Rys. 4.17. Zmiana wartości liczby kwasowej cieczy hydraulicznych wraz ze wzrostem czasu ich użytkowania

Wartości liczby kwasowej cieczy hydraulicznej klasy HL mieszczą się w zakresie od 0,6 mg KOH/g dla cieczy świeżej do 2,85 mg KOH/g dla cieczy po długim użytkowaniu. Należy tu dodać, że w początkowym okresie użytkowania cieczy hydraulicznej (do ok. 100 godz.) liczba kwasowa maleje w miarę wyczerpywania się dodatków. Jednak gdy olej zaczyna się starzeć i utleniać, powstawanie kwaśnych produktów ubocznych odwraca tę tendencję i powoduje wzrost liczby kwasowej cieczy. Wartość liczby kwasowej cieczy klasy HL po przebiegu ok. 1000 godz. wynosi 0,85 mg KOH/g, zaś po przebiegu ok. 2000 godz. wynosi 1,62 mg KOH/g. Tak znaczna wartość liczby kwasowej cieczy hydraulicznej klasy HL nie przekłada się na wzrost jej agresywności korozyjnej. Badania na płytkach miedzianych (temperatura 100°C w ciągu 180 min) nie wykazały żadnego działania korodującego (klasa korozji 1a). Wynika to z dwóch powodów. Kwasy organiczne, które są produktami utleniania cieczy hydraulicznej, należą do grupy kwasów słabych. Po drugie ciecze

hydrauliczne mają zazwyczaj bardzo dobre właściwości przeciwkorozyjne. Kwasy słabe powstające w cieczach hydraulicznych są to wielkocząsteczkowe kwasy organiczne, nierozpuszczalne w wodzie, które nie wpływają na pH wyciągu wodnego. Będąc związkami tlenowymi różnią się od cząsteczek bazy olejowej elektrycznym momentem dipolowym i wykazują tendencję do wzajemnego orientowania się grupami funkcyjnymi ($R^1\text{-COOH} - \text{HOOC-}R^2$) [87]. Powstałe w ten sposób micelle są rozpuszczalne w bazie olejowej jedynie do momentu osiągnięcia pewnej krytycznej masy, po przekroczeniu której są przyczyną generowania osadów.

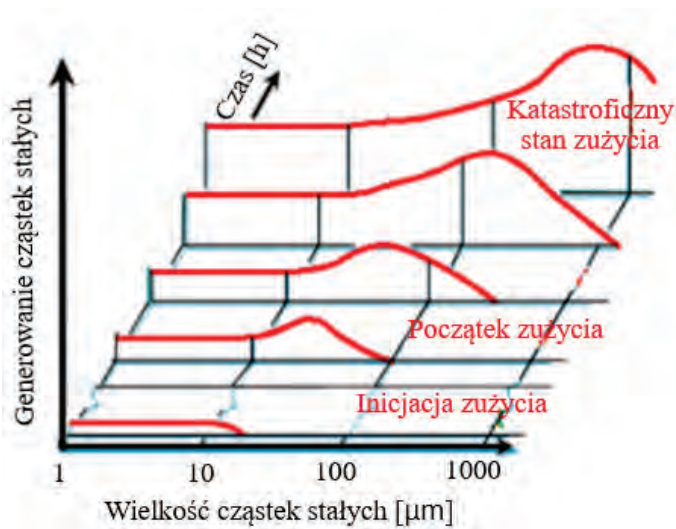
Wartości liczby kwasowej cieczy hydraulicznej klasy HVLPD zawierającej dodatki ograniczające zużycie na bazie cynku mieszczą się w zakresie od 0,8 mg KOH/g dla cieczy świeżej do 1,5 mg KOH/g dla cieczy po długim użytkowaniu. Podobnie jak dla cieczy klasy HL liczba kwasowa początkowo maleje w miarę wyczerpywania się dodatków. Jednak gdy ciecz zaczyna się utleniać, liczba kwasowa zaczyna wzrastać. W przypadku cieczy klasy HVLPD liczba kwasowa osiąga maksymalną wartość 1,5 mg KOH/g.

4.2.2.4. Stan czystości cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Jednym z problemów, który występuje podczas użytkowania cieczy hydraulicznej w napędzie hydrostatycznym, jest gromadzenie się w niej cząstek zanieczyszczeń stałych. Dzieje się tak mimo stosowania filtrów hydraulicznych w napędach. Zanieczyszczanie się cieczy hydraulicznych jest istotnym problemem szczególnie w transporcie lotniczym. Przyczyny zanieczyszczania się cieczy hydraulicznych cząstkami stałymi omówiono w podrozdz. 3.5 monografii, zaś metody oceny ich czystości w podrozdz. 3.6. Obecność cząstek stałych w cieczy hydraulicznej pracującej w napędzie hydrostatycznym jest najważniejszym czynnikiem wpływającym na jego trwałość [4,14]. Predykcję wpływu generowania cząstek stałych o określonych wielkościach do cieczy hydraulicznej użytkowanej w napędzie hydrostatycznym na czas pracy tego napędu przedstawiono na rys. 4.18.

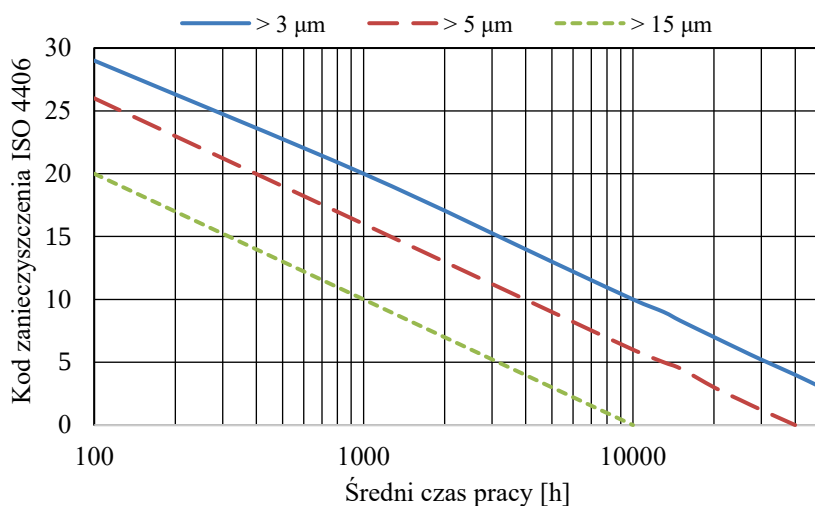
W początkowym okresie użytkowania cieczy hydraulicznej liczba cząstek stałych w niej zawarta jest mała i ich wielkość nie przekracza 5 μm . W tym okresie hydrauliczne pary precyzyjne napędu przystosowują się samoczynnie do optymalnych warunków współpracy. Jest to okres samoregulacji, tj. dopasowywania mikrogeometrii powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych. Intensywność zużycia jest stała, co oznacza, że zużycie przyrasta proporcjonalnie do czasu trwania procesu. Jednakże w cieczy hydraulicznej napędu przyrasta liczba cząstek stałych i ich wielkość. Po osiągnięciu określonej granicznej wartości cząstek stałych zawartych w cieczy występuje jakościowa zmiana charakteru fizycznego zjawisk. Następuje inicjacja zużycia powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych charakteryzująca się

wzrostem liczby i wielkości cząstek stałych zawartych w cieczy. Dalsze generowanie liczby cząstek o wielkości przekraczającej $10\ \mu\text{m}$ do cieczy hydraulicznej daje początek intensywnemu zużyciu hydraulicznych par precyzyjnych napędu. Generowanie w tym okresie cząstek stałych może być konsekwencją zużycia normalnego, przewidzianego podczas konstruowania urządzeń napędu hydrostatycznego, ale także może być spowodowane wystąpieniem w hydraulicznych parach precyzyjnych przeciążeń, niedostatecznego smarowania, nadmiernego wzrostu temperatury itp. Powoduje to dalszy wzrost intensywności zużycia i generowanie do cieczy hydraulicznej dużej liczby cząstek o wielkości przekraczającej $15\ \mu\text{m}$. Doprowadza to w efekcie do katastroficznego stanu zużycia hydraulicznych par precyzyjnych, co prowadzi w krótkim okresie do szybkiej zmiany podstawowych charakterystyk urządzeń hydraulicznych napędu w zakresie wymaganej liniowości, zakładanej histerazy, przecieków wewnętrznych (zmniejszenie sztywności napędu i szybkości ruchu elementu napędzanego), czy stabilności pracy (błędy pozycjonowania i drgania, uchyby regulacji prędkości, różne prędkości ruchu elementów napędzanych w zależności od kierunku ruchu, ruch skokowy elementów napędzanych przy płynnej zmianie sygnału sterującego).



Rys. 4.18. Zależność czasu użytkowania napędu hydrostatycznego od szybkości generowania cząstek stałych o określonej wielkości do cieczy hydraulicznej eksploatowanej w napędzie

Na rys. 4.19 przedstawiono zależność pomiędzy poziomem zanieczyszczenia cząstkami stałymi cieczy hydraulicznej zgodnie z ISO 4406 a średnim czasem pracy napędu hydrostatycznego.



Rys. 4.19. Zależność pomiędzy poziomem zanieczyszczenia cząstkami stałymi cieczy hydraulicznej zgodnie z ISO 4406 a trwałością napędu hydrostatycznego

Do charakterystycznych cech napędów hydrostatycznych należy ich zamknięta struktura, tj. ciecz hydrauliczna pracuje w nich w obiegu cyrkulacyjnym (patrz rys. 2.2). W określonym czasie, tj. w czasie jednego cyklu, ciecz hydrauliczna pracuje ze zmiennym obciążeniem mechanicznym i termicznym. W wyniku pracy cieczy hydraulicznej w napędzie hydrostatycznym w obiegu cyrkulacyjnym można opisać poszczególne fazy jej czystości. Rozważmy szczegółowo poszczególne fazy jednego cyklu obiegu cieczy hydraulicznej na przykładzie napędu hydrostatycznego przedstawionego na rys. 2.2. Ciecz hydrauliczna zawarta w zbiorniku ma stan wyjściowy jej czystości zależny od czystości zbiornika i wlanej do niego cieczy. W chwili włączenia napędu hydrostatycznego do pracy ciecz zasysana jest przez pompę hydrauliczną i tłoczona do hydraulicznych urządzeń sterujących i wykonawczych. W pierwszej kolejności ciecz współpracuje z hydraulicznymi parami precyzyjnymi pompy hydraulicznej i wpływa na ich współpracę. Pobiera wszystkie zanieczyszczenia znajdujące się w pompie, które powstały w wyniku współpracy jej elementów hydraulicznych par precyzyjnych oraz wydzielonych z samej cieczy i przenosi je przez filtr wysokiego ciśnienia do urządzeń sterujących i wykonawczych. Przepływ cieczy hydraulicznej przez filtr wysokiego ciśnienia powoduje zatrzymanie zanieczyszczeń o odpowiedniej wielkości, podnosząc stopień jej czystości. Z tej fazy obiegu wynika, że ciecz zawarta w zbiorniku, a przede wszystkim jej stan czystości, ma decydujący wpływ na pracę pompy hydraulicznej. Praca dalszych urządzeń sterujących i wykonawczych zależy od stopnia filtracji tej cieczy przez filtr wysokiego ciśnienia. Dalsza faza to przepływ

cieczy przez poszczególne kanały przepływowe do urządzeń sterujących i wykonawczych. Ciecz współpracuje z hydraulicznymi parami precyzyjnymi urządzeń sterujących oraz wykonawczych i wpływa na ich współpracę. Pobiera wszystkie zanieczyszczenia znajdujące się w urządzeniach sterujących i wykonawczych, które powstały w wyniku współpracy ich elementów hydraulicznych par precyzyjnych oraz wydzielonych z samej cieczy i przenosi je przez filtr niskiego ciśnienia do zbiornika hydraulicznego. Przepływ cieczy hydraulicznej przez poszczególne kanały przepływowe i urządzenia sterujące i wykonawcze obniża jej stan czystości. Przed powrotem do zbiornika ciecz hydrauliczna przepływa przez filtr niskiego ciśnienia, który powoduje zatrzymanie zanieczyszczeń o odpowiedniej wielkości. Uzyskuje się w ten sposób stan czystości cieczy hydraulicznej w zbiorniku zależny od dokładności filtracji filtru niskiego ciśnienia.

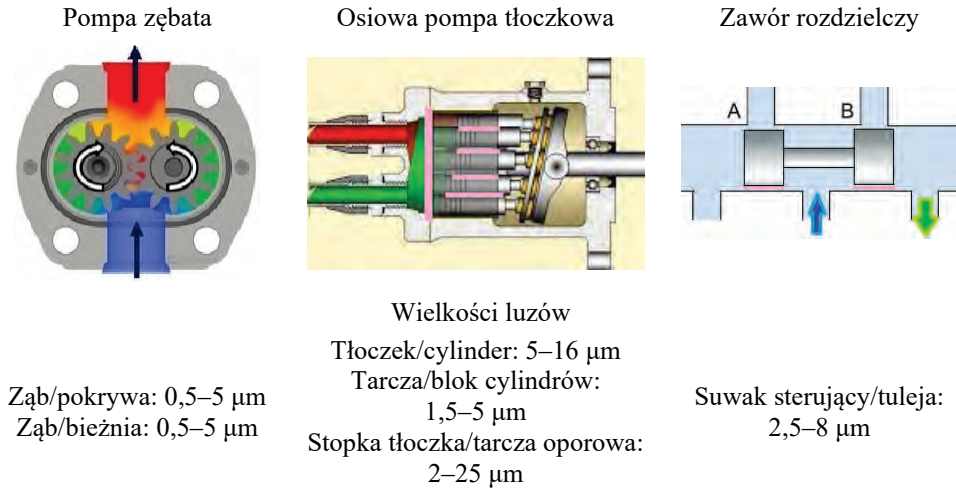
Praca cieczy hydraulicznej w obiegu cyrkulacyjnym pozwala wyróżnić następujące cechy charakterystyczne jej faz czystości:

- w każdym cyklu ciecz hydrauliczna jest nośnikiem zanieczyszczeń zawartych w niej z fazy początkowej (ze zbiornika) oraz uzupełnianych w trakcie przepływu z przestrzeni i kanałów przepływowych, wytworzonych w wyniku współpracy elementów hydraulicznych par precyzyjnych i wydzielonych z samej cieczy;
- stan czystości cieczy hydraulicznej w określonym przedziale czasu zależy od intensywności generowania zanieczyszczeń przez hydrauliczne pary precyzyjne napędu i zdolności filtracji zabudowanych w napędzie filtrów.

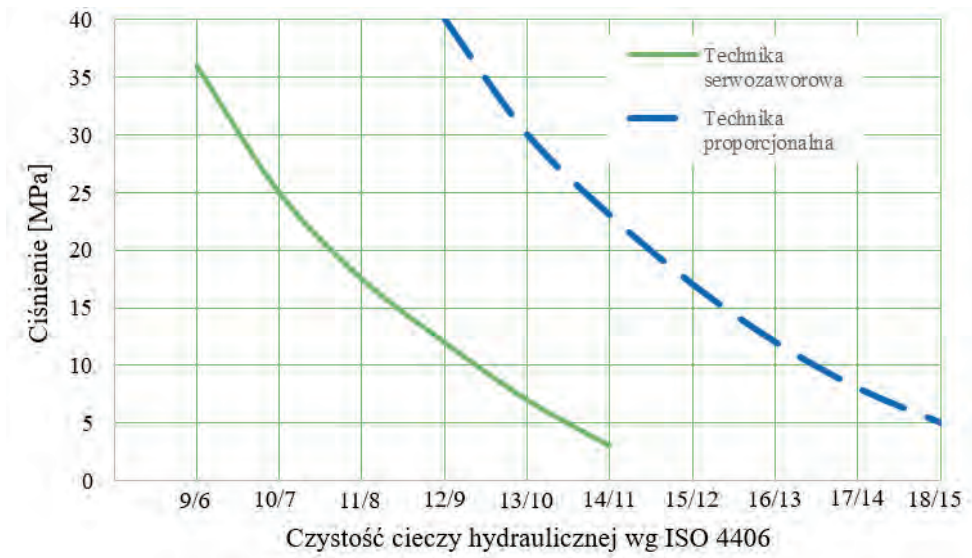
Teoretycznie można założyć, że dla napędu hydrostatycznego przedstawionego na rys. 2.2 ciecz hydrauliczna zgromadzona w zbiorniku zachowuje zadaną klasę czystości, a kolejne cykle jej obiegu powodują jedynie wzrost zanieczyszczeń filtrów i ewentualnie zmiany jej właściwości fizyko-chemicznych oraz stanu współpracujących elementów hydraulicznych par precyzyjnych. Jednakże całkowite zatrzymanie zanieczyszczeń przez filtry jest niemożliwe, ze względu na niewspółmierny do używanych efektów wzrost oporów przepływu cieczy hydraulicznej (smarującej) wraz ze wzrostem dokładności i skuteczności filtracji.

Od cieczy hydraulicznych wymaga się więc czystości odpowiedniej do luzów i ciśnień w napędzie hydrostatycznym. Na rys. 4.20 przedstawiono typowe wielkości luzów w urządzeniach hydraulicznych (wg CETOP RP 92H).

Na rys. 4.21 przedstawiono krzywe pozwalające określić minimalne wymagania w stosunku do czystości cieczy hydraulicznej dla napędów hydrostatycznych z uwzględnieniem ich roboczego ciśnienia i klasy dokładności urządzenia hydraulicznego (technika proporcjonalna – średnia dokładność działania lub serwowzawrowa – wysoka dokładność działania).



Rys. 4.20. Wielkości luzów i krytycznych stref tarcia w urządzeniach hydraulicznych (kolor różowy)



Rys. 4.21. Zależność minimalnej wymaganej czystości cieczy hydraulicznej od ciśnienia roboczego w napędzie i klasy dokładności urządzenia hydraulicznego

Większość nowoczesnych napędów hydrostatycznych jest obecnie projektowana tak, aby działała przy określonym poziomie czystości płynu. Nazywa się to „wymaganym poziomem czystości”. Klasę czystości w napędzie hydrostatycznym

ustala się na podstawie wymagań hydraulicznej pary precyzyjnej najbardziej wrażliwej na zanieczyszczenia i dla tej pary przyjmuje się klasę czystości cieczy dla napędu. Wszystkie filtry hydrauliczne dobiera się dla uzyskania przyjętej dla napędu hydrostatycznego klasy czystości cieczy hydraulicznej.

Zalecane klasy czystości cieczy hydraulicznych, wg oznaczeń kodowych ISO 4406 [100] dla typowych urządzeń hydraulicznych, średniociśnieniowych napędów hydrostatycznych przedstawiono w tabeli 4.1, zaś typowe poziomy czystości cieczy hydraulicznej dla różnych typów napędów hydrostatycznych, zdefiniowane zgodnie z normami ISO 4406 [100] i NAS 1638 [83], oraz odpowiadające im minimalne zalecane poziomy filtracji w mikrometrach przedstawiono w tabeli 4.2. „Wymagany poziom czystości” stanowi poziom podstawowy, który filtry napędu hydrostatycznego muszą osiągnąć i utrzymać przez cały okres użytkowania cieczy hydraulicznej.

Tabela 4.1

Zalecane klasy czystości cieczy hydraulicznych wg oznaczeń kodowych ISO 4406 i NAS 1638 dla typowych urządzeń hydraulicznych, średniociśnieniowych napędów hydrostatycznych [83, 100]

Typ urządzenia hydraulicznego	Zalecana absolutna dokładność filtracji [μm]	Zalecana klasa czystości cieczy hydraulicznych według oznaczeń kodowych	
		ISO 4406:1999	NAS 1638
Osiowa pompa tłoczkowa	10	18/14	9
Tłoczkowa pompa promieniowa	10	18/14	9
Pompa zębata	20	19/15	10
Pompa łopatkowa	10	18/14	9
Osiowy silnik tłoczkowy	10	18/14	9
Tłoczkowy silnik promiarowy	10	18/14	9
Silnik łopatkowy	10	18/14	9
Zawór rozdzielczy (elektromagnetyczny)	20	19/15	10
Zawór sterujący ciśnieniem	20	19/15	9
Zawoi sterujący natężeniem przepływu	10	18/14	10
Zawór zwrotny	10	18/14	9
Zawór proporcjonalny	10	18/14	9
Serwowawór	5	17/13	7
Cylinder hydrauliczny	20	19/15	10

Tabela 4.2

Typowe poziomy czystości cieczy hydraulicznej dla różnych typów napędów hydrostatycznych i odpowiadające im minimalne zalecane poziomy filtracji w mikrometrach [83, 100]

Typ napędu hydrostatycznego	Rekomendowana klasa czystości cieczy hydraulicznej		Minimalny zalecany poziom filtracji w mikronach ($\beta > 100$)
	ISO 4406	NAS 1638	
Wysokociśnieniowy (25÷40 MPa)	15/12	6	5÷10
Normalnociśnieniowy (15÷25 MPa)	16/13	7	10÷12
Średnociśnieniowy (5÷15 MPa)	18/15	9	12÷15
Niskociśnieniowy (< 5 MPa)	19/16	10	20

Typowa czystość cieczy hydraulicznej, zgodnie z ISO 4406, zakupionej bezpośrednio od dostawcy to 20/18/15 [100]. Zalecane klasy czystości cieczy hydraulicznych wg oznaczeń kodowych ISO 4406 w napędzie hydrostatycznym powinny być na minimalnym poziomie 18/16/13 [57,89,119].

Z tabeli 4.2 wynika, że istnieje korelacja pomiędzy poziomem czystości cieczy hydraulicznej a poziomem filtracji w napędzie hydrostatycznym. Ze względu na obciążenia ciśnieniowe występujące w napędzie hydrostatycznym, filtry możemy podzielić na:

- wysokociśnieniowe instalowane w gałęzi wysokiego ciśnienia, czyli w przewodzie tłocznym pompy lub bezpośrednio przed wrażliwym na zanieczyszczenie elementem, np. rozdzielaczem proporcjonalnym lub serwoworem,
- niskociśnieniowe instalowane w gałęzi niskiego ciśnienia, czyli w przewodzie ssawnym lub spływowym do zbiornika.

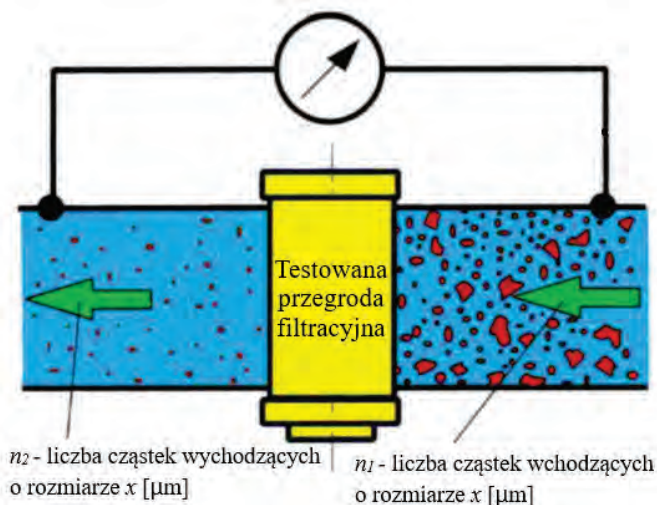
Ze względu na miejsce osadzania się zanieczyszczeń w przegrodach filtracyjnych, filtry dzielimy na:

- powierzchniowe, w których zanieczyszczenia absorbowane są przez filtr na powierzchni przegrody. W filtrach powierzchniowych przegrody filtracyjne wykonane są najczęściej z siatek ze stali stopowych o określonym rozmiarze oczek. Dokładność filtrowania wyznacza rozmiar oczek przegrody filtracyjnej, co powoduje, że filtry te oczyszczają skutecznie ciecz hydrauliczną z zanieczyszczeń większych od 15 μm . Czynna powierzchnia filtrująca (powierzchnia, przez którą przepływa ciecz hydrauliczna) jest mała i zależy od dokładności filtrowania cieczy (w filtrach

powierzchniowych czynna powierzchnia filtracyjna wynosi 30–40% całkowitej powierzchni filtra). Przegrody filtrów powierzchniowych należą do przegród odnawialnych, tzn. możliwe jest ich odczyszczenie z zanieczyszczeń i dalsza eksploatacja;

- wgłębne, w których zanieczyszczenia absorbowane są w głębi przegrody filtracyjnej. Materiały stosowane na filtry wgłębne to sprasowane runa włókien metalowych, szklanych i papierowych, niejednokrotnie nasączone dodatkowymi środkami wiążącymi w celu zwiększenia ich wytrzymałości (np. żywicą fenolową). W filtrach zaopatrzonych w takie przegrody mamy do czynienia ze zjawiskiem labiryntowego wyłapywania zanieczyszczeń. Dzięki temu możliwa jest absorpcja cząsteczek zanieczyszczeń o wielkości większej od $3\text{ }\mu\text{m}$. Pochłanianie zanieczyszczeń przez wkłady filtrów wgłębnych jest bardzo duża, jednak ze względu na miejsce osadzania się zanieczyszczeń w przegrodach, w większości przypadków są one przegrodami nieodnawialnymi.

Informacji na temat budowy filtrów hydraulicznych jest dość dużo w literaturze [41,54,58,63,68,77], dlatego nie będą tu szczegółowo omawiane. Natomiast krótko omówione zostanie zagadnienie doboru i wydajności filtrów. Filtry hydrauliczne są oceniane na podstawie wielkości usuwanych cząstek i skuteczności, z jaką je usuwają. Skuteczność filtra hydraulicznego można wyrazić jako współczynnik β_x dla danej wielkości cząstek lub jako procent wychwyconych cząstek. Współczynnik β_x jest liczbową miarą dokładności filtracji. Wyznaczamy go, stosując tzw. test wieloprześciowy (rys. 4.22).



Rys. 4.22. Idea testu wieloprześciowego

Współczynnik β_x wyraża stosunek liczby n_1 zanieczyszczeń o wymiarze x [μm] w 100 cm^3 cieczy na wejściu przegrody filtracyjnej, do liczby n_2 cząstek o wymiarze x [μm] po przejściu przez tę przegrodę, czyli:

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2}. \quad (4.1)$$

Ze współczynnikiem dokładności filtracji związany jest współczynnik skuteczności filtracji:

$$n_f = \left(1 - \frac{1}{\beta_x}\right) \cdot 100\%. \quad (4.2)$$

Współczynnik beta filtrów i odpowiadającą im skuteczność zatrzymywania w procentach przedstawiono w tabeli 4.3 [150].

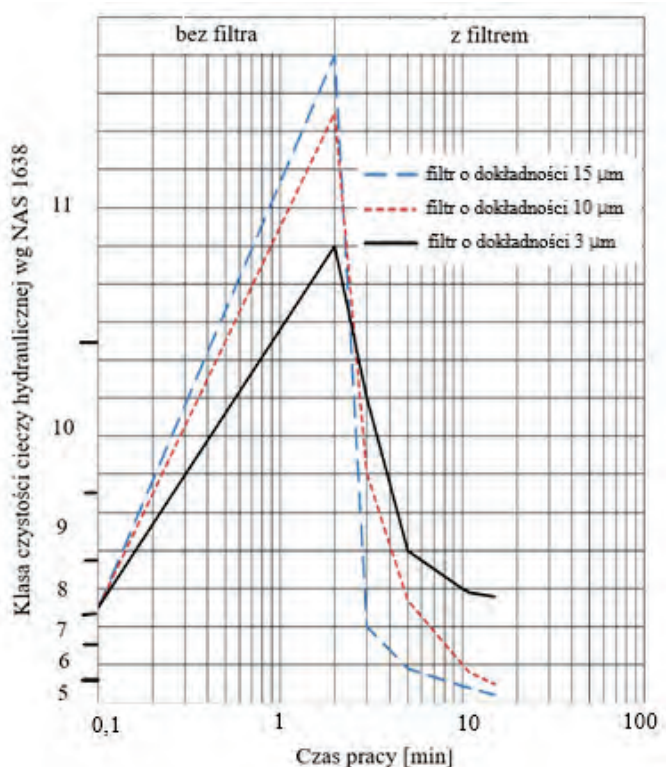
Tabela 4.3

Współczynnik beta filtrów i odpowiadająca im skuteczność zatrzymywania zanieczyszczeń

Współczynnik β_x	Skuteczność zatrzymywania zanieczyszczeń [%]	Współczynnik β_x	Skuteczność zatrzymywania zanieczyszczeń [%]	Współczynnik β_x	Skuteczność zatrzymywania zanieczyszczeń [%]
2,0	50,0	16,0	93,8	75,0	98,6
3,0	66,7	20,0	95,0	100,0	99,0
4,0	75,0	32,0	96,9	200,0	99,5
6,0	82,8	50,0	98,0	1000,0	99,9

Zgodnie z tabelą 4.3, jeżeli zastosowany filtr ma wkład filtracyjny o współczynniku dokładności filtracji $\beta_x = 20$ (co oznacza, że w cieczy odfiltrowanej znajduje się 20 razy mniej zanieczyszczeń o wielkości ziarna x niż w cieczy niepoddanej filtracji), filtr zatrzymuje 95% cząstek zanieczyszczeń o wielkości ziarna nie mniejszych od x . $\beta_x = 20$ jest nominalną dokładnością filtracji. Dla wartości współczynnika $\beta_x = 100$ filtr zatrzymuje 99% cząstek zanieczyszczeń o wielkości ziarna nie mniejszych od x . Dla wartości współczynnika $\beta_x = 1000$ filtr zatrzymuje 99,9% cząstek zanieczyszczeń o wielkości ziarna nie mniejszych od x . $\beta_x = 1000$ jest absolutną dokładnością filtracji. Zgodnie z tabelą 4.3, aby osiągnąć poziom czystości ISO 16/13, wymagany jest minimalny poziom filtracji wynoszący $10\text{ }\mu\text{m}$ i skuteczność co najmniej 99%. Oznacza to, że jeśli w napędzie hydrostatycznym nie ma co najmniej

jednego filtra klasy $\beta_{10} = 100$, osiągnięcie poziomu czystości 16/13 jest mało prawdopodobne, niezależnie od tego, ile razy filtry będą wymieniane. Efekty oczyszczania z zanieczyszczeń stałych cieczy hydraulicznej pracującej w napędzie hydrostatycznym z pompą o wydajności $4 \text{ dm}^3/\text{min}$ i pojemnością zbiornika 4 dm^3 przedstawiono na rys. 4.23. Wykres na rys. 4.23 wskazuje również, jak szybki jest przyrost zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej, gdy w napędzie hydrostatycznym nie ma filtra.



Rys. 4.23. Klasy czystości osiągnięte przy zastosowaniu zalecanej absolutnej dokładności filtracji

Istnieje kilka metod doboru wielkości filtra hydraulicznego do napędu hydrostatycznego. Jedną z najczęściej stosowanych metod doboru wielkości filtra hydraulicznego do napędu hydrostatycznego jest metoda oddzielnych charakterystyk przepływowych. W metodzie tej określa się oddzielnie spadki ciśnienia na obudowie filtra oraz na wkładzie filtracyjnym w warunkach określonego natężenia przepływu i lepkości cieczy hydraulicznej w warunkach jej pracy. Dopuszczalny spadek ciśnie-

nia na kompletnym filtrze hydraulicznym w temperaturze pracy, przy czystym wkładzie filtrującym i określonym natężeniu przepływu, można określić następującym wzorem:

$$p_{całk.} = (p_{obf} + f_1 \cdot p_{wkf}) \cdot f_2, \quad (4.3)$$

gdzie:

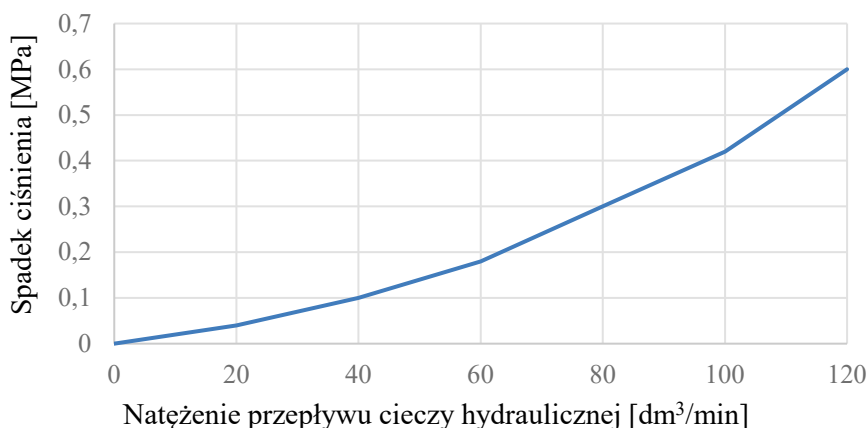
p_{obf} – spadek ciśnienia na obudowie filtra przy określonej cieczy roboczej,

p_{wkf} – spadek ciśnienia na czystym wkładzie filtrującym przy określonym przepływie,

f_1 – współczynnik korekcyjny lepkości,

f_2 – współczynnik korekcyjny warunków pracy.

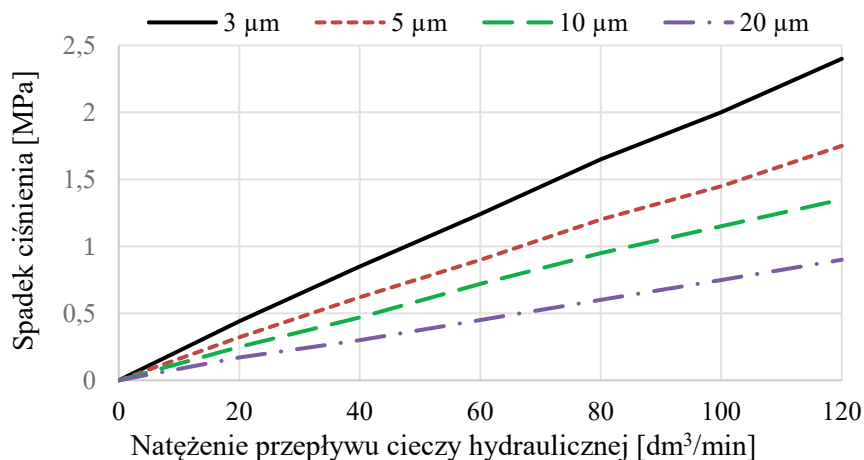
Spadek ciśnienia (opory przepływu) na obudowie filtra w czasie filtracji cieczy hydraulicznej przedstawiono na rys. 4.24. Charakterystyki spadków ciśnienia w filtrach hydraulicznych, zamieszczone w kartach katalogowych ich producentów, wyznaczane są dla stałej lepkości kinematycznej cieczy wynoszącej $30 \text{ mm}^2/\text{s}$. Spadek ciśnienia przy czystym wkładzie filtrującym i lepkości cieczy wynoszącej $30 \text{ mm}^2/\text{s}$ przedstawiono na rys. 4.25.



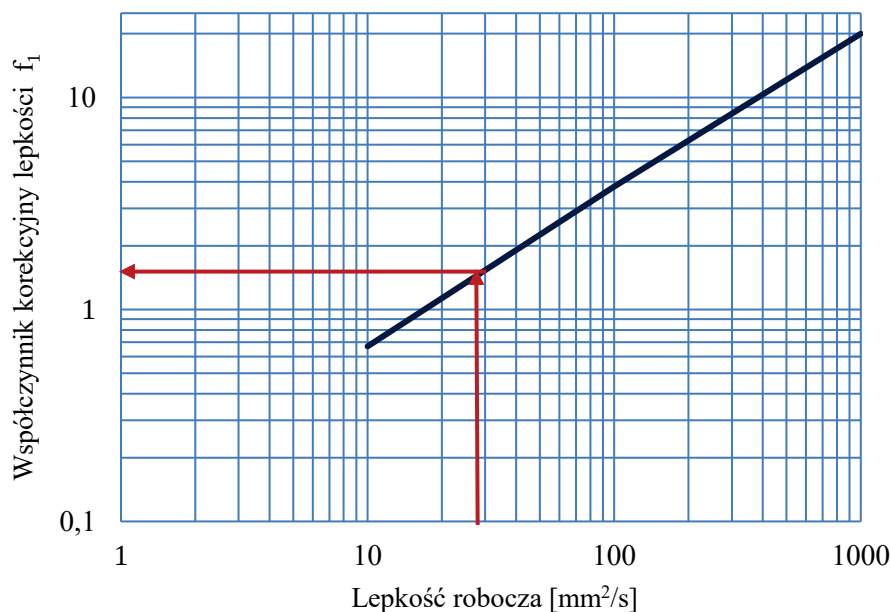
Rys. 4.24. Spadek ciśnienia (opory przepływu) na obudowie filtra w czasie filtracji cieczy hydraulicznej

Odczytana z karty katalogowej wartość spadku ciśnienia na filtrze musi być skorygowana o przewidywaną w napędzie rzeczywistą (roboczą) lepkość kinematyczną cieczy hydraulicznej. Formę graficzną wyznaczania współczynnika korek-

cyjnego lepkości f_1 pozwalającego przeliczyć stratę ciśnienia na wkładzie filtracyjnym przy lepkości odniesienia wynoszącej $30 \text{ mm}^2/\text{s}$ na stratę ciśnienia odpowiadającą lepkości roboczej przedstawiono na rys. 4.26.



Rys. 4.25. Spadek ciśnienia przy czystym wkładzie filtrującym i lepkości cieczy wynoszącej $30 \text{ mm}^2/\text{s}$



Rys. 4.26. Forma graficzna wyznaczania współczynnika korekcyjnego lepkości f_1

Wartości współczynnika warunków pracy f_2 zależne są od konserwacji (obsługi technicznej) filtrów hydraulicznych w napędzie hydrostatycznym oraz stopnia zanieczyszczenia otoczenia, w którym filtr pracuje. Dla filtrów hydraulicznych w napędach hydrostatycznych ze zbiornikami hermetycznymi, podlegającymi stałej kontroli, pracującymi w pomieszczeniach zamkniętych o niskim stopniu zanieczyszczenia otoczenia, współczynnik warunków pracy f_2 przyjmuje się w zakresie 1,0–1,3. Dla filtrów hydraulicznych w napędach hydrostatycznych ze zbiornikami otwartymi, podlegającymi sporadycznej kontroli, pracującymi w pomieszczeniach otwartych o średnim stopniu zanieczyszczenia otoczenia, współczynnik warunków pracy f_2 przyjmuje się w zakresie 1,0–1,7. Dla filtrów hydraulicznych w napędach hydrostatycznych ze zbiornikami otwartymi, podlegającymi rzadkiej kontroli lub jej braku, pracującymi poza pomieszczeniami (na otwartym terenie), współczynnik warunków pracy f_2 przyjmuje się w zakresie 1,3–2,3.

W przypadku kiedy wyliczony spadek ciśnienia na filtrze przekracza jego wartość dopuszczalną, zamieszczoną w karcie katalogowej producenta filtra, należy przyjąć filtr o kolejnym, większym nominalnym natężeniu przepływu i powtórnie wyznaczyć całkowity spadek ciśnienia.

Inną stosowaną metodą doboru wielkości filtra hydraulicznego do napędu hydrostatycznego jest metoda nomogramów. W metodzie tej posługujemy się gotowymi wykresami (rys. 4.27 i 4.28), które opracowane zostały dla cieczy hydraulicznych o lepkości kinematycznej wynoszącej 30 mm²/s [46]. Wartość natężenia przepływu przez filtr hydrauliczny, potrzebną do wyznaczenia jego wielkości konstrukcyjnej, wyznacza się ze wzoru:

$$Q_F = Q_{rz} \cdot f_1 \cdot f_2, \quad (4.4)$$

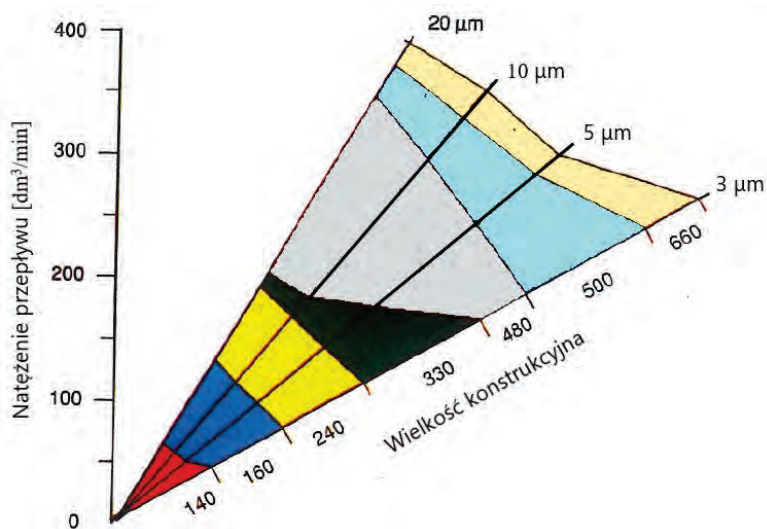
gdzie:

Q_{rz} – rzeczywiste natężenie przepływu cieczy hydraulicznej przez filtr,

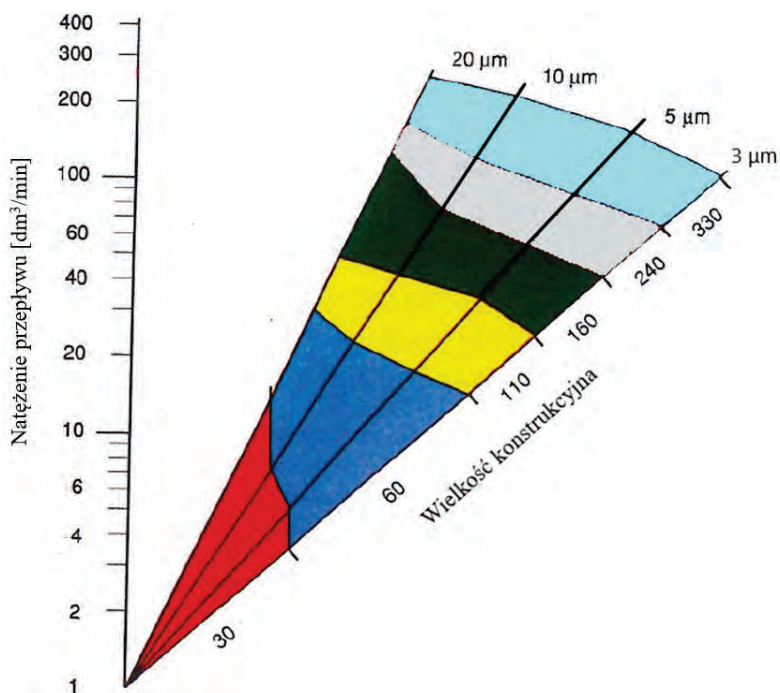
f_1 – współczynnik korekcyjny lepkości (patrz rys. 4.26),

f_2 – współczynnik korekcyjny warunków pracy (patrz powyżej).

Na rys. 4.27 przedstawiono wykres umożliwiający dobór wielkości filtrów zamontowanych w linii wysokiego ciśnienia napędu hydrostatycznego, a na rys. 4.28 wykres umożliwiający dobór wielkości filtrów zamontowanych w linii niskiego ciśnienia (sphywowej) napędu hydrostatycznego [56]. Punkt przecięcia wyliczonego (rzeczywistego) natężenia przepływu z linią założonej dokładności filtracji filtra wyznacza jego wielkość konstrukcyjną.

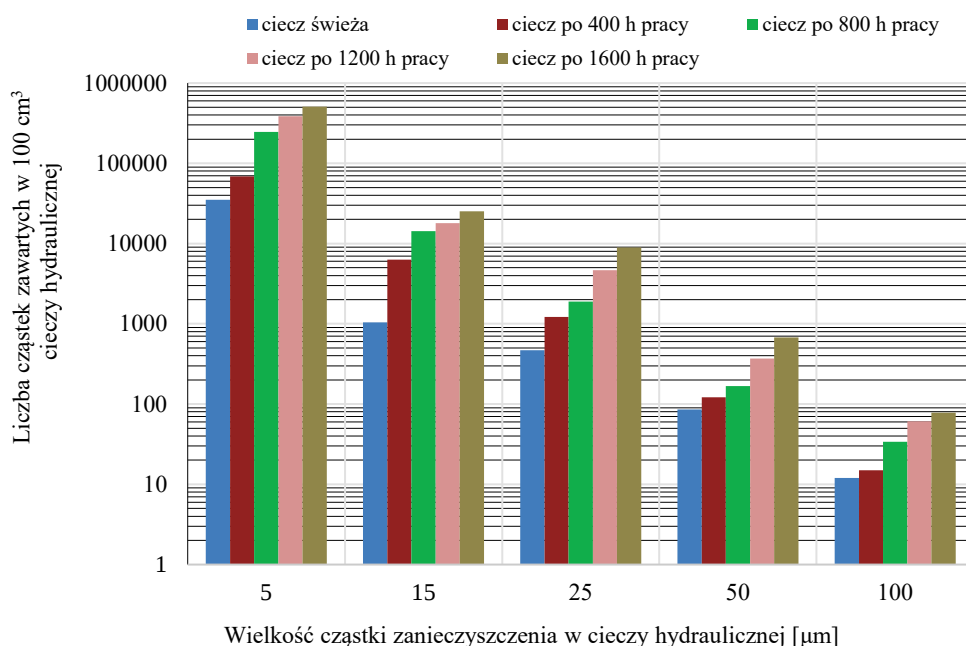


Rys. 4.27. Wykres umożliwiający dobór wielkości filtrów zamontowanych w linii wysokiego ciśnienia napędu hydrostatycznego

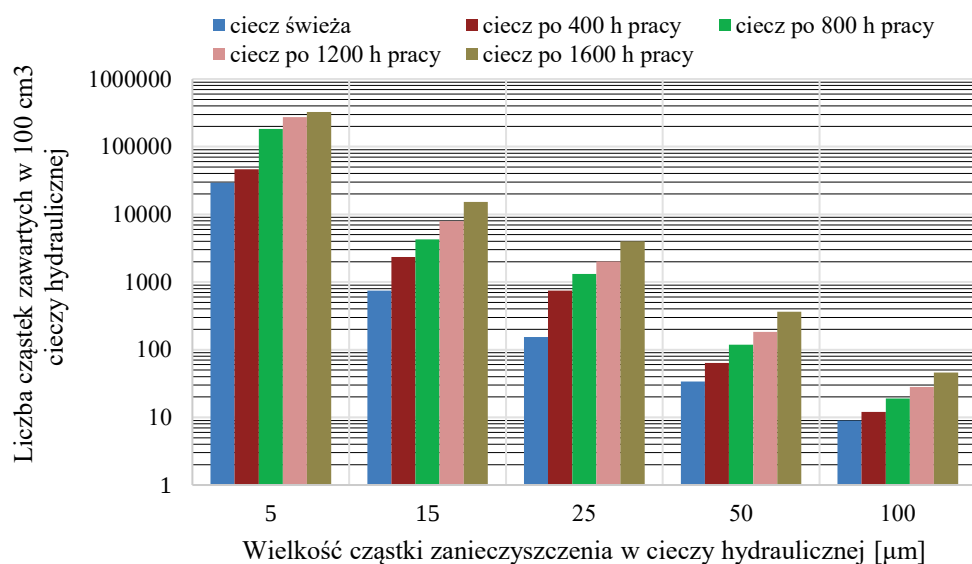


Rys. 4.28. Wykres umożliwiający dobór wielkości filtrów zamontowanych w linii niskiego ciśnienia (spływowej) napędu hydrostatycznego

Generalnie wraz z upływem czasu użytkowania cieczy hydraulicznej w napędzie hydrostatycznym wyposażonym w filtry hydrauliczne zwiększa się w niej liczba cząstek zanieczyszczeń. Przykład zmiany liczby cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej HL o symbolu klasy lepkości VG 46 (patrz pkt. 4.2.2), wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania w układzie pomiarowym napędu hydrostatycznego pojazdu bezałogowego do badania nośności nawierzchni (patrz pkt. 4.2.2), przedstawiono na rys. 4.29, a cieczy klasy HV o symbolu klasy lepkości VG 68 (patrz pkt. 4.2.2) na rys. 4.30. W napędzie hydrostatycznym pojazdu bezałogowego zabudowane są dwa filtry hydrauliczne tj. filtr wysokiego ciśnienia o dokładności filtracji FFH = 15 μm i filtr zlewowy niskiego ciśnienia o dokładności filtracji FFH = 40 μm . Należy zwrócić uwagę na fakt, że ciecz hydrauliczna świeża ma bardzo dużą zawartość cząstek drobnych do 5 μm (w cieczy HL o klasie lepkości VG 46 wynosi 35146, a w cieczy HV o klasie lepkości VG 68 wynosi 29322) i niewielką zawartość cząstek dużych powyżej 50 μm (w cieczy HL o klasie lepkości VG 46 wynosi 98, a w cieczy HV o klasie lepkości VG 68 wynosi 43). Cząstki drobne do 5 μm stanowią 95,6% liczby wszystkich cząstek zanieczyszczeń, zaś cząstki duże powyżej 50 μm stanowią 0,72% liczby wszystkich cząstek zanieczyszczeń.

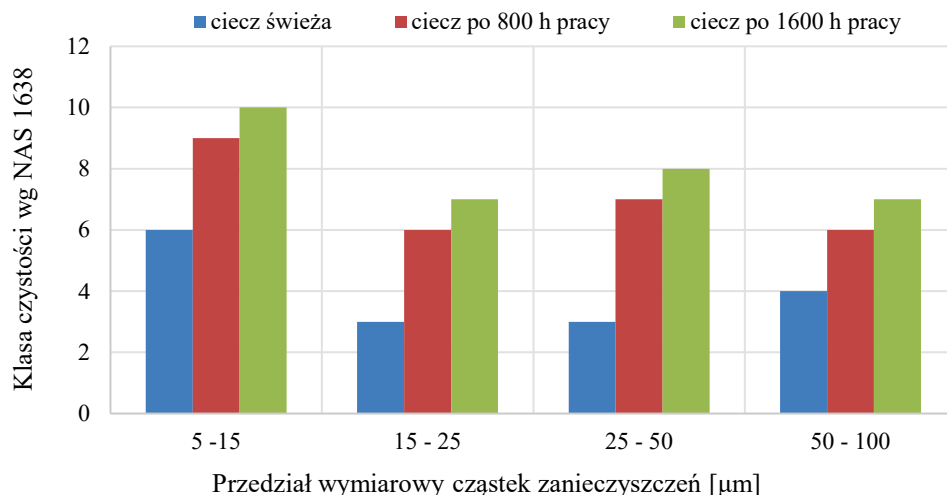


Rys. 4.29. Histogram ilościowych udziałów liczby cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej klasy HL o lepkości VG 46 wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania



Rys. 4.30. Histogram ilościowych udziałów liczby cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej klasy HV o lepkości VG 68 wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania

Podobny skład granulometryczny, jeśli chodzi o rozkład wymiarów cząstek zanieczyszczeń – ale przy większej ich liczbie – stwierdza się w cieczy hydraulicznej po przebiegu 400 h, 800 h, 1200 h i 1600 h. Po 800 h pracy cieczy hydraulicznej w napędzie hydrostatycznym cząstki drobne do 5 µm stanowią 93,8% liczby wszystkich cząstek zanieczyszczeń (w cieczy HL o klasie lepkości VG 46 liczba cząstek zanieczyszczeń wynosi 246532, a w cieczy HV o klasie lepkości VG 68 wynosi 182510), zaś cząstki duże powyżej 50 µm stanowią 0,08% liczby wszystkich cząstek zanieczyszczeń (w cieczy HL o klasie lepkości VG 46 liczba cząstek zanieczyszczeń wynosi 201, a w cieczy HV o klasie lepkości VG 68 wynosi 138). Po 1600 h pracy cieczy hydraulicznej w napędzie hydrostatycznym cząstki drobne do 5 µm stanowią 93,6% liczby wszystkich cząstek zanieczyszczeń (w cieczy HL o klasie lepkości VG 46 liczba cząstek zanieczyszczeń wynosi 509307, a w cieczy HV o klasie lepkości VG 68 wynosi 324366), zaś cząstki duże powyżej 50 µm stanowią 0,08% liczby wszystkich cząstek zanieczyszczeń (w cieczy HL o klasie lepkości VG 46 liczba cząstek zanieczyszczeń wynosi 755, a w cieczy HV o klasie lepkości VG 68 wynosi 411). Kierując się wymaganiami normy NAS 1638 (patrz tabela 3.8), odnosząc liczbę cząstek zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej do ich przedziałów wymiarowych 5–15 µm, 15–25 µm, 25–50 µm, 50–100 µm, określić można klasę czystości cieczy hydraulicznej. Klasy czystości cieczy hydraulicznej HV o klasie lepkości VG 68 dla przedziałów wymiarowych zgodnych z normą NAS 1638 przedstawiono na rys. 4.31.



Rys. 4.31. Histogram zmiany klasy czystości cieczy hydraulicznej klasy HV o lepkości VG 68 wraz ze wzrostem czasu jej użytkowania

Nośnikiem informacji o stanie technicznym hydraulicznych par precyzyjnych napędu hydrostatycznego, a pośrednio i cieczy hydraulicznej jest stężenie metali zawartych w cieczy, a szczególnie zmiana w niej tego stężenia w funkcji czasu jej użytkowania. Żelazo, miedź, ołów, cyna, glin, chrom i inne pierwiastki metaliczne zawarte w oleju hydraulicznym są rezultatem zużywania się metalowych powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych. Jest to proces naturalny, lecz szkodliwy. Zwłaszcza zwiększona ilość żelaza i miedzi świadczy o procesach rdzewienia i korozji. Na podstawie analizy zawartości pierwiastków można wywnioskować, które części maszyny ulegają przyspieszonemu bądź gwałtownemu zużyciu. Zwiększona ilość miedzi i cyny w cieczy hydraulicznej najprawdopodobniej jest wynikiem zużycia części wykonanej z brązu cynowego, np. elementów ślizgowych. Jako że większość hydraulicznych par precyzyjnych wykonana jest ze stali, najczęściej obserwuje się zwiększoną zawartość żelaza, chromu, niklu itp. Pierwiastki takie jak krzem, tytan, potas, czy cynk obecne w cieczy hydraulicznej świadczą o jej zanieczyszczeniu z zewnątrz napędu hydrostatycznego. Najczęściej są to elementy krzemionki, czyli kurzu i piasku. Obecność pierwiastków takich jak bar (inhibitor korozji i rdzy), fosfor (dodatek antyzużyciowy), wapń (dodatek czyszczący i dyspergujący), magnez (dodatek czyszczący), bor (dodatek antykorozyjny), czy azot (dodatek czyszczący) świadczą o dobrym stanie technicznym cieczy hydraulicznej i jej dobrych właściwościach użytkowych.

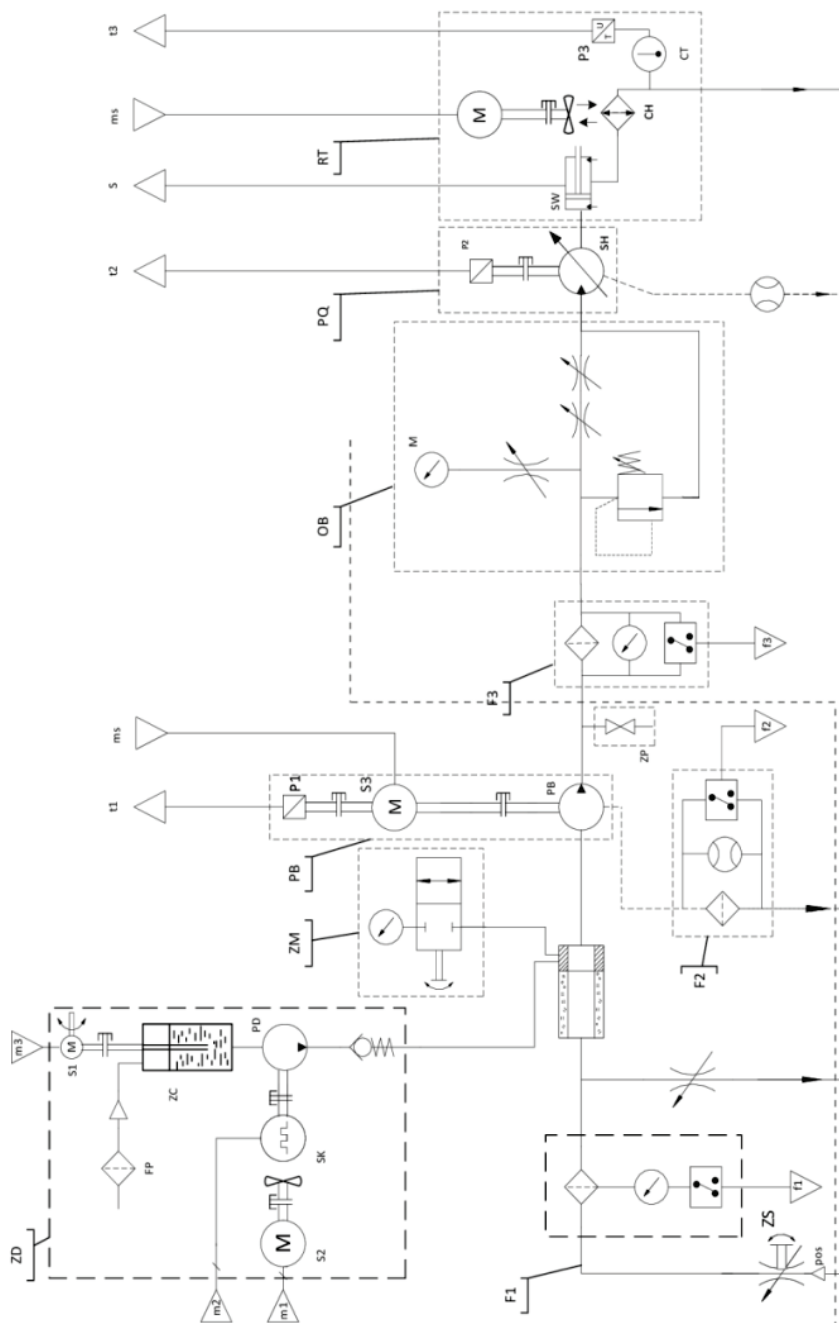
4.2.2.5. Oddziaływanie na hydrauliczną parę precyzyjną zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej

Poznanie wpływu stopnia zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej na zużycie hydraulicznych par precyzyjnych, jako trudno poddającego się sterowaniu czynnika eksploatacyjnego, jest jednym z ważniejszych zadań w problematyce szacowania trwałości napędów hydrostatycznych. Zagadnieniem tym nie zajmowano się w kraju. Również literatura światowa jest uboga w przedmiotowym temacie [14,45]. Bardzo interesujące i wymagające zauważenia przez badaczy są badania identyfikacyjne przypadków przepływu przez określoną hydrauliczną parę precyzyjną cieczy hydraulicznej o różnym poziomie zawartości w niej stałych cząstek twardych odpowiadających warunkom rzeczywistej ich zawartości w cieczy w czasie jej eksploatacji. Autor prowadził badania identyfikacyjne autorską metodą kolmatacyjną, tj. badano hydrauliczne pary precyzyjne pomp lub silników hydraulicznych, hydraulicznych urządzeń śledzących, hydraulicznych zaworów rozdzielczo-regulacyjnych w czasie ich pracy z cieczą hydrauliczną o różnej klasie jej czystości. Wartość zużycia i intensywność zużywania oceniano ilościowo metodą pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej (natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych). Ocena zużycia za pomocą pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę hydrauliczną między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej jest oparta na zasadzie badania szczelności, tj. zmian ciśnienia w układzie, lub zmianie natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną. W miarę zużywania się hydraulicznej pary precyzyjnej szczelina hydrauliczna zwiększa się, co powoduje spadek ciśnienia rejestrowany przez manometr lub zwiększenie natężenia przepływu cieczy rejestrowanego przepływomierzem. Przepływ przez szczelinę hydrauliczną odwzorowuje wartość zużycia badanego skojarzenia. Po określonym czasie pracy zespołów hydraulicznych na stanowisku badawczym dokonywano pomiaru parametrów charakteryzujących ich strukturę i funkcjonowanie, a następnie wykreślano ich charakterystyki hydrauliczne. Charakter i gradient zmian charakterystyk hydraulicznych stanowi podstawę do oceny wpływu stopnia zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej na zużycie hydraulicznych par precyzyjnych.

Z praktyki eksploatacyjnej napędów hydrostatycznych wiadomo, że zasadniczą część stałych cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej, określanych metodą ferrograficzną i spektrometrii emisyjnej, stanowią ostre cząstki tlenków metali i kwarcu [11,34,145]. Dlatego też dobór koncentracji zanieczyszczeń testowych do badań stanowiskowych zespołów hydraulicznych odpowiadał warunkom rzeczywistej ich pracy w czasie eksploatacji. Podstawowym zagadnieniem badań stanowiskowych jest dobranie odpowiedniej jakości oraz ilości proszku testowego dozowanego

do czystej cieczy hydraulicznej. W badaniach stanowiskowych używano następujących proszków testowych: piasek naturalny wg normy MIL-E-5007B i BS:1701, pył krzemowy wg normy MIL-E-5504A, tlenek aluminium o nazwie Aloxite 50 i Aloxite 225 wg normy BS:2831. Schemat stanowiska badawczego z podziałem na zespoły i człony funkcjonalne przedstawiono na rys. 4.32. Stanowisko badawcze składa się z układu generacyjnego (zasilającego) cieczy hydraulicznej czystej (wzorcowej), zespołów oczyszczająco-filtrujących, układu pomiarowego, układu hydraulicznego do badania ingresji i wytwarzania zanieczyszczeń w sposób kontrolowany. W układzie zawarty jest pojemnik z cieczą zanieczyszczoną ZC wraz z mieszalnikiem $S1/m^3$ i pompą dozującą PD. W skład części pomiarowej wchodzi wszelkiego rodzaju urządzenia pomiarowe: natężenia przepływu (przepływomierz), ciśnienia (manometr), momentu na wale (momentomierz), przemieszczeń liniowych i kątowych, temperatury cieczy roboczej, klasy czystości cieczy hydraulicznej (granulometr). Na schemacie stanowiska badawczego przedstawionego na rys. 4.32 przyjęto oznaczenia:

ZD	– zespół dozujący ciecz zanieczyszczoną proszkiem testowym,
PD	– pompa dozująca,
ZC	– zbiornik cieczy,
S1, S2	– odpowiednio silnik napędu mieszalnika cieczy zanieczyszczonej i wentylatora chłodzącego silnik skokowy,
FP, F1, F2, F3	– odpowiednio filtr powietrza układu ciśnieniowania zbiornika i zespół filtrów dokładnego oczyszczania,
SK	– napędowy silnik skokowy,
m_1, m_2	– odpowiednio sygnał sterujący silnik skokowym i zasilanie wentylatora,
KO	– zespół komory obserwacji wlotu cieczy do badanej pompy,
ZM	– zespół manometru,
ZP	– zawór probierczy do pobierania próbek cieczy,
OB	– zespół obciążenia badanej pompy zawierający dwa szeregowo połączone zawory nastawne, zawór nadmiarowy i manometr,
PB	– zespół pompy badanej zawierający pompę napędzaną silnikiem elektrycznym S3 z zasilaniem m_4 i przetwornik P1 z wyjściem pomiarowym,
PQ	– zespół pomiaru natężenia przepływu zawierający silnik hydrauliczny o zmiennej chłonności SH sprzęgnięty przetwornikiem obrotów P2 z wyjściem pomiarowym,
RT	– zespół regulacji temperatury wyposażony w chłodnicę CH, wentylator napędzany silnikiem elektrycznym S4 oraz wiskozometr ultradźwiękowy z sondą SW,
UH	– stacja zasilająca współpracująca ze stanowiskiem badawczym.



Rys. 4.32. Schemat stanowiska badawczego do badania urządzeń hydraulicznych w czasie przepływu przez nie zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej

Ciecz hydrauliczna dostarczana przez stację zasilającą UH po oczyszczeniu w filtrze dokładnego oczyszczania F1 jest zasysana przez pompę badaną PB. Tłoczona przez pompę dozującą czysta ciecz hydrauliczna (klasa czystości niższa niż 3 wg NAS 1638) zostaje zmieszana z cieczą zawierającą zanieczyszczenia testowe AC w przezroczystej komorze obserwacyjnej KO, przed wlotem pompy. Za pompą ciecz jest oczyszczana w filtrze F3 i następnie tłoczona do silnika hydraulicznego o zmiennej chłonności SH. Po przejściu przez silnik hydrauliczny ciecz jest schładzana w wymienniku ciepła CH i spływa do stacji zasilającej. Zadaniem układu dozującego jest wprowadzenie na wejście pompy hydraulicznej cieczy zanieczyszczonej proszkiem testowym, o kontrolowanym poziomie zanieczyszczenia. W zbiorniku układu znajduje się ciecz ze ściśle określoną zawartością wagową zanieczyszczeń testowych. W czasie badań ciecz w zbiorniku podlega ciągłemu i intensywnemu mieszaniu. Ze zbiornika ciecz jest przepompowywana do wlotowego przewodu badanej pompy hydraulicznej i mieszana w ściśle określonym stosunku z cieczą czystą. Pompa zębata, napędzana silnikiem skokowym, o minimalnym stałym wydatku $0,6 \text{ cm}^3/\text{obr}$ podaje w sposób dyskretny dokładnie odmierzoną objętość cieczy zanieczyszczonej proszkiem testowym.

Głównymi wielkościami pomiarowymi są prędkości obrotowe pompy n_1 i silnika hydraulicznego n_2 . Na podstawie równości przepływów przez pompę i silnik hydrauliczny, można napisać:

$$n_1 \cdot V_1 = n_2 \cdot V_2 \quad \text{lub} \quad f_1 \cdot V_1 = k \cdot f_2 \cdot V_2$$

gdzie:

f_1, f_2 – częstotliwości impulsów wychodzących z przetworników,

n_1, n_2 – prędkości obrotowe odpowiednio pompy i silnika hydraulicznego,

V_1, V_2 – odpowiednio jednostkowy wydatek pompy i chłonność silnika hydraulicznego,

K – stały współczynnik zależny od ilości impulsów na obrót przetworników oraz wybranych dzielników częstotliwości.

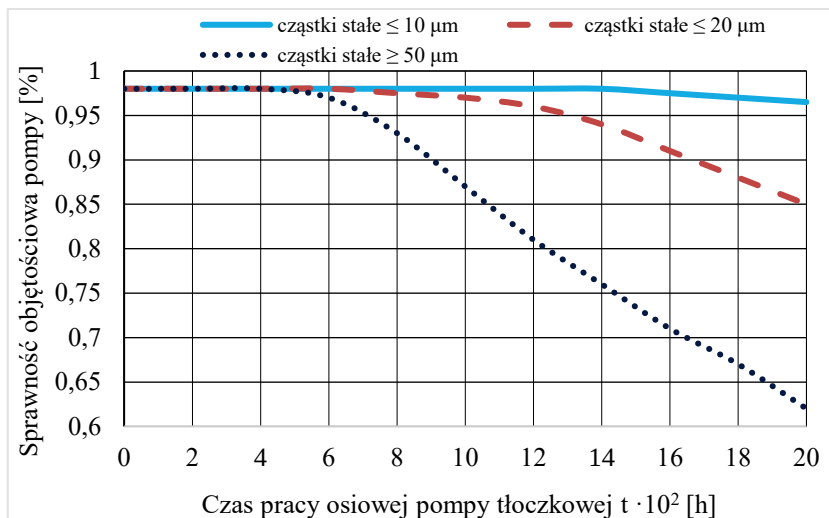
W badaniach określano sprawność objętościową pompy jako stosunek początkowego natężenia przepływu pompy Q_0 do natężenia przepływu w danych warunkach Q_1 przy stałej prędkości obrotowej pompy, tj.:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{k \cdot f_2}{f_1}, \quad (4.5)$$

czyli sprawność objętościowa pompy określana jest na podstawie częstotliwości impulsów wychodzących z przetworników.

W przypadku większości hydraulicznych par precyzyjnych parametrami funkcjonalnymi jest ich sprawność objętościowa, wydajność/natężenie przepływu i szczelność wewnętrzna.

Zmiany sprawności objętościowej osiowych pomp tłoczkowych w czasie ich pracy z cieczą hydrauliczną zawierającą zanieczyszczenia stałe o kontrolowanej ich koncentracji i rozmiarach przedstawiono na rys. 4.33.

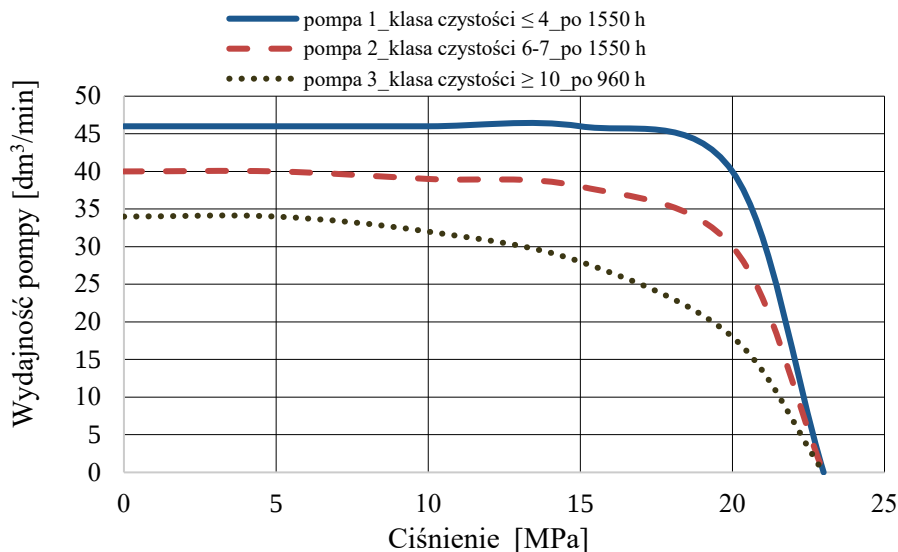


Rys. 4.33. Zależność zmian sprawności objętościowej osiowej pompy tłoczkowej w funkcji czasu pracy z olejem hydraulicznym o różnym poziomie czystości

Obecność w cieczy hydraulicznej stałych cząstek twardych o rozmiarach do $10 \mu m$ nie powoduje istotnych zmian sprawności objętościowej osiowej pompy tłoczkowej. Przy obecności zanieczyszczeń o rozmiarach do $20 \mu m$ sprawność objętościowa pomp zaczyna obniżać się po ok. 800 godzinach pracy z 98% do 85% po 2000 godzinach ich pracy. Obecność zanieczyszczeń o rozmiarach powyżej $50 \mu m$ powoduje obniżanie się sprawności objętościowej pompy po ok. 200 godzinach pracy z 98% do 62% po 2000 godzinach pracy.

Osiowe pompy tłoczkowe pracujące z cieczą hydrauliczną o klasie czystości powyżej 10 wg NAS 1638 osiągają wartość graniczną jej wydajności w zdecydowanie krótszym czasie niż pompy pracujące z cieczą hydrauliczną o klasie czystości poniżej 7 wg NAS 1638. Na rys. 4.34 przedstawiono charakterystykę ciśnieniową trzech osiowych pomp tłoczkowych z kątowym usytuowaniem bloku cylindrowego, tj. jej wydajność w funkcji ciśnienia tłoczenia, przy prędkości obrotowej pompy wynoszącej 4000 obr/min i ciśnieniu ssania 0,22 MPa. Osiowe pompy tłoczkowe pracowały z cieczą hydrauliczną o różnej klasie czystości. Pompa hydrauliczna nr 1

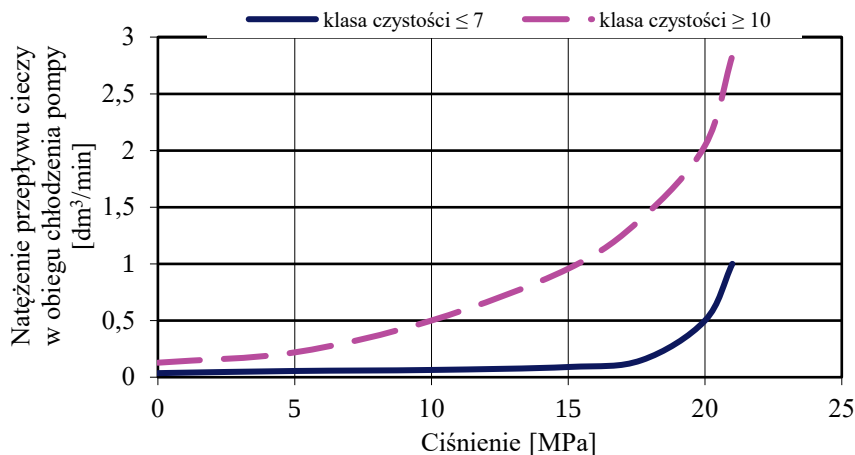
pracowała z cieczą hydrauliczną o klasie czystości mniejszej od 4 wg NAS 1638, pompa nr 2 pracowała z cieczą o klasie czystości 6–7 wg NAS 1638, natomiast pompa nr 3 pracowała z cieczą o klasie czystości powyżej 10 wg NAS 1638.



Rys. 4.34. Charakterystyki ciśnieniowe hydraulicznych osiowych pomp tłoczkowych

Parametry pomp nr 1 i 2 pochodzą z ich pomiaru dokonanego po 1550 godzinach ich pracy, zaś pompy nr 3 po 960 godzinach pracy. Wartość graniczna natężenia przepływu wytwarzanego przez badaną pompę przy zerowym ciśnieniu nie może być mniejsza niż 35 dm³/min.

Ważnym parametrem funkcjonalnym hydraulicznych par precyzyjnych jest ich szczelność wewnętrzna. Na rys. 4.35 przedstawiono charakterystyki natężenia przepływu w obiegu chłodzenia osiowych pomp tłoczkowych po ich 460 godzinach pracy z cieczami hydraulicznymi o klasie czystości poniżej 7 wg NAS 1638 i klasie czystości powyżej 10. Natężenie przepływu w obiegu chłodzenia pompy jest sumą nieszczelności wewnętrznych trzech kluczowych par tarcia ślizgowego (patrz rys. 2.26), tj. pary ciernej cylinder – tarcza rozdzielcza, pary ciernej tłoczek – blok cylindrów i pary ciernej stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa. Natężenie przepływu w obiegu chłodzenia pompy (przecieki wewnętrzne w pompie hydraulicznej) są znacznie większe dla pompy pracującej z cieczą roboczą o klasie czystości powyżej 10 wg NAS 1638 niż dla pompy hydraulicznej pracującej z cieczą roboczą o klasie czystości poniżej 7 wg NAS 1638.



Rys. 4.35. Charakterystyka natężenia przepływu cieczy roboczej w obiegu cyrkulacji osiowych pomp tłoczkowych

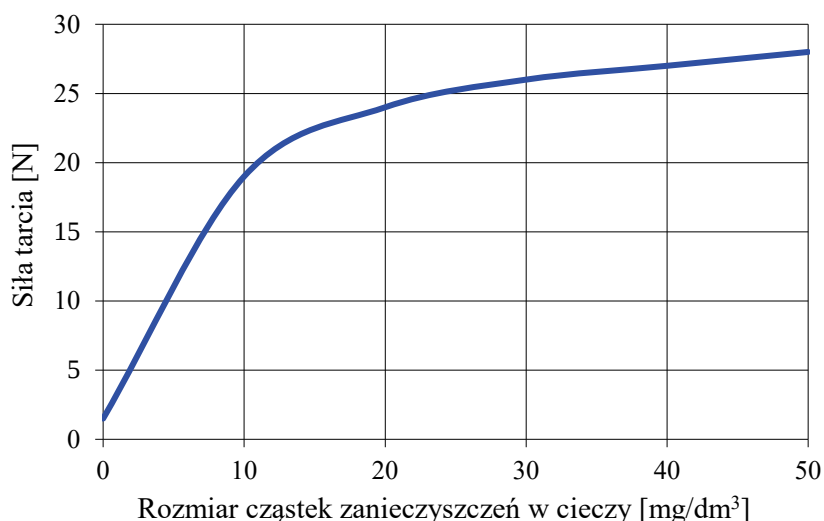
Z analizy charakterystyk osiowych pomp tłoczkowych wynika, że obecność zanieczyszczeń stałych w cieczy hydraulicznej znacząco wpływa na pogarszanie się wartości parametrów charakteryzujących ich strukturę i funkcjonowanie. Użytkowanie osiowej pompy tłoczkowej w cieczy hydraulicznej o klasie czystości powyżej 10 wg NAS 1638 powoduje, że jej nominalne parametry charakteryzujące jej strukturę i funkcjonowanie osiągają wartości graniczne (stan niezdatności) w znacznie krótszym czasie niż pompy użytkowanej w cieczy hydraulicznej o klasie czystości poniżej 7 wg NAS 1638.

Rozmiar i koncentracja cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej mają znaczący wpływ na wielkość tarcia w hydraulicznych parach suwakowych pracujących z tą cieczą. Przekłada się to na szybkość zużycia tych par. Siła tarcia zależy od wymiarów i koncentracji zanieczyszczeń i ma maksymalną wartość, gdy wymiary zanieczyszczeń są bliskie wysokości szczeliny.

W suwakowej parze hydraulicznej z luzem konstrukcyjnym (szczeliną) wynoszącym $8 \pm 2 \mu\text{m}$, pracującej w cieczy hydraulicznej zawierającej cząstki twarde o wymiarze do $5 \mu\text{m}$ przy ciśnieniu 21 MPa, siła potrzebna do przesunięcia suwaka (siła tarcia) wynosi ok. 25 N. Przy pracy pary suwakowej z cieczą hydrauliczną zawierającą cząstki twarde, ale o wymiarze do $15 \mu\text{m}$ następuje podwyższenie sił tarcia do ok. 360 N. Przy pracy pary suwakowej z cieczą hydrauliczną zawierającą cząstki twarde o wymiarze do $30 \mu\text{m}$ następuje zwiększenie sił tarcia do ok. 430 N. Dla suwakowej pary hydraulicznej z luzem konstrukcyjnym (szczeliną) wynoszącym $8 \pm 2 \mu\text{m}$, pracującej przy ciśnieniu 21 MPa, maksymalna siła tarcia wynosząca 270 N pojawia się, gdy wymiary cząstek w cieczy hydraulicznej zawierają się w przedziale od $7 \mu\text{m}$ do $13 \mu\text{m}$. W suwakowej parze hydraulicznej z luzem konstrukcyjnym

(szczeliną) wynoszącym $8 \pm 2 \text{ }\mu\text{m}$, pracującej z cieczą hydrauliczną o ciśnieniu 21 MPa, koncentracji zanieczyszczeń $0,5 \text{ mg/dm}^3$ i wymiarach cząstek stałych do $10 \text{ }\mu\text{m}$, siła tarcia w parach suwakowych nie przekracza 30 N. W suwakowej parze hydraulicznej z luzem konstrukcyjnym (szczeliną) wynoszącym $8 \pm 2 \text{ }\mu\text{m}$, pracującej z cieczą hydrauliczną o ciśnieniu 21 MPa, koncentracji zanieczyszczeń 40 mg/dm^3 i wymiarach cząstek stałych do $10 \text{ }\mu\text{m}$, siła tarcia w badanych parach suwakowych nie przekracza 130 N. W suwakowej parze hydraulicznej z luzem konstrukcyjnym (szczeliną) wynoszącym $8 \pm 2 \text{ }\mu\text{m}$, pracującej z cieczą hydrauliczną o ciśnieniu 21 MPa, koncentracji zanieczyszczeń 40 mg/dm^3 i wymiarach cząstek stałych do $50 \text{ }\mu\text{m}$, siła tarcia w badanych parach suwakowych nie przekracza 480 N. Przy zmianie koncentracji zanieczyszczeń cieczy hydraulicznej od $0,5$ do 40 mg/dm^3 zawierającej cząstki stałe do $5 \text{ }\mu\text{m}$ nie obserwuje się niestabilnej pracy suwakowej pary hydraulicznej (suwak przesuwają się płynnie, bez opóźnień). Przy zmianie koncentracji zanieczyszczeń cieczy hydraulicznej od $0,5$ do 40 mg/dm^3 zawierającej cząstki stałe do $30 \text{ }\mu\text{m}$ obserwuje się niestabilną pracę suwakowej pary hydraulicznej (suwak przesuwają się z opóźnieniem) po 5 do 10 przełączeniach. Przyczyną tego jest stopniowe zwiększanie się koncentracji cząstek w cieczy hydraulicznej o wymiarach z przedziału od $7 \text{ }\mu\text{m}$ do $13 \text{ }\mu\text{m}$, powstających w wyniku rozdrabniania cząstek większych.

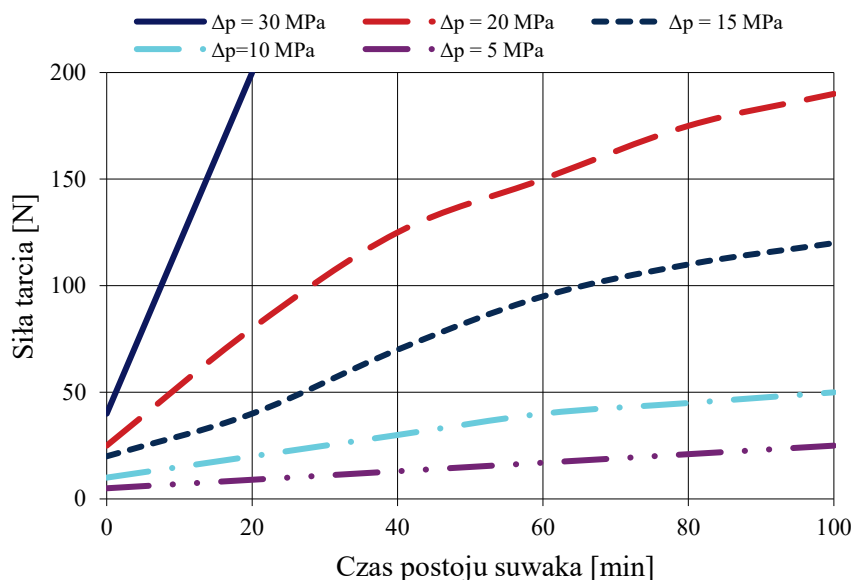
Przedostanie się do luzów w rozdzielczej parze suwakowej jednocześnie dużej ilości drobnodyspersyjnych twardych cząstek prowadzi do gwałtownego wzrostu tarcia i jej przyspieszonego zużycia. Zwiększenie rozmiarów cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej nie zmienia prawidłowości wzrostu siły tarcia ruchu suwaka w tulei w zależności od czasu znajdowania się pod działaniem ciśnienia, ale znacznie przyspiesza proces wzrostu tej siły. Im większe rozmiary cząstek zanieczyszczeń, tym szybciej siła tarcia osiąga swoją maksymalną wartość. Zależność siły tarcia w suwakowej parze precyzyjnej od rozmiarów cząstek zanieczyszczeń w cieczy roboczej przedstawiono na rys. 4.36. W badaniach, na podstawie których stworzono wykres na rys. 4.36, siła tarcia mierzona była po 15 s postoju pod ciśnieniem 6 MPa. Ze wzrostem ciśnienia w napędzie hydrostatycznym, przy cieczy hydraulicznej o klasie czystości wyższej niż 8 wg NAS 1638, wzrasta znacząco siła osiowa potrzebna do przesunięcia suwaka (w momencie jego ruszania) z miejsca po wytrzymaniu go w spoczynku. Zwiększenie ciśnienia cieczy hydraulicznej na wlocie do pary suwakowej od 9 do 21 MPa, przy cieczy zawierającej cząstki twarde o wymiarach do $5 \text{ }\mu\text{m}$, powoduje wzrost siły osiowej przykładanej do suwaka w momencie jego ruszania z miejsca od wartości ok. 10 N przy ciśnieniu 9 MPa do wartości ok. 35 N przy ciśnieniu 21 MPa.



Rys. 4.36. Zależność siły tarcia w suwakowej parze hydraulicznej od rozmiarów cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej

W przypadku cieczy zawierającej cząstki twarde o wymiarach do 20 μm , zwiększenie jej ciśnienia na wlocie do pary suwakowej od 9 do 21 MPa, powoduje wzrost siły osiowej przykładanej do suwaka w momencie jego ruszania z miejsca od wartości ok. 45 N przy ciśnieniu 9 MPa do wartości ok. 95 N przy ciśnieniu 21 MPa, zaś w przypadku cieczy hydraulicznej zawierającej cząstki twarde o wymiarach powyżej 50 μm , siła osiowa przykładana do suwaka w momencie jego ruszania z miejsca wzrasta od wartości ok. 65 N do ok. 140 N.

Wielkość siły tarcia suwaka w tulei pary precyzyjnej zależy od wielkości ciśnienia zasilania i czasu postoju suwaka pod tym ciśnieniem. Zależność tarcia od przebywania suwaka w stanie spoczynku przy zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej jest najbardziej widoczna w pierwszym okresie zmiany jego położenia. Zwiększenie czasu wytrzymania w stanie nieruchomym suwaka powyżej 1 min, w takich samych innych warunkach, nie ma wpływu na wzrost sił potrzebnych do przemieszczenia suwaka z miejsca. Badania rozdzielczych par suwakowych z zanieczyszczoną cieczą hydrauliczną i ciśnieniem 21 MPa, ze zmianą czasu spoczynku od 1 do 10 min pozwoliły określić następujące maksymalne wartości sił ruszania z miejsca suwaka: 40 N przy wytrzymaniu 1 s, 90 N przy 10 s, 120 N przy 1 min i 130 N przy 10 min. Zależność siły tarcia w parze suwakowej od czasu postoju suwaka pod ciśnieniem i wielkości ciśnienia zasilania przedstawiono na rys. 4.37. Przyczyną powstawania znacznych sił tarcia pomiędzy suwakiem a tuleją po obniżeniu ciśnienia są uwięzione w szczelinie twarde cząstki zanieczyszczeń.



Rys. 4.37. Zależność siły tarcia suwaka w tulei od wielkości ciśnienia zasilania i czasu postoju suwaka pod ciśnieniem

W realnych warunkach pracy par suwakowych, w wyniku wysokiej różnicy ciśnień, ciecz hydrauliczna przepływa przez luz między ich komponentami z dużą prędkością i jest zdolna wciągnąć do luzów cząsteczki, które przedostały się do przestrzeni wewnętrznej pary suwakowej. Cząstki zanieczyszczeń o wysokiej twardości i rozmiarach większych od luzu średnicowego, doznając odkształceń, mogą być wciągane przez strumień cieczy do luzów. W wyniku klinowania się takich pojedynczych cząstek powstają znaczne siły tarcia między elementami suwakowej pary precyzyjnej. Z badań eksperymentalnych wynika, że największe prawdopodobieństwo przedostania się cząstek do luzów suwakowych par precyzyjnych istnieje przy występowaniu skosów na pierścieniach suwaka. Wszystkie twarde cząsteczki znajdujące się w przestrzeni pary suwakowej, porywane przez strumień cieczy hydraulicznej, przedostają się do luzów między skojarzonymi powierzchniami, jeżeli pierścienie suwaka mają skosy. Nawet cząstki o wymiarach znacznie większych od luzu konstrukcyjnego klinują się między powierzchniami skosu pierścienia suwaka i tulei, uszkadzając je przy względnym przesunięciu elementów pary i wywołując istotne podwyższenie w niej tarcia [81,84].

Badania eksperymentalne serwomechanizmów hydraulicznych pracujących w cieczy hydraulicznej o klasie czystości powyżej 10 wg NAS 1638 wykazały, że takie parametry jak: strefa nieczułości, siła tarcia pary suwakowej, przecieki wewnętrzne są znacznie gorsze niż dla serwomechanizmów pracujących w cieczy hydraulicznej o klasie czystości poniżej 7 wg NAS 1638. W tabeli 4.4 przedstawiono

wyniki badań stanowiskowych dwóch serwomechanizmów hydraulicznych. Serwomechanizm nr 1 pracował w cieczy hydraulicznej o klasie czystości poniżej 7 wg NAS 1638, a serwomechanizm nr 2 w cieczy hydraulicznej o klasie czystości powyżej 10.

Tabela 4.4

Wyniki badań stanowiskowych dwóch wzmacniaczy hydraulicznych

Parametr kontrolny	J.m.	Wartość graniczna parametru	Zmierzona wartość parametru serwomechanizmu	
			nr 1	nr 2
Strefa nieczułości serwomechanizmu	mm	$\leq 0,4$	0,25	0,35
Siła tarcia płytek rozdzielczych	N	$\leq 0,21$	0,08	0,48
Prędkość przemieszczania trzonu wykonawczego serwomechanizmu	mm/s	55÷65	63	58
Przecieki wewnętrzne w serwomechanizmie przy: - neutralnym położeniu tłoka - wsuniętym położeniu tłoka - wysuniętym położeniu tłoka	cm ³ /min	≤ 350	135 140 135	285 315 295

Pomiar parametrów serwomechanizmów wykonano po 1000 godzinach ich pracy. Badania serwomechanizmów polegały na pomiarze i ocenie następujących parametrów: przemieszczenie i siła tarcia suwaka sterującego, prędkość ruchu trzonu wykonawczego, przecieki wewnętrzne. Pomiar wartości maksymalnego przemieszczenia suwaka sterującego realizowany był metodą pośrednią, tj. przez pomiar przemieszczenia dźwigni sterującej przy braku ciśnienia zasilania. Pomiar sił tarcia suwaka sterującego dokonywany był przez pomiar sił, jakie należy przyłożyć do dźwigni sterującej suwakiem sterującym, aby uzyskać całkowite przemieszczenie suwaka. Pomiar prędkości dokonywany był bez obciążeń zewnętrznych, przy wymuszeniu funkcją skokową, dla maksymalnych przemieszczeń suwaka sterującego. Przecieki wewnętrzne w serwomechanizmie określano na podstawie ilości cieczy hydraulicznej, która przepływa przez suwakową parę hydrauliczną przy braku ruchu trzonu wykonawczego serwomechanizmu w ciągu określonego czasu.

4.3. Starzenie się uszczelnień elastomerowych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Ciecze hydrauliczne, giętkie przewody elastomerowe, elastomerowe uszczelki statyczne i ruchome (dynamiczne) powinny być dobrane w taki sposób do napędu hydrostatycznego, aby nie wykazywały niekorzystnego wzajemnego oddziaływania. Uszczelki powinny być dobrane również zgodnie z zakładanym zakresem temperatur pracy. Pod wpływem czynników termicznych, chemicznych i mechanicznych postępuje złożony proces starzenia elastomeru, w wyniku którego zmieniają się jego właściwości bezpośrednio lub pośrednio wpływające na użyteczność uszczelki w określonym zastosowaniu. Na właściwości fizyczne elastomeru podczas jego starzenia się mogą wpływać m.in.: zawartość kauczuku w mieszance elastomeru, skład chemiczny mieszanki, struktura sieci wewnętrznej, stopień usieciowienia, naprężenia, warunki eksploatacji (temperatura, ciśnienie). Objawy procesu starzenia elastomeru obejmują: pękanie, kleistość, stwardnienie, zmiękczenie, sproszkowanie, odbarwienie. Elastomery są zawsze narażone na starzenie podczas ich przechowywania oraz w warunkach eksploatacyjnych i mają różną odporność na starzenie [71,108].

Starzenie elastomeru przejawia się w postaci utraty właściwości fizycznych i jest zależne od rodzaju łańcucha cząsteczek kauczuku. Długie łańcuchy cząsteczkowe składają się z wielu mniejszych połączonych cząsteczek. Wiązania oraz inne części łańcucha cząsteczkowego mogą być narażone na działanie reakcji chemicznych. Ze starzeniem związane są trzy rodzaje takich reakcji [43,133]:

- rozpad, tj. wiązania cząsteczkowe ulegają rozpadowi, a łańcuch główny zostaje skrócony do krótkich odcinków. Na rozpad łańcuchów może wpływać tlen, promieniowanie ultrafioletowe i radioaktywność;
- sieciowanie, tj. proces utleniania, powodujący powstawanie nowych wiązań. Proces ten prowadzi do tworzenia nowych łańcuchów cząsteczkowych. Zmiany te są katalizowane przez ciepło i tlen;
- modyfikacja grup łańcuchów cząsteczkowych w wyniku reakcji chemicznej, tj. medium niszczy elastomer i powoduje zmianę struktury cząsteczkowej.

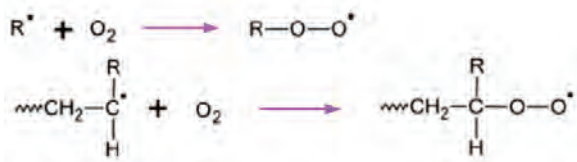
Wszystkie mechanizmy powodujące utratę właściwości fizycznych, chemicznych i mechanicznych elastomerów, tj. ich starzenie się, są aktywowane przez działanie: cieczy hydraulicznej, tlenu, temperatury (ciepła), obciążenia mechanicznego.

W przypadku kontaktu elastomeru z cieczą hydrauliczną następuje wchłanianie tej cieczy do elastomeru na drodze dyfuzji. W tym procesie ciecz hydrauliczna gromadzi się na łańcuchach polimeru. Po wnikięciu oleju do gumy cząsteczki dyfundują między sobą, co powoduje zmiany w strukturze sieci wulkanizatów. Na początkowo czysto fizyczny proces absorpcji cieczy przez elastomer może jednocześnie

nałożyć się proces ekstrakcji. W tym przypadku składniki elastomeru, takie jak plastyfikatory, przeciwutleniacze lub inne dodatki, migrują do cieczy hydraulicznej (działanie chemiczne). Zewnętrzne efekty działania cieczy hydraulicznej obserwuje się w postaci pęcznienia, skurczu, a także pęknięcia powierzchni uszczeltek. Zjawiskom tym towarzyszą zmiany w strukturze i fizykochemicznych właściwościach materiału uszczelki. Zmiany fizyczne można opisać dwoma procesami, które przebiegają jednocześnie: 1) elastomer absorbuje medium, 2) medium oddziela z elastomeru rozpuszczalne cząsteczki (szczególnie plastyfikatory). W wyniku tych procesów następuje zmiana objętości. Jeśli proces pierwszy przebiega intensywniej niż drugi, następuje zwiększenie objętości („pęcznienie”). Jeśli proces drugi przebiega intensywniej niż pierwszy, następuje zmniejszenie objętości („skurcz”).

Elastomery pracujące w wysokich temperaturach są szczególnie narażone na działanie tlenu. Tlen w kauczuku przechodzi radykalną reakcję łańcuchową z cząsteczkami kauczuku, co powoduje zerwanie łańcucha molekularnego lub nadmierne usieciowanie i skutkuje zmianami właściwości gumy. Degradacja elastomeru w cieczy hydraulicznej z udziałem tlenu cząsteczkowego związana jest z reakcjami wolnych rodników lub makrorodników. Mechanizm tworzenia rodników nadtlenkowych ($\text{ROO}\cdot$) i tlenkowych ($\text{RO}\cdot$) z udziałem tlenu przebiega wg poniższego schematu [79]:

- Reakcja wolnego rodnika z cząsteczką tlenu z utworzeniem rodnika nadtlenkowego. W wyniku reakcji tlenu cząsteczkowego z wolnym rodnikiem tworzy się rodnik nadtlenkowy ($\text{ROO}\cdot$).

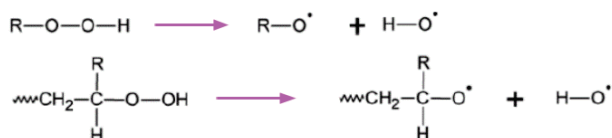


Utworzony rodnik może bardzo łatwo oderwać proton z makrocząsteczki, co prowadzi do powstania wodoronadtlenku (ROOH) i makrorodnika.

- Reakcja rodnika tlenkowego lub nadtlenkowego z mikrocząsteczką.

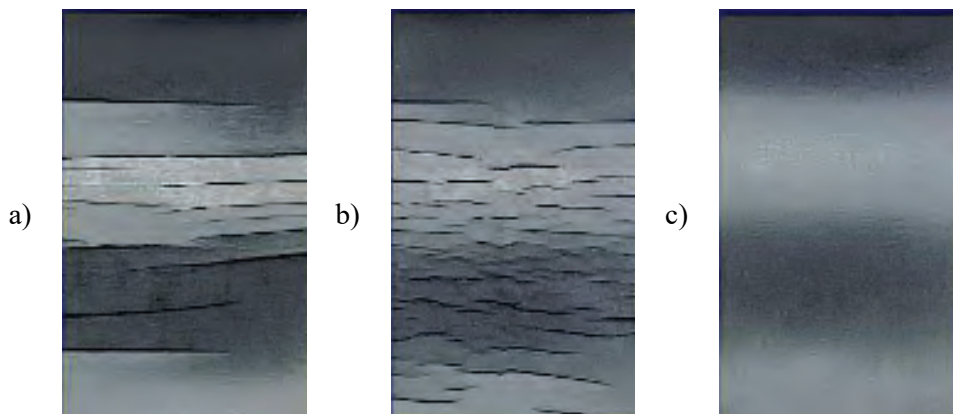


- Rozpad wodoronadtlenku z utworzeniem rodnika tlenkowego i hydroksylowego. Grupy wodoronadtlenkowe łatwo ulegają dysocjacji termicznej z utworzeniem rodnika tlenkowego ($\text{RO}\cdot$) i hydroksylowego ($\text{HO}\cdot$). Rodnik tlenkowy może również oderwać proton z makrocząsteczki polimeru.



Destrukcja elastomeru spowodowana jego kontaktem z tlenem charakteryzuje się pęknięciami prostopadłymi do kierunku naprężeń. Uszkodzenia elastomeru spowodowane kontaktem z tlenem przedstawiono na rys. 4.38. Pękanie łańcuchów molekularnych gumy wywołane kontaktem z tlenem różni się w zależności od tego, czy jest ona zdeformowana, czy nie. W przypadku gumy zdeformowanej pojawiają się pęknięcia w kierunku działania naprężeń (rys. 4.38a i 4.38b). W przypadku gumy niezdeformowanej na jej powierzchni tworzy się tylko warstewka tlenku bez pęknięć (rys. 4.38c).

Zwiększenie szybkości dyfuzji tlenu i aktywacja reakcji utleniania może przyspieszyć szybkość reakcji utleniania gumy, co jest powszechnym zjawiskiem termicznego starzenia tlenowego. Proces termicznego starzenia tlenowego kauczuku naturalnego i izoprenowego to głównie tworzenie się makrocząsteczkowego pęknięcia łańcucha, miękkiego i lepkiego, a kauczuku butadienowego to głównie niszczenie elastycznej struktury kauczuku, dzięki czemu twardnieje.



Rys. 4.38. Uszkodzenia elastomeru spowodowane kontaktem z tlenem

Wzrost temperatury pracy znacznie przyspiesza procesy starzenia elastomerów. Zbyt wysoka temperatura cieczy hydraulicznej i temperatura wokół uszczelki może łatwo spowodować zmiękczenie, rozszerzenie, twardnienie i pękanie gumy. Należy przyjąć zasadę, że na każde 283 K wzrostu temperatury starzenie elastomerów przyspiesza od dwóch do czterech razy [71]. Trwałość elastomerów ulega odpowiednio skróceniu o ten sam współczynnik. Guma może ulec degradacji po podgrzaniu do określonej temperatury. Podwyższenie temperatury może spowodować pękanie termiczne lub sieciowanie termiczne gumy. Na przykład kauczuk naturalny zaczyna rozkładać substancje o niskiej masie cząsteczkowej w temperaturze ponad 473 K. Stabilność termiczna kauczuku zależy w dużej mierze od jego składu chemicznego i struktury. Pod wpływem powtarzającego się działania naprężenia mechanicznego łańcuchy molekularne kauczuku zostają zerwane, tworząc wolne rodniki, wywołując reakcje łańcuchowe utleniania i tworząc proces mechaniczno-chemiczny.

4.3.1. Kompatybilność elastomerów z cieczami hydraulicznymi

W celu oceny kompatybilności cieczy hydraulicznych i elastomerów wykonuje się badania polegające na kontaktowaniu elastomeru i cieczy w określonych, ściśle znormalizowanych warunkach [52]. Odporność elastomeru na ciecz hydrauliczną jest zwykle określana w standardowym oleju testowym, nasączonym w warunkach temperaturowych i czasie badania określonym w normie. Aby ocenić ich konwergencję porównuje się wartości testowe przed namoczeniem i po, takie jak: zmiana masy, objętości i wymiarów elastomeru, zmianę twardości elastomeru, ilość i rodzaj substancji wyekstrahowanych z elastomeru przez ciecz, szybkość zmiany wytrzymałości na rozciąganie, szybkość zmiany wydłużenia przy zerwaniu, odkształcenie trwałe po ściskaniu.

Jak wspomniano wcześniej (patrz podrozdz. 2.4), przybliżone informacje o zachowaniu mineralnych cieczy hydraulicznych wobec elastomerów daje punkt anilinowy. Z tych względów, producenci uszczelnień określają optymalny punkt anilinowy dla swojego wyrobu, na podstawie badań z olejami odniesienia: ASTM 1, 2 i 3, o punktach anilinowych odpowiednio 124°C, 93°C i 60°C (patrz podrozdz. 2.4). Pomiary te uzupełniane są najczęściej badaniem podstawowych fizykochemicznych własności elastomeru, warunkujących jego przydatność na uszczelki, tj. [108,109]:

- 1) Twardość elastomeru. Twarde gumy nie zabezpieczają szczelności przy niskich ciśnieniach i w niskich temperaturach i odwrotnie, miękkie nie zabezpieczają szczelności przy wysokich ciśnieniach. Przy niewielkich obciążeniach statycznych twardość gumy powinna wynosić 50–60°Sh, przy średnich ciśnieniach do 10 MPa twardość powinna wynosić 65–75°Sh, a przy wysokich ciśnieniach twardość powinna wynosić 80–97°Sh. Istotne jest, aby twardość elastomeru nie

uległa większym zmianom w środowisku pracy. Gumy o twardości 70–75°Sh wykazują największą odporność na ścieranie i zużycie.

- 2) Wytrzymałość na rozciąganie jest miarą wytrzymałości mechanicznej elastomeru, a pośrednio jego odporności na uszkodzenia pod działaniem naprężeń. W przypadku uszczelnień spoczynkowych, pracujących w małym zakresie odkształceń, wytrzymałość elastomeru nie musi być wyższa niż 6,0 MPa. W przypadku uszczelnień ruchowych wytrzymałość elastomeru musi być wyższa niż 7,0 MPa.
- 3) Wydłużenie względne jest miarą elastyczności, a w pewnym stopniu także wskaźnikiem sztywności elastomeru. Pozostaje w pewnym związku z twardością i modułem sprężystości.
- 4) Moduł sprężystości określa zdolność powrotu elastomeru do swojego pierwotnego kształtu po usunięciu siły odkształcającej. Jest wielkością, która charakteryzuje elastyczność elastomeru i zdolność do odkształcenia się pod obciążeniem. Przy niskim module już nieznaczne siły mogą w dużym stopniu zmienić geometrię uszczelki, nie powodując w niej większych wewnętrznych naprężeń. Elastomery o wysokim module wymagają dużych sił do wywołania w nich odkształcenia, a zatem są odpowiednie na uszczelki przeznaczone do wysokich ciśnień. Moduł sprężystości zmienia się znacznie wraz ze zmianą temperatury, a na jego wartość wpływa w dużym stopniu agresywność cieczy hydraulicznej.
- 5) Odporność na ścieranie jest miarą spoistości elastomeru i jego wytrzymałości mechanicznej. Charakteryzuje przydatność elastomeru na uszczelki połączeń ruchowych, narażonych na intensywne zużycie spowodowane tarciem.
- 6) Odkształcenie trwałe przy ściskaniu lub rozciąganiu charakteryzuje zmiany początkowe wymiaru elementu pod wpływem obciążeń.

Czynnikiem decydującym o intensywności i rodzaju zachodzących zmian w węźle uszczelniającym jest typ kauczuku (patrz podrozdz. 2.4), z którego są wykonane uszczelnienia, oraz własności smarne cieczy hydraulicznej. Ciecze hydrauliczne o słabych własnościach smarnych oraz wykazujących duży spadek lepkości ze wzrostem temperatury sprzyjają powstawaniu w węźle uszczelniającym tarcia granicznego na powierzchniach trących. Prowadzi to do silnego rozgrzewania powierzchni i ich intensywnego zużywania. W podwyższonych temperaturach pracy występują przecieki trudne do wyeliminowania. Dla tego typu cieczy hydraulicznych należy dobierać materiał uszczelki o możliwie wysokiej przewodności cieplnej (rozszerzalności cieplnej), dużej odporności na ścieranie, rozdzielanie i na działanie ciepła w zakresie temperatur, jakie mogą powstać na powierzchniach trących. Elastomery (kauczuki) o dużej przewodności cieplnej pożądane są również na wszelkiego typu uszczelki połączeń obrotowych, gdzie na stosunkowo małej powierzchni styku wytwarza się duża ilość ciepła sprzyjająca szybkiemu starzeniu materiału

uszczelki. W zależności od składu mieszanki elastomery wykazują przewodność cieplną ponad 10-krotnie większą w porównaniu ze stalą. Z tego względu ważne jest, aby w skrajnych przypadkach wiedzieć, o ile uszczelka zmniejsza objętość w niskich temperaturach, a o ile zwiększa objętość w wysokich temperaturach oraz w jaki sposób wpływa to na sprężystość czołowej powierzchni uszczelniającej. W niskich temperaturach mniejsza siła sprężystości działająca na czołową powierzchnię uszczelniającą może spowodować dodatkowe zmniejszenie objętości i rozszerzenie węzła. Wzrost temperatury do 373 K może spowodować wzrost objętości elastomeru nawet o 30%. Dlatego rozszerzalność cieplną elastomerów stosowanych w temperaturach powyżej 373 K należy uwzględnić w konstrukcji rowka. Jeśli uszczelka nie będzie zdolna do maksymalnego zwiększenia objętości w wyniku działania ciepła, mogą wystąpić duże siły powodujące uszkodzenie uszczelki i skojarzonych elementów. Wartość przewodności cieplnej wybranych elastomerów przedstawiono w tabeli 4.5.

Tabela 4.5

Wartość przewodności cieplnej elastomerów stosowanych w napędach hydrostatycznych

Material	Zmniejszenie objętości w temperaturach od 24°C do - 54°C [mm/dm ³]	Zwiększenie objętości w temperaturach od 24°C do 190°C [mm/dm ³]	Współczynnik rozszerzania $\left[\frac{mm}{dm \cdot ^\circ C} \cdot 10^{-3} \right]$
NBR (kauczuk akryloni- tylo-butadienowy)	0,90	1,87	11,2
FKM (kauczuk fluorowy)	1,30	2,28	13,7
IIR (kauczuk butylowy)	1,30	2,66	16,0
AU (poliuretan)	1,20	1,90	10,5

Ciecze hydrauliczne na bazie węglowodorowej typu HH, HL, HM, HV, HG są kompatybilne z uszczelnieniami wykonanymi z kauczuku akrylonitylo-butadienowego (guma NBR), kauczuku fluorowego (guma FKM), kauczuku butylowego (guma IIR) i poliuretanu (AU) [52]. W tabeli 4.6 przedstawiono kompatybilność cieczy hydraulicznych na bazie węglowodorowej z uszczelnieniami NBR, FKM, IIR i AU.

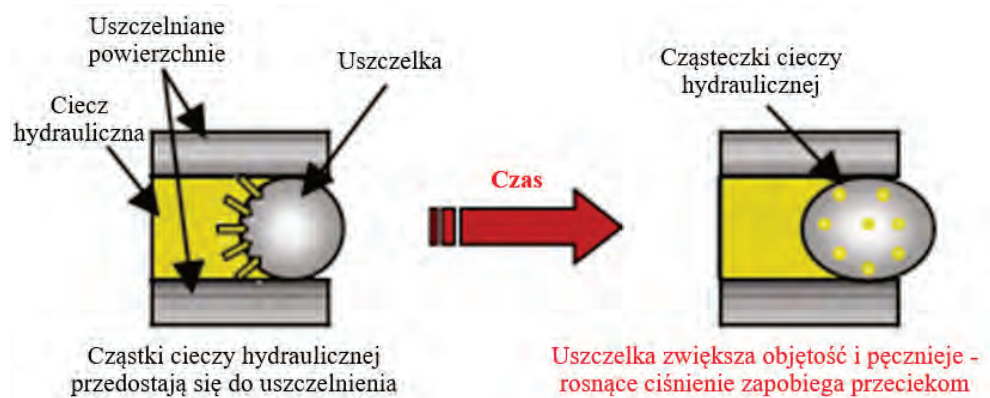
Tabela 4.6

Kompatybilność cieczy hydraulicznych z elastomerami wg ISO 6072 – wymagania dla cieczy hydraulicznych [52]

Typ oleju	Czas kontaktu [h]	Pęcznienie [%]	Zmiana twardości Shore'a
HH	168	0 do 18	0 do -10
HL, HM, HV (VG 10)	168	0 do 18	0 do -10
HL, HM, HV (VG 15, VG 22)	168	0 do 15	0 do -8
HL, HM, HV, HG (VG 32, VG 46)	168	0 do 12	0 do -7
HL, HM, HV, HG (VG 68 - VG 150)	168	0 do 10	0 do -6

4.3.2. Interakcja chemiczna uszczelki z cieczą hydrauliczną

Uszczelka elastomerowa w zetknięciu z mineralną cieczą hydrauliczną może dążyć do wchłonięcia pewnej jej ilości (absorpcja cieczy przez elastomer), czemu towarzyszy wzrost objętości materiału (rys. 4.39). Proces ten powoduje tzw. pęcznienie elastomeru.



Rys. 4.39. Idea pęcznienia uszczelki elastomerowej

Ilość zaabsorbowanej cieczy zależy od chemicznego charakteru cieczy i elastomeru, składu materiału i temperatury. W stałej temperaturze pęcznienie wzrasta w czasie aż do pewnego punktu, w którym ustala się stan równowagi między spęcznionym elastomerem a czynnikiem powodującym spęcznienie. Po ustaleniu się stanu równowagi uszczelka zachowuje już stałą objętość. Położenie równowagi pęcznienia zmienia się z temperaturą i zależy od chemicznych właściwości materiału i cieczy hydraulicznej. Ważnym czynnikiem wpływającym na pęcznienie jest naprężenie wywierane na elastomer. Jeśli elastomer zostanie poddany rozciąganiu, pęcznienie będzie się zwiększać, natomiast jeśli elastomer zostanie poddany ścisłaniu, wielkość

występującego pęcznienia zmniejszy się. Dzieje się tak ze względu na składową siłę hydrostatycznej, która przy rozciąganiu jest ujemna, a przy ściskaniu dodatnia.

Pęcznieniu towarzyszy zmiana fizykochemicznych własności materiału. Z reguły obniża się wytrzymałość, moduł, twardość, odporność na ścieranie i rozdzieranie, a wzrasta wydłużenie. Zmieniają się także inne własności jak: elastyczność, giętkość, trwałe odkształcenie przy ściskaniu i rozciąganiu, a także odporność na niskie temperatury (przeważnie wzrasta). Własności elastomeru zmieniają się wraz ze wzrostem jego spęcznienia. Pęcznienia i jego skutków nie da się uniknąć, ale w praktyce należy dążyć do maksymalnego zmniejszenia ich wpływu przez dobór właściwych materiałów, dostosowanych do cieczy hydraulicznej. Jako przykład można przytoczyć, że uszczelki zawierające kauczuki polarne silniej pęcznią w cieczach polarnych lub zdolnych do polaryzacji. Odwrotnie, uszczelki z kauczków niepolarnych bardziej pęcznią w cieczach niepolarnych. W literaturze technicznej spotyka się informacje, że dopuszczalny wzrost objętości dla uszczeliek statycznych może wynosić 30%, a dla uszczeliek ruchomych 10–15% [19,74]. Przy zbyt dużych pęcznieniach zwiększa się możliwość powstania przecieku, przedwczesnego zużycia albo mechanicznego zniszczenia pierścienia uszczelniającego. Zużycie uszczelki jest przede wszystkim rezultatem tarcia i może następować przez oddzieranie cząsteczek z powierzchni trącej (ścieranie) albo na skutek zmęczenia warstwy powierzchniowej ulegającej ustawicznym deformacjom pod wpływem ciśnienia i ruchu. Przewaga któregoś z tych rodzajów zużycia zależy od elastyczności materiału i chropowatości powierzchni trących.

Na przykładzie pierścienia oring O przedstawiona zostanie szkodliwość nadmiernego pęcznienia materiału uszczelki. Pierścień O osadzony w rowku pomiędzy dwiema uszczelnianymi powierzchniami podlega sprężystemu odkształceniu wstępnemu. Profil pierścienia ulega deformacji i wypełnia swoją masą pewną objętość rowka. Powstające w gumie naprężenia dają stały nacisk na powierzchnie stykowe, zabezpieczając przez to szczelność połączenia przy zerowym ciśnieniu cieczy. Na styku pierścienia z powierzchnią uszczelnianą powstaje siła tarcia, której wartość wzrasta ze stopniem odkształcenia (zacisku) uszczelki. Pod działaniem ciśnienia cieczy pierścień podlega dalszemu odkształceniu, a wzrastające w materiale naprężenia powodują wzrost oporu tarcia. Całkowite tarcie w węźle jest sumą oporu tarcia wywołanego ściśnięciem pierścienia i ciśnienia cieczy. W przypadku nadmiernego pęcznienia materiału następuje znaczny wzrost wymiarów pierścienia uszczelki aż do całkowitego wypełnienia rowka. Dalszą ekspansję ograniczają wymiary rowka. W pęczniącym materiale wzrastają naprężenia i w konsekwencji wzrasta opór tarcia. Towarzyszyć mu może znaczny wzrost temperatury, dalsze podwyższanie poziomu pęcznienia, zjawisko przylepności do metalu, jak również obniżenie twardości i wytrzymałości materiału uszczelki. Wprawienie w ruch posuwisty lub obrotowy

spęczniejącej uszczelki węzła uszczelniającego może spowodować uszkodzenie pewnych obszarów powierzchni pierścienia, a wtlaczanie go w szczelinę może spowodować jego mechaniczne zniszczenie.

Prowadzone badania wykazały, że siła promieniowa pierścieni oring *O* wykonanych z gum NBR, FKM, IIR w stanie spoczynku, przy kontakcie z cieczą hydrauliczną o temperaturze 323 K zmienia się w szerokich granicach i jest zależna od rodzaju cieczy hydraulicznej oraz materiału pierścienia. W cieczach hydraulicznych powodujących pęcznienie gumy siła promieniowa obniża się, natomiast w cieczach powodujących skurcz materiału wzrasta. Wyniki badań, tj. wpływ cieczy hydraulicznej na zmianę siły promieniowej pierścieni oring *O* wykonanych z różnych gum, przedstawiono w tabeli 4.7.

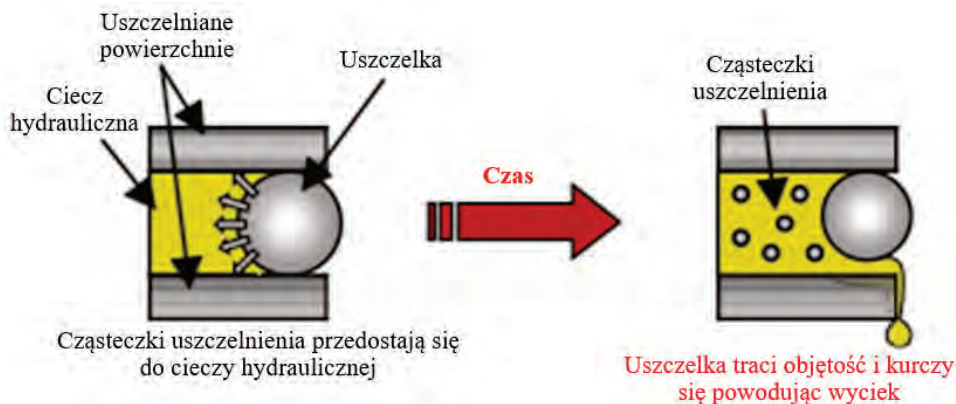
Tabela 4.7

Wpływ cieczy hydraulicznej na zmianę siły promieniowej pierścieni *O* wykonanych z różnych gum

Punkt anilinowy cieczy hydraulicznej [K]	Pęcznienie gumy, pierścienia [% obj.]	Procent siły promieniowej [%]
71	+6,0 do +9,4	-8 do -30
88	+0,4 do -2,5	0 do +40
103	-2,7 do -6,0	0 do +11

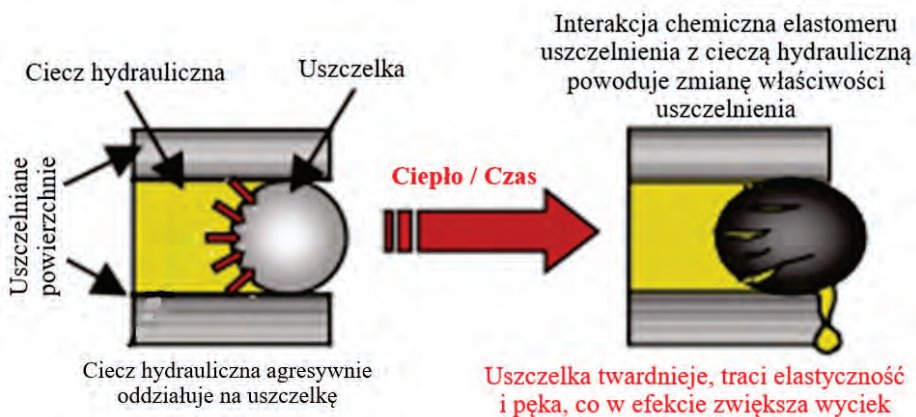
Uszczelka elastomerowa w zetknięciu z cieczą hydrauliczną może dążyć do oddania cieczy pewnej jej ilości (ekstrakcja przez ciecz rozpuszczalnych składników elastomeru), czemu towarzyszy zmniejszenie objętości materiału uszczelki (rys. 4.40). Dodatki elastomerów, takie jak plastyfikatory czy utleniacze, mogą ulegać rozpuszczeniu lub ekstrakcji z materiału, powodując zmniejszenie ich objętości. Rozpuszczone elementy elastomeru przedostają się do cieczy hydraulicznej. Proces ten powoduje tzw. skurcz elastomeru.

Skurcz większy niż 3–4% może powodować przecieki, gdyż uszczelka może nie stykać się już z obiema współpracującymi powierzchniami. W wyniku oddania do cieczy hydraulicznej pewnej ilości materiału uszczelki elastomerowej wzrastają jej twardość i moduł, a zmniejsza się elastyczność, giętkość i odporność na niskie temperatury. W przypadku pierścieni *O*, skurcz materiału prowadzi do obniżenia wstępnego naprężenia (zacisku), a w efekcie do utraty szczelności. W niskich temperaturach zacisk wstępny (montażowy) ulega dalszemu obniżeniu na skutek skurczu termicznego. Wartość skurczu termicznego jest określana liniowym współczynnikiem rozszerzalności cieplnej (tabela 4.5), który dla gumy jest w przybliżeniu 10 razy większy niż dla metalu.



Rys. 4.40. Idea kurczenia się uszczelki elastomerowej

Interakcja chemiczna uszczelki w zetknięciu z agresywną cieczą hydrauliczną powoduje reakcję z łańcuchem polimerowym elastomeru. Zmienia to właściwości elastomeru, który stając się twardy i kruchy, traci elastyczność i pęka. Ideę oddziaływania chemicznego cieczy hydraulicznej na uszczelki elastomerowe przedstawiono na rys. 4.41.



Rys. 4.41. Idea oddziaływania chemicznego cieczy hydraulicznej na uszczelki elastomerowe

Proces niszczenia uszczelki pod wpływem oddziaływania chemicznego cieczy hydraulicznej rozpoczyna się na powierzchni i posuwa w głąb materiału w miarę przenikania w materiał uszczelki cieczy hydraulicznej.

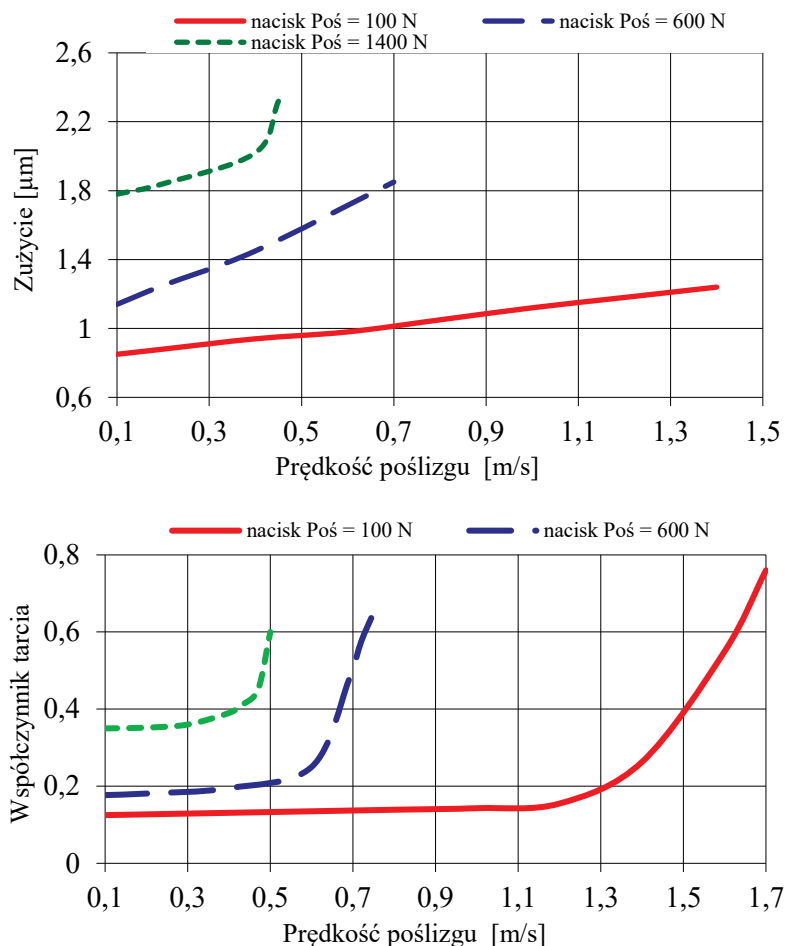
4.4. Proces zużycia hydraulicznych par precyzyjnych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Podstawową przyczyną utraty właściwości użytkowych przez hydrauliczne pary precyzyjne jest zużycie ich elementów, tj. suwaka i otworu tulei w hydraulicznej parze suwakowej, czy tłoczka (nurnika) i cylindra, stopki tłoczka i powierzchni roboczej tarczy oporowej w hydraulicznej parze tłoczkowej. Zużycie następuje w wyniku wzajemnego oddziaływania powierzchni skojarzonych elementów i oddziaływania na nie cieczy hydraulicznej. W zależności od odkształceń sprężysto-plastycznych podczas tarcia, procesy przebiegające w warstwach wierzchnich metalu mogą mieć różną prędkość lub intensywność.

Układ złożony z hydraulicznej pary precyzyjnej oraz otoczenia ruchowego (ciecz hydrauliczna) stanowi system trybologiczny. W systemie trybologicznym, jakim jest hydrauliczna para precyzyjna, powstaje zużycie spowodowane naruszeniem stabilności tarcia. Wpływ zużycia na własności funkcjonalne hydraulicznej pary precyzyjnej powoduje ciągle pogarszanie się tych własności, poczynając od zmian minimalnych aż do osiągnięcia stanu granicznego (niezgodności parametrów pracy urządzenia wyposażonego w hydrauliczną parę precyzyjną). Kryterium zdolności do spełnienia założonych funkcji przez hydrauliczną parę precyzyjną jest stabilność sił tarcia i zachowanie parametrów geometrycznych trących się elementów w ciągu długotrwałej pracy.

Szczególnie ważną rolę w zjawiskach zużycia zachodzących w hydraulicznej parze precyzyjnej odgrywają właściwości materiału, z uwzględnieniem istniejącego otoczenia ruchowego (cieczy hydraulicznej). Z analizy kinematyki ruchu hydraulicznych par tłoczkowych przedstawionej w pkt 2.2.3 wynika również, że na rodzaj zużycia występującego w tej parze oraz intensywność zużycia jej współpracujących powierzchni niezwykle istotny wpływ ma charakter ich względnego przemieszczania się, a szczególnie prędkość poślizgu trących elementów.

W stosunku do hydraulicznej pary precyzyjnej stawia się wymagania zachowania w ciągu długotrwałej pracy, minimalnych luzów w węźle (regulacyjnym, rozdzielczym, tłoczącym), przy jednoczesnym zapewnieniu minimalnego zużycia warunkowanego własnościami materiałów, z których są wykonane jej elementy oraz własnościami cieczy hydraulicznej. Uwzględniając powyższe wymagania, elementy hydraulicznej pary precyzyjnej muszą być wykonane z materiałów charakteryzujących się następującymi własnościami: wysoką twardością, dużą odpornością na korozję, dużą odpornością na zużycie, wysokim przedziałem wytrzymałości, stabilnością wymiarów, stabilnością własności mechanicznych warstwy wierzchniej w czasie, małym współczynnikiem rozszerzalności liniowej.



Rys. 4.42. Zależność zużycia i współczynnika tarcia pary hydraulicznej ze stali HWG i stali EI-347S od prędkości ich poślizgu

W procesie eksploatacji, pod działaniem różnorodnych czynników naruszających stabilność tarcia następuje zmiana makro- i mikrogeometrii powierzchni roboczych pary suwakowej czy tłoczkowej. Dzieje się tak wskutek jednoczesnego oddziaływania różnego rodzaju procesów trybologicznych, takich jak zużycie wskutek utleniania, zużycie adhezyjne, zużycie ściernie itp. Na podstawie danych dostępnych w literaturze naukowo-technicznej dotyczących procesów zużycia hydraulicznych par precyzyjnych można stwierdzić, że dominującym procesem jest zużycie wskutek utleniania [129,130,132]. Dominowanie podczas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej procesu zużycia wskutek utleniania gwarantuje małą intensywność zużywania się współpracujących powierzchni pary. Zużycie wskutek utleniania uwarunkowane

jest przede wszystkim zachowaniem podczas pracy obciążenia (nacisków i prędkości poślizgu) elementów hydraulicznej pary precyzyjnej poniżej wartości krytycznej. Przy nadkrytycznych wartościach prędkości poślizgu następuje skokowa i gwałtowna zmiana ilościowa współczynnika tarcia pomiędzy powierzchniami elementów pary hydraulicznej. Zależność zużycia skojarzenia pary stopka tłoczek ze stali HWG o twardości HRC = 58 z tarczą wychylną ze stali EI-347S o twardości HRC = 58 przy naciskach stopki tłoczka na tarczę oporową $P_{os} = 100\text{ N}, 600\text{ N}, 1400\text{ N}$ od prędkości poślizgu przedstawiono na rys. 4.42.

Po osiągnięciu krytycznej prędkości poślizgu zainicjowany zostaje proces zacierania adhezyjnego i na powierzchniach trących zaczynają dominować procesy szepiania metalowych powierzchni pary hydraulicznej [80,123].

Zużycie hydraulicznych par precyzyjnych badano podczas planowanych eksperymentów stoiskowych, polegających na długotrwałych (niekiedy do 1000 godzin pracy) próbach urządzeń hydraulicznych na stanowisku badawczym oraz w procesie ich normalnej eksploatacji na statku powietrznym.

4.4.1. Proces zużycia hydraulicznych par precyzyjnych pomp i silników osiowo-tłoczkowych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Zasada działania osiowej pompy tłoczkowej powoduje, że objętość jej komory roboczej zmienia się okresowo, w miejscu przełączania się króćców ssawnego i tłocznego, zapewniając w ten sposób rozkład przepływu (patrz rys. 2.22). W procesie eksploatacji osiowej pompy tłoczkowej istotną rolę odgrywają trzy kluczowe precyzyjne pary tarcia ślizgowego: para cierna cylinder – tarcza rozdzielcza, para cierna tłoczek – blok cylindrów i para cierna stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa (patrz rys. 2.24). Pomiędzy szczelinami odpowiednich ruchomych części par ciernych tworzy się film olejowy, który zapewnia smarowanie i zapobiega bezpośredniemu kontaktowi z metalem. Pary te tworzą powierzchnię uszczelniającą pomiędzy dwiema ruchomymi częściami, co zapobiega wyciekaniu dużej ilości cieczy hydraulicznej pod wysokim ciśnieniem. Przenoszą one stosunkowo duże obciążenie podczas procesu roboczego, a pomiędzy ruchomymi częściami następuje przenoszenie siły.

Spośród wymienionych par ciernych stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa charakteryzuje się najgorszymi warunkami pracy (patrz rys. 2.25). Tarcza oporowa to mechanizm konwersji ruchu, który przenosi siłę z tłoczków na tarczę poprzez stopkę. Oprócz przenoszenia siły osiowej cieczy pod wysokim ciśnieniem z wnętrza tłoka, stopka tłoczka (ślizgacz) poddawana jest także działaniu siły odśrodkowej spowodowanej obrotem oraz siły tarcia generowanej przez obrót cylindra. W warunkach dużych prędkości siły odśrodkowe i bezwładności stopki tłoczka rosną wraz

z kwadratem prędkości, co ułatwia zsuniecie się stopki z tarczy sterującej, powodując bezpośredni kontakt metalu między tarczą oporową a stopką. Dodatkowo, gdy stopka tłoczka ślizga się z dużą prędkością po tarczy oporowej, łatwo dochodzi do zjawiska ich zużywania się. Para cylinder – tarcza rozdzielcza składa się z bloku cylindrów i tarczy rozdzielczej, przy czym pierwsza z nich obraca się w bliskim kontakcie z drugą, zapewniając okresową dystrybucję cieczy hydraulicznej na jej ssaniu i tłoczeniu. Para cylinder – tarcza rozdzielcza jest parą cierną o największej powierzchni współpracującej w osiowej pompie/silniku tłoczkowym, a jej wyciek zajmuje ponad połowę całkowitego wycieku pompy/silnika. Para tłoczek – blok cylindrów składa się z tłoczka i cylindra, przy czym tłoczek wykonuje ruch posuwistozwrotny w bloku cylindrów, powodując okresową zmianę objętości wnęki tłoczka, aby zakończyć proces zasysania i odprowadzania cieczy hydraulicznej.

Film olejowy pary cierniej jest kluczową cechą konstrukcji pompy tłoczkowej i ma istotny wpływ na wydajność pracy pary cierniej. Jeżeli film olejowy jest zbyt cienki lub nieuformowany, para cierna łatwo ulega zużyciu. I odwrotnie, jeśli film olejowy jest zbyt gruby, wyciek będzie się zwiększał, co skutkuje spadkiem sprawności objętościowej pompy, a nawet brakiem możliwości przenoszenia siły. Ponadto zmiana temperatury cieczy hydraulicznej zmienia lepkość cieczy, co wpływa na skuteczność smarowania, a tym samym rozkład ciśnienia i nośność. Właściwa grubość i rozkład ciśnienia filmu olejowego mają znaczący wpływ na wysoki stosunek mocy do masy osiowej pompy tłoczkowej oraz zmniejszenie w niej przecieków wewnętrznych i zużycie. Grubość filmu olejowego jest również ściśle związana z ciśnieniem roboczym pompy tłoczkowej. Wraz ze wzrostem ciśnienia roboczego wzrasta również siła działająca na tłok, a grubość filmu olejowego jest mniejsza, gdy obciążenie pomiędzy parami ciernymi jest duże.

W zachodzących zjawiskach zużycia w parach tarcia ślizgowego pomp i silników tłoczkowych ważną rolę odgrywają właściwości materiału pary, obciążenia i prędkość wzajemnego ślizgania się trących powierzchni par. W tłoczkowych pompach hydraulicznych współpracują ze sobą w środowisku oleju hydraulicznego stale chromoniklowe 12HN3A (o twardości powierzchni roboczych $HRC \geq 58$), stale chromowe HWG (o twardości bez specjalnego umocnienia powierzchniowego $HRC = 55 \div 60$) i stale chromowo-niklowo-wolframowe 18HNWA (o twardości powierzchni roboczych $HRC = 60$) z brązami cynkowo-fosforowymi, cynkowo-niklowymi (WB-23, WB-23N, WB-24) lub stalą EI-928 lub EI-347S.

Istotny wpływ na przebieg procesu zużywania pary cierniej stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa ma rodzaj i twardość skojarzonych materiałów pary. Wyniki badań wpływu rodzaju i twardości materiału pary stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa na proces jej zużycia przedstawiono w tabeli 4.8. W czasie badań stopki tłoczka pompy wykonanych ze stali HWG, 12HN3A i 18HNWA mających różne twardości współpracowały z tarczą oporową ze stali EI-928 o twardości $HRC = 60$ w środowisku oleju hydraulicznego ASF-41 w temperaturze ok. 303 K.

Badania prowadzono przez 50 godzin przy prędkości poślizgu tłoczków 1,8 m/s i nacisku 200 N. Zużycie oceniano na podstawie zmiany ciężaru tłoczka oraz zmiany grubości stopki tłoczka (zużycia powierzchni czołowej stopki). Otrzymane dane porównano ze zużyciem stopki tłoczka wykonanego ze stali HWG o twardości HRC = 58, dla którego przyjęto współczynnik zużycia względnego równy jedności. Z danych zawartych w tabeli 4.8 widać, że zużycie hydraulicznej pary ciernej zależy od rodzaju i twardości materiału.

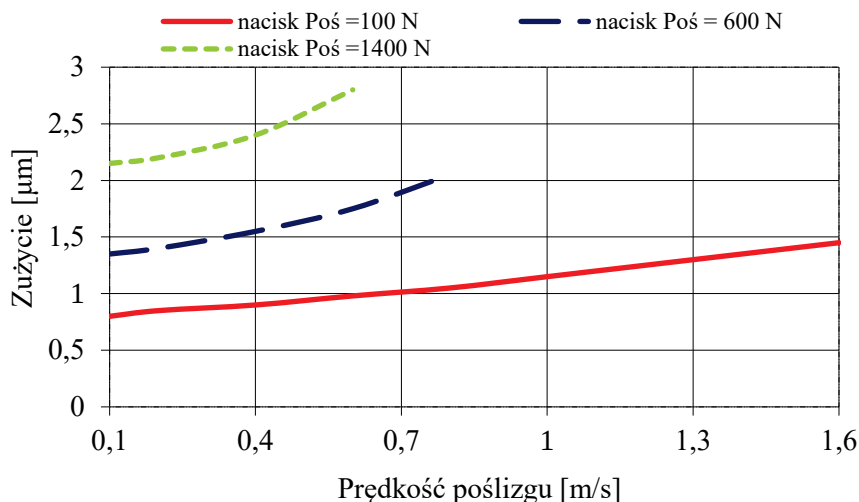
Tabela 4.8

Zużycie pary ciernej stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa wykonanych z różnych stali

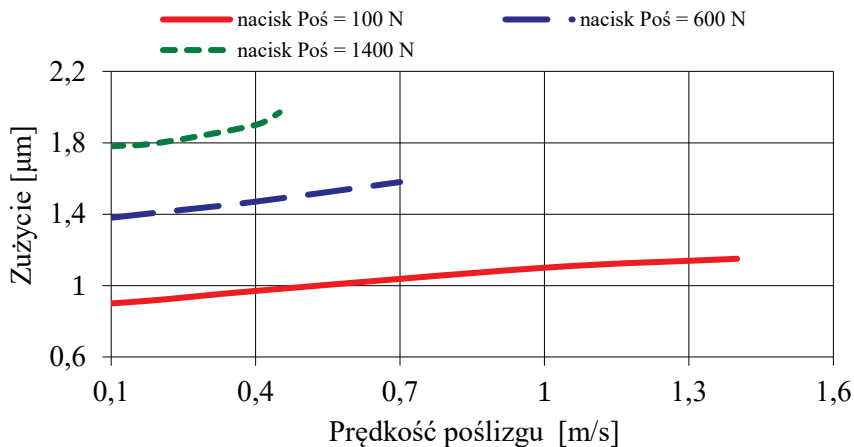
Wskaźnik	Marka stali				
	HWG	HWG	18HNSA	12HNSA	12HNSA
Twardość HRC	58	62	62	60	62
Względny współczynnik odporności na zużycie	1,0	1,3	1,5	1,2	1,7

Kolejnym problemem wymagającym szczegółowego rozpoznania jest wpływ prędkości wzajemnego ślizgania się elementów pary ciernej na jej zużywanie się. Na rys. 4.43 przedstawiono zależność zużycia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary trącej stopka tłoczka (ślizgacz) wykonana ze stali 12HNSA o twardości HRC = 60 z tarczą oporową wykonaną ze stali EI-928 o twardości HRC = 60 przy naciskach tłoczka $P_{os} = 1400$ N, 600 N, 100 N. Na rys. 4.44 przedstawiono zależność zużycia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary trącej stopka tłoczka (ślizgacz) wykonana ze stali HWG o twardości HRC = 58 z tarczą oporową wykonaną ze stali EI-928 przy naciskach tłoczka $P_{os} = 1400$ N, 600 N, 100 N. Na rys. 4.45 przedstawiono zależność zużycia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary trącej stopka tłoczka (ślizgacz) wykonana ze stali 18HNSA o twardości HRC = 60 z tarczą wychylną wykonaną ze stali EI-347S o twardości HRC = 58 przy naciskach tłoczka $P_{os} = 1400$ N, 600 N, 100 N. W czasie badań para stopka tłoczka (ślizgacz) wykonana ze stali HWG, 12HNSA i 18HNSA współpracowała z tarczą oporową wykonaną ze stali EI-928 i EI-347S w środowisku oleju hydraulicznego ASF-41 w temperaturze ok. 303 K. Z wykresów zamieszczonych na rys. 4.43–4.45 wynika, że zużycie stopek tłoczków współpracujących z tarczą oporową w środowisku oleju hydraulicznego jest większe przy większych prędkościach poślizgu. Z literatury [80,85,123] wiadomo, że każde skojarzenie materiałów w środowisku oleju hydraulicznego ma swoją krytyczną prędkość poślizgu, przy której ilościowe charakterystyki procesu tarcia zmieniają się skokowo. Po przekroczeniu tej krytycznej prędkości poślizgu następuje gwałtowny wzrost współczynnika tarcia, a tym samym zużycia. Po osią-

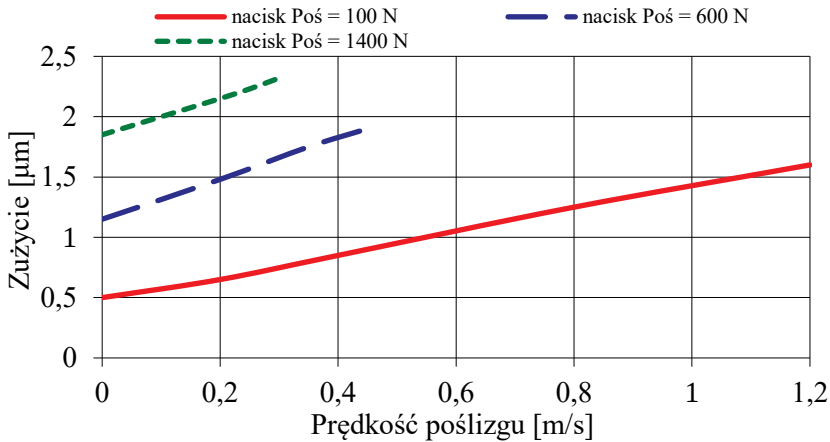
gnięciu krytycznej prędkości poślizgu na powierzchniach trących zaczynają dominować procesy szepiania metali (adhezja). Zwiększenie prędkości poślizgu powoduje obniżenie wartości obciążenia krytycznego, przy którym zostaje zainicjowany proces szepiania.



Rys. 4.43. Zależność zużycia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary stopka tłoczka ze stali 12HN3A z tarczą wychylną ze stali EI-928

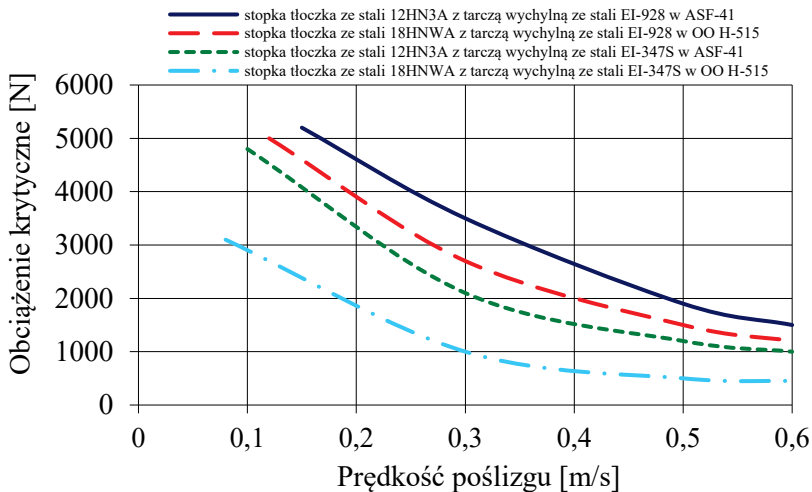


Rys. 4.44. Zależność zużycia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary stopka tłoczka ze stali HWG z tarczą wychylną ze stali EI-928



Rys. 4.45. Zależność zużycia od prędkości poślizgu dla skojarzenia pary stopka tłoczka ze stali 18HNWA z tarczą wychylną ze stali EI-347S

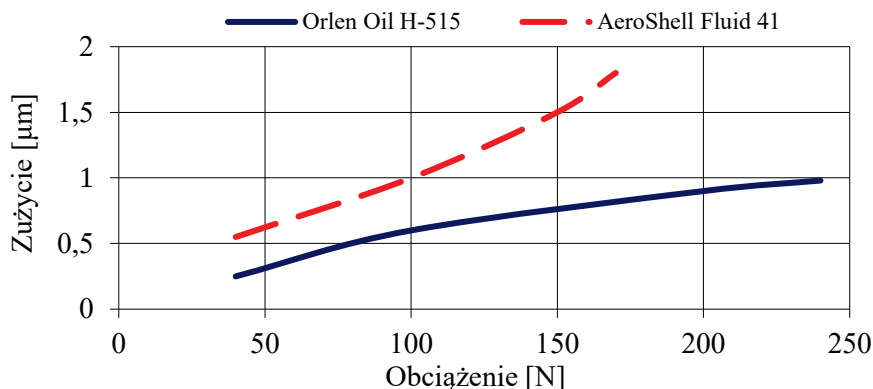
Istotny i wymagający zauważenia jest wpływ obciążenia krytycznego pary ciernej stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa na przebieg procesu zużywania tej pary. Na rys. 4.46 przedstawiono zależność obciążenia krytycznego od prędkości poślizgu przy skojarzeniach stopka tłoczka ze stali 12HN3A z tarczą wychylną ze stali EI-928 i stopka tłoczka ze stali 18HNWA z tarczą wychylną ze stali EI-347S pracujących w cieczy hydraulicznej ASF-41 i OO H-515 w temperaturze ok. 333 K przy prędkości obciążenia 1000 N/min.



Rys. 4.46. Zależność obciążenia krytycznego od prędkości poślizgu przy prędkości obciążenia 1000 N/min.

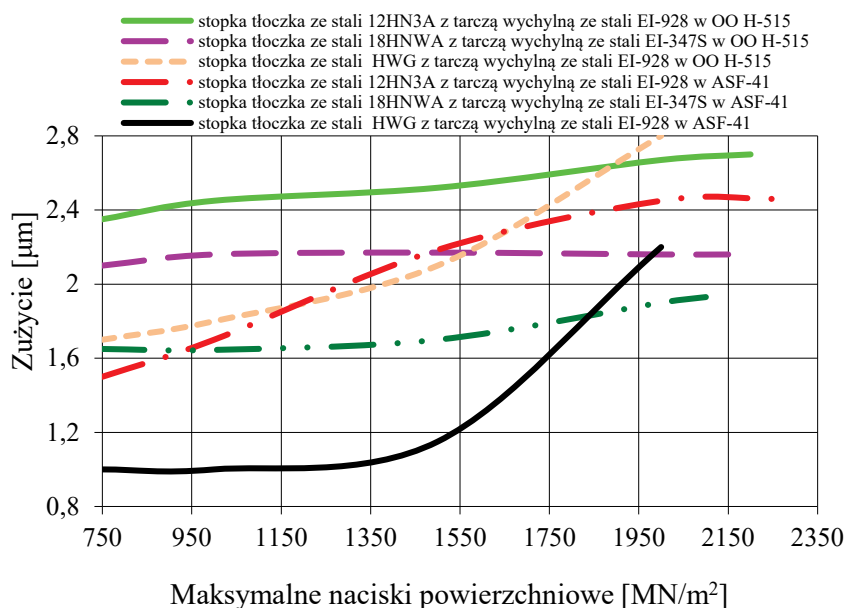
Zwiększenie obciążenia prowadzi do wzrostu grubości warstwy metalu biorącej udział w procesie tarcia, co sprzyja zmianie intensywności zużywania trących się powierzchni. Po osiągnięciu określonego obciążenia krytycznego następują jakościowe przemiany procesów trybologicznych na powierzchniach tarcia i przejście z jednego rodzaju zużycia do innego.

Na rys. 4.47 przedstawiono dane doświadczalne ilustrujące zmianę zależności zużycia pary czarnej stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa od obciążenia przy prędkości poślizgu 1,44 m/s dla dwóch rodzajów cieczy hydraulicznych, tj. ASF-41 i OO H-515.



Rys. 4.47. Zależność zużycia od obciążenia dla dwóch rodzajów oleju hydraulicznego

Na rys. 4.48 przedstawiono zależności zużycia pary czarnej stopka tłoczka (ślizgacz) – tarcza oporowa od maksymalnych nacisków powierzchniowych, przy prędkości poślizgu 0,1 m/s (rzędu wielkości spotykany w rzeczywistych pompach nurnikowych podczas ich pracy) przy skojarzeniu pary z różnych materiałów, tj. stali 2HN3A ze stalą EI-928, stali 18HNWA ze stalą EI-347S i stali HWG ze stalą EI928. Dla cieczy hydraulicznej ASF-41 proces szczepiania (adhezja) zaczyna rozwijać się przy obciążeniu 280 N, a dla cieczy OO H-515 już przy obciążeniu 170 N. Przy naciskach powierzchniowych w przedziale od 750 MN/m² do 1600 MN/m² najlepszą odporność na zużycie ma para hydrauliczna skojarzona ze stopki tłoczka ze stali HWG z tarczą oporową ze stali EI-928. Wielkość zużycia stopki tłoczka i powierzchni roboczej tarczy oporowej badano w osiowej pompie tłoczkowej o zmiennym wydatku w stanowiskowych próbach długotrwałych na stanowisku hydraulicznym. Zużycie stopki tłoczka ze stali HWG i powierzchni roboczej tarczy oporowej ze stali EI-347S mierzono okresowo (przyjmując jako bazę odniesienia wymiary tych elementów zdjęte przed próbą), za pomocą pomiaru wysokości stopki i profilografów zdejmowanych przy użyciu profilometru firmy Taylor-Hobson.



Rys. 4.48. Zależność zużycia od maksymalnych nacisków powierzchniowych przy skojarzeniu pary hydraulicznej z różnych materiałów

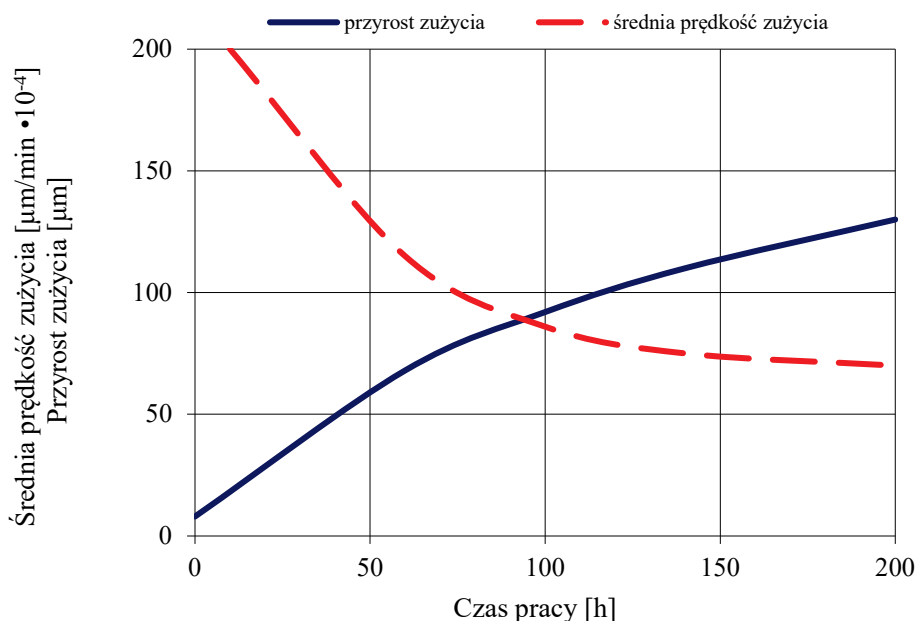
Ciecz hydrauliczną ASF-41 przetłaczała pompa hydrauliczna w obiegu zamkniętym ze zbiornika przez filtry hydrauliczne dokładnego oczyszczania i zawór proporcjonalny (obciążenie pompy hydraulicznej) do zbiornika. Do układu podłączono automatyczny licznik cząstek typu PMT3120 firmy Pamas, za pomocą którego co 10 godzin sprawdzano skład zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej. Wyniki jednej z realizacji zużycia stopki tłoczka i powierzchni roboczej tarczy oporowej w pompie hydraulicznej w zależności od czasu pracy przedstawiono w tabeli 4.9 i na rys. 4.49 i 4.50.

Z kinematyki ruchu stopki tłoczka względem powierzchni roboczej tarczy oporowej wiadomo, że punkt rzeczywisty styku jest przesunięty w stosunku do osi tłoczka i przemieszcza się po stopce w zależności od kąta obrotu wirnika (przy ustalonym kącie pochylenia tarczy oporowej) w kierunku promieniowym, a zajmując kolejne położenia zakresła obwód zamknięty. Z tych względów stopka tłoczka i powierzchnia robocza tarczy oporowej zużywają się w charakterystyczny sposób, w określonych strefach. Można to wytłumaczyć intensywnym zużywaniem się nierówności i stopniowym zwiększaniem powierzchni styku, prowadzącym do zmniejszenia obciążeń.

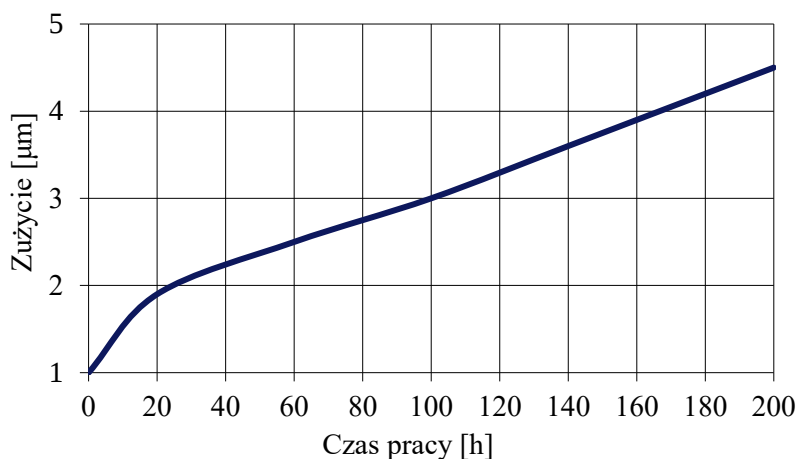
Tabela 4.9

Zużycia stopki tłoczka i powierzchni roboczej tarczy oporowej w pompie hydraulicznej w zależności od czasu jej pracy

Element pary hydraulicznej	J.m.	Czas pracy [h]							
		10	20	30	50	70	100	150	200
Zużycie stopki tłoczka	μm	23,5	34,0	43,1	58,7	72,3	88,0	109,0	131,3
Zużycie powierzchni roboczej tarczy oporowej	μm	1,5	1,7	2,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5
Średnia prędkość zużycia stopki tłoczka	$\mu\text{m}/\text{min} \times 10^{-4}$	180	167	142	130	110	90	70	70



Rys. 4.49. Zmiana zużycia stopki tłoczka w pompie hydraulicznej w zależności od czasu pracy (jedna z realizacji otrzymana w czasie prób stoiskowych)



Rys. 4.50. Zmiana zużycia powierzchni roboczej tarczy oporowej w pompie hydraulicznej w zależności od czasu pracy (jedna z realizacji otrzymana w czasie prób stoiskowych)

Procesom tarcia metali w środowisku cieczy hydraulicznej towarzyszy intensywne tworzenie się na powierzchniach skojarzeń trących struktur wtórnych, tj. produktów fizyczno-chemicznego oddziaływania środowiska i metalu w postaci tlenków, siarczków, węglików, białych nietrawiących się warstw oraz substancji organicznych będących rezultatem procesów cieplnych i utleniających [80,107]. Struktury te tworzą dodatni gradient własności mechanicznych warstwy wierzchniej. Przy tym każde skojarzenie metali, zakresu i rodzaju tarcia oraz własności środowiska ma określony charakterystyczny zbiór struktur wtórnych, warunkujących ukształtowanie sił tarcia, charakteru procesów trybologicznych i wielkości zużycia. Struktury wtórne tworzą się w wyniku jednoczesnego przebiegu procesów odkształcenia, dyfuzji substancji z otoczenia i reakcji chemicznych. Procesy te powodują zmiany składu chemicznego i struktury warstwy wierzchniej. W ten sposób można powiedzieć, że odporność na zużycie metalu zależy w znacznym stopniu od składu i własności struktur wtórnych na powierzchniach, na których zachodzi tarcie. Na powierzchniach roboczych pary nurnikowej, struktury wtórne można zaobserwować w postaci wyraźnej warstewki, mniej lub bardziej trwale związanej z materiałem rodzimym, o zabarwieniu od jasnobrązowego do zielononiebieskiego. Zabarwienie to wskazuje na różnice składu chemicznego warstwy wierzchniej, którą tworzą te struktury. Można przypuszczać, że na powierzchni tarcia elementów pary nurnikowej znajduje się produkty oddziaływania żelaza i chromu z tlenem, siarką i węglem. Od tego, który z produktów dominuje w warstwie wierzchniej, zależy jej barwa.

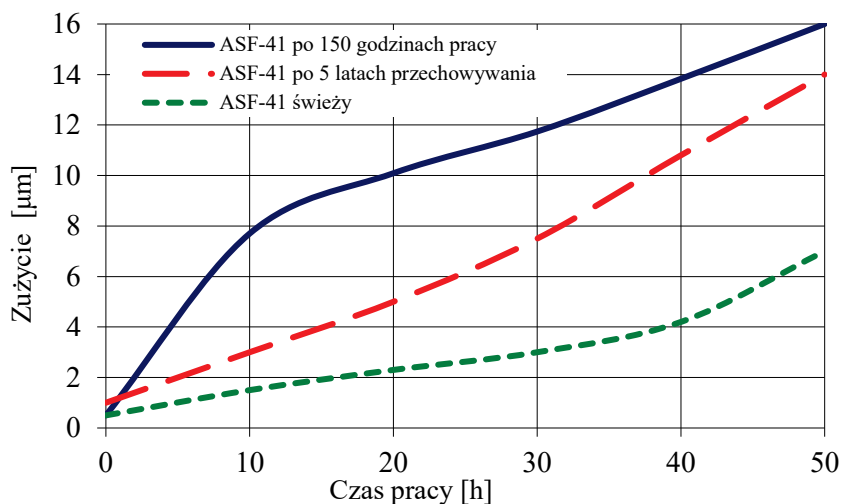
W tabeli 4.10 przedstawiono wyniki 50-godzinnych prób stoiskowych zużycia stopki tłoczka, powierzchni roboczej (bieżni) tarczy oporowej i cylindrów wirnika

pracujących w środowisku cieczy ASF-41 o różnym stopniu jej zesterzenia się. Ilustracją danych zawartych w tabeli 4.10 są rys. 4.51 i 4.52, na których przedstawiono zmianę zużycia stopki tłoczka i powierzchni roboczej (bieżni) tarczy oporowej w zależności od czasu pracy, przy skojarzeniu stopki wykonanej ze stali HWG i powierzchni roboczej tarczy oporowej wykonanej ze stali EI-928 w środowisku cieczy ASF-41 o różnym stopniu jej zesterzenia się. Z przedstawionych danych wynika, że czas przechowywania cieczy hydraulicznej, jak również czas jej eksploatacji wpływa na obniżenie zawartości w nim komponentów aktywnie czynnych, co intensyfikuje proces zużycia hydraulicznych par precyzyjnych.

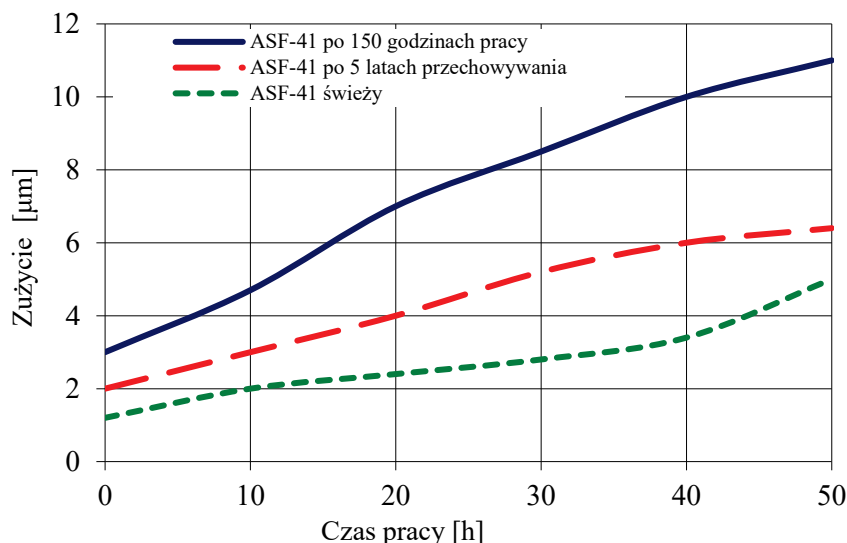
Tabela 4.10

Wyniki prób stoiskowych zużycia stopki tłoczka, powierzchni roboczej tarczy oporowej i cylindrów wirnika pracujących w środowisku cieczy ASF-41 o różnym stopniu jej zesterzenia się

Stosowana ciecz hydrauliczna	Maksymalne zużycie [μm]		
	stopki tłoczka	bieżni tarczy oporowej	cylindrów wirnika
AeroShell Fluid-41 (świeży)	7	4.5	2
AeroShell Fluid-41 (po 5 latach przechowywania)	14	6	2
AeroShell Fluid-41 (po 150 godzinach pracy)	16	11	8



Rys. 4.51. Zużycie stopki tłoczka w zależności od czasu pracy z cieczą ASF-41



Rys. 4.52. Zużycie powierzchni roboczej tarczy oporowej w zależności od czasu pracy z cieczą ASF-41

Do określenia wpływu różnych skojarzeń materiałów stopki tłoczka i bieżni tarczy oporowej zebrano dane dotyczące zużycia tych skojarzeń po 200 godzinach pracy pomp hydraulicznych na stanowisku badawczym i z eksploatacji tych pomp na samolotach. Stopki tłoczka w tych pompach wykonane były ze stali HWG, zaś bieżnie tarczy sterującej ze stali EI-928 lub ze stali EI-347S. Zestawienie wielkości średniego zużycia elementów pary ciernej w pompach typu NP-34 przy różnych skojarzeniach materiałów w próbach stoiskowych i eksploatacji w ciągu 200 godzin przedstawiono w tabeli 4.11.

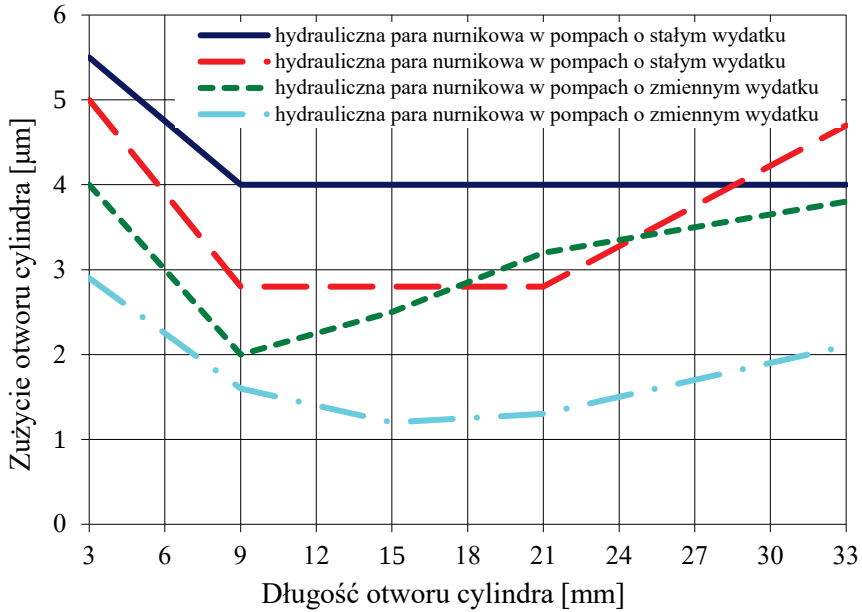
Z przytoczonych danych wynika, że skojarzenie materiałów pary ciernej odgrywa istotną rolę w zapewnieniu właściwej odporności na zużycie jej elementów podczas pracy w środowisku cieczy hydraulicznej. Obserwuje się prawie siedmiokrotny wzrost wielkości zużycia stopki tłoczka wykonanego ze stali HWG przy współpracy z bieżnią tarczy oporowej wykonanej ze stali EI-347S, w porównaniu ze zużyciem stopek tłoczków wykonanych ze stali HWG przy współpracy z bieżnią tarczy oporowej wykonanej ze stali EI-928. Przy tym zużycie bieżni tarczy oporowej w obu przypadkach jest porównywalne. Poza tym zużycie obserwowane w pompach pracujących w naturalnej eksploatacji jest znacznie większe w porównaniu ze zużyciem elementów tej pary w pompach pracujących na stanowisku badawczym. Świadczy to o tym, że warunki pracy występujące w normalnej eksploatacji są znacznie trudniejsze niż przewidziane w próbach stoiskowych.

Tabela 4.11

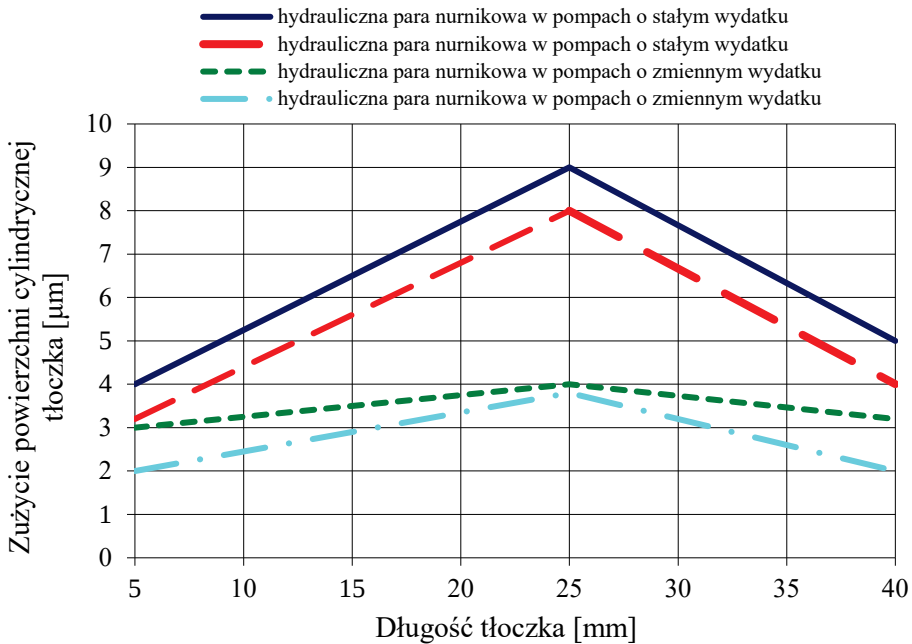
Średnie zużycie pary ciernej w pompach typu NP-34 przy różnych skojarzeniach materiałów w próbach stoiskowych i eksploatacji w ciągu 200 godzin

Rodzaj pracy	Wielkość zużycia przy skojarzeniu materiałów [μm]			
	Stopka – stal HWG bieżnia tarczy oporowej – stal EI-347S		Stopka – stal HWG bieżnia tarczy oporowej – stal EI-928	
	czoło tłoczka	Bieżnia tarczy oporowej	czoło tłoczka	Bieżnia tarczy oporowej
Stoisko badawcze	0,260	0,008	0,034÷0,040	0,012
	0,190	0,008	0,025÷0,029	0,010
	0,220	0,010	0,030÷0,032	0,012
Eksploatacja na samolocie	0,200	0,021	0,045÷0,062	0,023
	0,48÷0,050	0,014	0,090÷0,110	0,028
	0,37÷0,039	0,025	0,061÷0,072	0,020
	0,56÷0,59	0,016	0,072÷0,088	0,027

Z analizy sił działających na tłoczek podczas pracy hydraulicznej pary ciernej wynika, że jest on dociskany boczną walcową powierzchnią do ścianki cylindra wirnika, siłą stanowiącą sumę składowej promieniowej odśrodkowej siły bezwładności nurnika i składowej promieniowej siły reakcji tarczy wychylnej (patrz rys. 2.28). Od wielkości tych sił oraz współczynnika tarcia skojarzonych materiałów w cieczy hydraulicznej zależy wielkość siły tarcia w węźle trybologicznym pary tłoczkowej i intensywność zużycia jej elementów. Na podstawie obserwacji i analiz charakteru oraz zużycia powierzchni roboczych hydraulicznej pary tłoczkowej pomp hydraulicznych użytkowanych w lotnictwie, można stwierdzić, że dominującymi procesami trybologicznymi w tym węźle są procesy zużywania wskutek utleniania [124,128]. Charakter zużycia powierzchni roboczych otworu cylindra wirnika i powierzchni cylindrycznej tłoczka wzdłuż jego długości w badanych pompach hydraulicznych przedstawiono na rys. 4.53 i 4.54.



Rys. 4.53. Charakter zużycia otworu cylindra wirnika pary nurnikowej wzdłuż długości



Rys. 4.54. Charakter zużycia powierzchni cylindrycznej tłoczka wzdłuż długości

Z wykresów na rys. 4.53 i 4.54 wynika, że zużycie bocznej powierzchni tłoczka i otworu cylindra wirnika jest nierównomierne wzdłuż długości. Największe zużycie obserwuje się na tłoczku w strefie, którą styka się on z krawędzią otworu cylindra przy maksymalnym wysunięciu. Otwór cylindra zużywa się najwięcej w skrajnych przekrojach. Taki przebieg zużycia można wytłumaczyć zmianą rozkładu obciążenia bocznej powierzchni roboczej przy ruchu posuwisto-zwrotnym tłoczka, który jest najbardziej niekorzystny właśnie przy maksymalnym wysunięciu tłoczka z cylindra (minimalna powierzchnia styku, przekoszenie tłoczka).

Innym rodzajem zużycia obserwowanym na bocznych powierzchniach roboczych tłoczka i cylindra jest zużycie ściernie w postaci rysek o różnej głębokości i orientacji. Tego typu zużycie spowodowane jest twardymi cząstkami zanieczyszczeń zawartymi w cieczy hydraulicznej i przedostającymi się wraz z cieczą w czasie pracy do luzów między tłoczkiem a cylindrem.

4.4.2. Proces zużycia w regulacyjnych i rozdzielczych parach suwakowych w czasie ich użytkowania w napędach hydrostatycznych

Zarówno w przypadku regulacyjnych (rys. 2.13), jak i rozdzielczych (rys. 2.19) par suwakowych newralgicznymi mechanizmami, mającymi zasadniczy wpływ na ich trwałość jest węzeł trybologiczny kontaktu pierścieni (powierzchnie robocze) suwaka z tuleją.

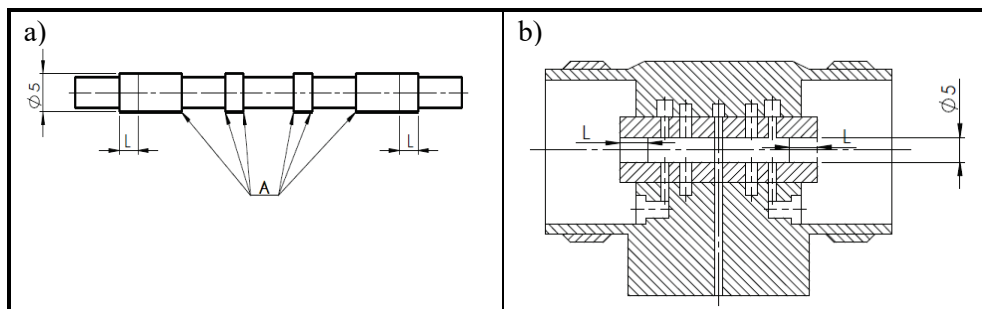
Na podstawie obserwacji i analiz charakteru oraz zużycia powierzchni roboczych regulacyjnych i rozdzielczych par suwakowych, można stwierdzić, że dominującymi procesami trybologicznymi w węźle tych par są procesy zużywania wskutek utleniania i adhezji. Wymagają zauważenia również procesy zużycia ściernego.

W hydraulicznych parach suwakowych zużycie ściernie obserwowane jest na powierzchniach roboczych suwaka i tulei regulacyjnych i rozdzielczych par suwakowych w postaci rysek o różnej głębokości i orientacji. Tego typu zużycie spowodowane jest twardymi cząstkami zanieczyszczeń zawartymi w cieczy roboczej i przedostającymi się wraz z cieczą w czasie pracy do luzów między suwakiem a tuleją. Na podstawie analizy literatury [12,25,60] oraz badań własnych [120,125] zaproponowano, w odniesieniu do rozdzielczych par suwakowych, podział zanieczyszczeń obecnych w cieczy wg kryterium rozmiarowego, na trzy grupy:

- inicjatory zużywania ściernego pary: cząstki stałe mniejsze od 9 μm ,
- intensyfikatory zużywania ściernego pary: cząstki stałe z przedziału od 10 μm do 14 μm ,
- integratory zużywania ściernego pary: cząstki stałe większe od 15 μm .

Interesujący i wymagający zauważenia jest wpływ różnych efektów towarzyszących procesom zużywania rozdzielczej pary suwakowej na ich przebieg. Jako

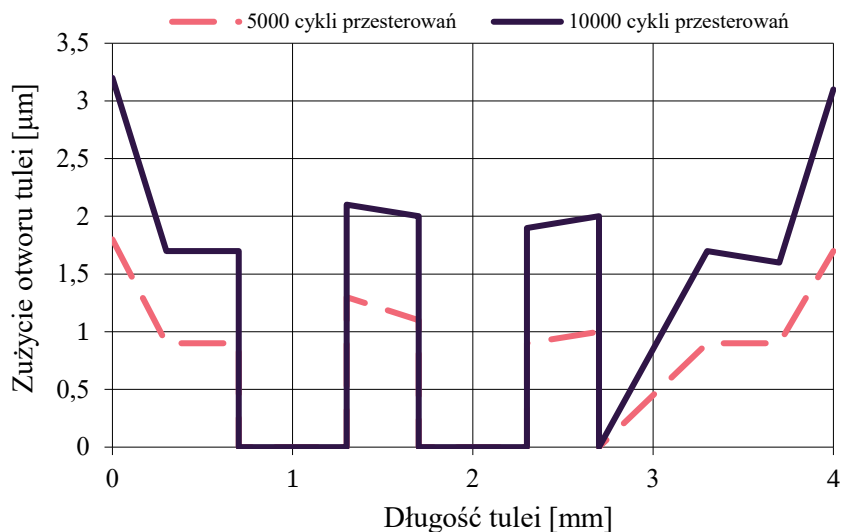
przykład wykorzystano rozdzielcze pary suwakowe (rys. 4.55), w których skojarzono suwak i tuleję wykonane ze stali 20XA (materiał na suwaki i tuleje wykorzystywany standardowo w lotnictwie). Suwak podparty był sprężynami na obu jego końcach, tak jak to ma miejsce w rozdzielczych parach suwakowych. Wartość luzu pomiędzy suwakiem a tuleją wynosiła 0,006–0,007 mm, stożkowatość i owalność suwaka i tulei zawierała się w przedziale 0,001–0,002 mm na całej długości pierścieni suwaka. Suwak i tuleja miały chropowatość 2,2–3,0 μm , a twardość ich współpracujących powierzchni wynosiła $\text{HRC} = 58$. Na tak skojarzonej parze suwakowej wykonano 10 000 cykli przesterowania suwaka. Po badaniach określono wielkość i charakter zużycia powierzchni roboczych otworu tulei i powierzchni roboczych suwaka rozdzielczych par suwakowych.



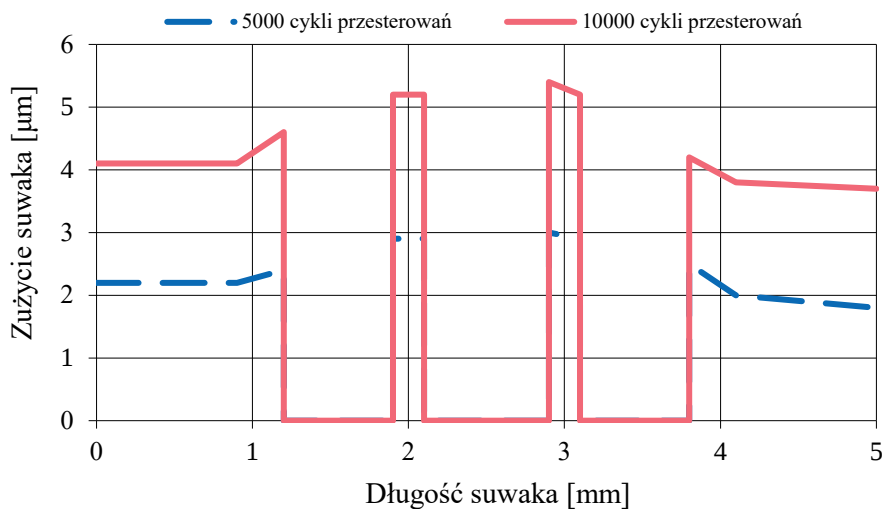
Rys. 4.55. Suwak (a) i tuleja suwaka (b) badanej pary suwakowej

Zużycie powierzchni otworu tulei wzdłuż jego długości, jak i pierścieni suwaka było charakterystyczne dla intensywnego, utleniającego zużycia powierzchni metalowych. Zużycie powierzchni otworu tulei wzdłuż jego długości przedstawiono na rys. 4.56. Zużycie otworu tulei jest nierównomierne wzdłuż całej jego długości. Największe zużycia w otworze tulei obserwuje się na krawędzi otworów wewnętrznych wytoczeń cylindrycznych. Otwór tulei zużywa się najwięcej w skrajnych przekrojach. Taki przebieg zużycia można wytłumaczyć zmianą rozkładu obciążenia bocznej powierzchni roboczej przy ruchu posuwisto-zwrotnym suwaka. Przy maksymalnym, skrajnym przesunięciu suwaka w tulei skojarzenie zewnętrznych pierścieni suwaka z otworem tulei ma minimalną powierzchnię styku przy jednoczesnej możliwości przekoszenia suwaka. Zmiana zużycia powierzchni otworu tulei wzdłuż jego długości wynosi od 2 μm do 3 μm na 10000 cykli przesterowań suwaka. Zużycie suwaka wzdłuż jego długości i pierścieni suwaka wzdłuż ich długości przedstawiono na rys. 4.57. Zużycie suwaka jest nierównomierne wzdłuż jego długości. Największe zużycia obserwuje się na pierścieniach suwaka w strefach, w których stykają się one z krawędziami kanałów tulei, zaś najmniejsze na pierścieniach zewnętrznych suwaka. Zużycie powierzchni roboczych pierścieni suwaka wzdłuż ich długości jest

nierównomierne. Większe zużycie obserwuje się od strony kanałów wysokiego ciśnienia cieczy hydraulicznej. Zmiana zużycia powierzchni roboczych suwaka wynosi od 3 μm do 4 μm na 10 000 cykli przesterowania suwaka.



Rys. 4.56. Zużycie powierzchni otworu tulei pary hydraulicznej wzdłuż jej długości (patrz rys. 4.55b)



Rys. 4.57. Zużycie suwaka pary hydraulicznej wzdłuż jego długości (patrz rys. 4.55 a)

Z badań skojarzenia suwaka i tulei regulacyjnej pary suwakowej wynika, że zużywają się one na dwóch lokalnych odcinkach, położonych z przeciwnych stron na średnicy. Zużycie powierzchni suwaka jest charakterystyczne dla utleniającego zużycia powierzchni metalowych. Kontakt, a tym samym zużywanie się suwaka i tulei na dwóch lokalnych odcinkach położonych z przeciwnych stron na średnicy spowodowane jest tym, że siły działające na suwak od strony sprężyny i ciśnienia cieczy roboczej nie są przyłożone osiowo. Sprzyja temu osiowa asymetria sprężyn, niedokładność wykonania ich czół oporowych, promieniowe przesunięcie wynikające z luzów między elementami pary hydraulicznej i możliwa utrata stabilności sprężyny przy jej ściskaniu. Mimośrodowe przyłożenie do suwaka sił osiowych (np. utrata stabilności sprężyny) powoduje, że znajduje się on w położeniu przekoszonym względem tulei. Wskutek przekoszenia suwaka w stosunku do tulei stykanie się obu elementów pary suwakowej odbywa się na odcinkach lokalnych. W zależności od wielkości płaszczyzny styku i działającego na suwak obciążenia naciski jednostkowe na powierzchni konturowej styku elementów pary mogą mieć wartość kilkudziesięciu niutonów na milimetr kwadratowy. Przy wibracyjnym charakterze względnych przemieszczeń elementów par suwakowych, na odcinkach ich styku zachodzi wzajemny zwrotno-postępowy poślizg powierzchni z częstotliwością od kilku do kilkuset herców i amplitudą od kilku do kilkudziesięciu mikrometrów [38,39,115]. Przy występowaniu wystarczających nacisków (ciśnień) kontaktowych i parametrów względnego poślizgu następuje intensywne niszczenie błonek ochronnych i adsorbowanych, pokrywających skojarzone powierzchnie metali. Jednocześnie metal podczas tarcia ma podwyższoną energię powierzchniową, zdolną do aktywnego wzajemnego jego oddziaływania z cieczą hydrauliczną [55]. W przypadku niesprzyjającego skojarzenia warunków obciążenia, charakteru przemieszczeń względnych, własności materiału pary hydraulicznej i ośrodka zewnętrznego tworzą się warunki, w których zniszczenie błonek tlenków i błonek olejowych ochraniających powierzchnie metalowe od bezpośredniego stykania się w strefie kontaktu następuje intensywniej niż ich odtwarzanie. W wyniku tego na oddzielnych, początkowo mikro-, a następnie również makroodcinkach rzeczywistego styku następuje wzajemne oddziaływanie czystych, tj. wolnych od błonek ochronnych, powierzchni metalowych i utworzenie między nimi więzi metalicznych – szczepiania [39,123]. Towarzyszy temu wzrost sił tarcia w parze i uszkodzanie jej powierzchni. Wyróżniającymi właściwościami warunków szczepiania elementów pary są małe względne wielkości względnych przemieszczeń skojarzonych powierzchni i dynamika obciążenia z powodu nieprzerwanej zmiany prędkości poślizgu. W warunkach szczepiania (adhezji), na powierzchniach pary suwakowej powstają lokalne zadziory z fazowymi zmianami i umocnieniem materiału. Nadając ruch obrotowy suwakowi pary regulacyjnej, można wyeliminować prawdopodobieństwo szczepiania elemen-

tów tej pary. Należy tu jednak nadmienić, że nadmierne zwiększenie prędkości poślizgu suwaka stwarza niebezpieczeństwo powstania lawinowego szepiania skojarzonych powierzchni elementów pary suwakowej.

4.4.3. Modelowanie procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w hydraulicznych parach regulacyjnych

4.4.3.1. Zacieranie adhezyjne (szepianie) w hydraulicznych parach regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym

Jednym z mało opisanych zagadnień zużycia hydraulicznych par precyzyjnych urządzeń regulacyjnych są czynniki wywołujące zacieranie adhezyjne (szepianie), powstające w procesie wzajemnego oddziaływania powierzchni suwakowych par hydraulicznych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym.

Pary suwakowe hydraulicznych urządzeń regulacyjnych (patrz rys. 2.7) przedstawiają sobą elementy postrzegające i regulujące, automatycznie ograniczające lub zmieniające wg zadanego programu ciśnienie, jego spadek (różnicę ciśnień) w połączonych pojemnościach (przestrzeniach), lub wydatek cieczy hydraulicznej. Warunki pracy i obciążenia regulacyjnych par hydraulicznych oraz ich charakterystyczne cechy związane z ich ruchem opisano w pkt. 2.2.1 i 2.3.

W procesie pracy elementy hydraulicznych par regulacyjnych w sposób ciągły lub okresowo, w wyniku zmieniającego się ciśnienia cieczy roboczej, wykonują względne przemieszczenia postępowo-zwrotne z różną częstotliwością i amplitudą. Przy tym częstotliwość i amplituda przemieszczeń zależą od charakteru zmiany ciśnienia (pulsacji) cieczy hydraulicznej i zmieniają się w zależności od zakresu pracy zespołu regulacyjnego. Amplituda przemieszczania suwaka zależy od wielkości zmiany ciśnienia cieczy i sztywności sprężyny. W przypadku pokrycia się częstotliwości pulsacji ciśnienia i częstotliwości własnej suwaka mogą powstawać drgania rezonansowe [24,38,115]. W określonych zakresach pracy suwak urządzenia regulacyjnego może mieć złożony charakter przemieszczeń wibracyjnych. Badania eksperymentalne wykazały, że wielkość amplitudy przemieszczenia suwaka zmienia się w zależności od częstotliwości. W miarę zwiększania częstotliwości przemieszczeń od 30 Hz do 500 Hz amplituda odpowiednio zmienia się od 0,3 mm do 0,005 mm (patrz rys. 2.17).

Jak już wcześniej zasygnalizowano, podczas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej dominuje proces zużycia wskutek utleniania. Gwarantuje on małą intensywność zużywania się współpracujących powierzchni pary. Zużycie wskutek utleniania uwarunkowane jest przede wszystkim zachowaniem podczas pracy obciążenia (nacisków i prędkości poślizgu) elementów hydraulicznej pary precyzyjnej poniżej wartości krytycznej. W przypadku nadkrytycznych wartości prędkości poślizgu następuje skokowa

i gwałtowna zmiana ilościowa współczynnika tarcia pomiędzy powierzchniami elementów pary hydraulicznej (rys. 4.42). Po osiągnięciu krytycznej prędkości poślizgu zainicjowany zostaje proces zacierania adhezyjnego i na powierzchniach trących zaczynają dominować procesy szepiania metalowych powierzchni pary hydraulicznej. Zacieranie adhezyjne w hydraulicznych parach regulacyjnych należy rozumieć jako samo zanikający proces szepiania, powstający na oddzielnych, lokalnych quasi-stacjonarnych kontaktach elementów pary pracującej w warunkach poślizgu wibracyjnego, bez wzrostu temperatury w warstwie wierzchniej metalu.

Badania hydraulicznych par regulacyjnych wykazały, że ich zacieraniu adhezyjnemu (szepianiu) sprzyjają: przekoszenie cylindrycznego suwaka pary hydraulicznej pod działaniem zawsze istniejącego mimośrodu przykładanych do suwaka wypadkowych sił ciśnienia cieczy hydraulicznej i sprężyny oraz ciągłe lub okresowe względne przemieszczenia postępowo-zwrotne elementów pary z różną częstotliwością i amplitudą (rys. 2.15). Wyróżniającymi własnościami warunków wystąpienia zacierania adhezyjnego w parach suwakowych hydraulicznych urządzeń regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym są małe wielkości względnych przemieszczeń skojarzonych powierzchni pary suwakowej, wielkość prędkości poślizgu oraz szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary hydraulicznej i szybkość ich ścierania.

Z badań eksperymentalnych prowadzonych przez autora [123] wynika, że najbardziej sprzyjający z punktu widzenia powstania szepiania jest zakres wibracji w przedziale amplitud 0,005–0,1 mm. W tym przedziale amplitud podczas badań stabilnie odwzorowywano szepianie powierzchni hydraulicznej pary rozdzielczej. Przy amplitudach poniżej 0,005 mm uszkodzenia powodowane szepianiem w wielu przypadkach były słabo uwidocznione, zazwyczaj z powodu ich małych wymiarów. Ślady na powierzchni suwaków, powstające przy amplitudach wyższych od 0,1 mm w większości przypadków były charakterystyczne dla intensywnego, utleniającego zużycia powierzchni metalowych. Ustalono również, że promieniowe obciążenie suwaków, niezbędne do szepiania elementów pary rozdzielczej, wzrasta wraz ze zwiększeniem amplitudy. Przy amplitudzie 0,01 mm obciążenia przyłożone do suwaka przy szepianiu wynoszą średnio 30 N, zaś przy amplitudzie 0,05 mm zawierają się w przedziale 40–50 N. Gdy znajdujące się w kontakcie powierzchni elementy hydraulicznej pary rozdzielczej ślizgają się, jednocześnie przebiegają procesy ścierania i tworzenia tlenków metalu. Przy określonym stosunku intensywności procesów obciążenia oraz ścierania i odtwarzania tlenków metalu na współpracujących powierzchniach suwaka pary rozdzielczej możliwe jest tworzenie czystych powierzchni pozbawionych warstewki tlenków metalu (powierzchni czystych). Tworzenie się powierzchni czystych jest możliwe tylko przy określonym skojarzeniu prędkości niszczenia i tworzenia tlenków oraz absorbowanych na powierzchni błonek olejowych. Gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary rozdzielczej jest większa od szybkości ich ścierania

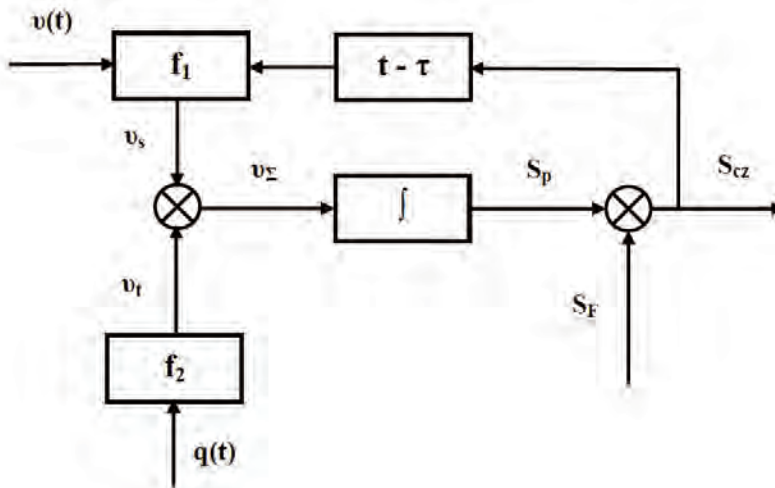
z powierzchni, występuje zużycie przez utlenianie, natomiast gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary rozdzielczej jest mniejsza od szybkości ich ścierania z powierzchni, rozpoczyna się proces zacierania adhezyjnego (sczepianie). Wielkość powierzchni pozbawionych tlenków metalu (powierzchni czystych) zależy od stopnia opóźnienia procesu tworzenia się tlenków (reakcji utleniania), tj. od czasu ścierania warstewki tlenków metalu do ich ponownego utworzenia na powierzchniach czystych (wzrost warstewki tlenków metalu) [24,38,123].

Z teoretycznego punktu widzenia zwiększenie nacisków (ciśnienia) w styku powinno obniżyć odporność suwakowej pary rozdzielczej na wystąpienie zacierania adhezyjnego (sczepiania), ponieważ zwiększenie nacisku podwyższa intensywność ścierania tlenków metalu [38]. Ze wzrostem nacisków następuje aktywizacja metalu, co wpływa w zasadniczy sposób na zwiększenie grubości powstających tlenków metalu i błonek ochronnych. Jednak wystąpienie sczepienia współpracujących powierzchni zależy nie tyle od grubości, ile od powierzchni zajmowanej przez tlenki metalu i błonki ochronne (substancje powierzchniowo aktywne) [24,38]. Zwiększenie prędkości poślizgu niewątpliwie intensyfikuje zarówno proces ścierania, jak również odtwarzania się tlenków metalu. Wartość prędkości poślizgu zależy od wielkości amplitudy przesunięcia i częstotliwości vibracji. Jednak zwiększenie prędkości poślizgu kosztem wzrostu amplitudy przesunięcia jest ograniczone. Ograniczenie to jest określane stosunkiem amplitudy przemieszczeń vibracyjnych do wielkości powierzchni kontaktu w kierunku przemieszczeń względnych. Praktycznie zacieranie adhezyjne (sczepianie) w suwakowej parze hydraulicznej przy vibracyjnym poślizgu nie wystąpi, gdy stosunek amplitudy przemieszczenia i wielkości styku powierzchni kontaktu w kierunku ruchu będzie większy od jedności [123].

4.4.3.2. Modelowanie procesu wywołującego zacieranie adhezyjne (sczepianie) w hydraulicznych parach regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym

W opisie procesów wywołujących zacieranie adhezyjne (sczepianie) na lokalnym styku elementów suwakowej pary regulacyjnej przy vibracyjnym poślizgu należy uwzględnić opóźnienie procesu odtwarzania tlenków metalu na odkrywanych powierzchniach metalicznych (powierzchniach czystych). Wymienione opóźnienie wynika z faktu, że proces utleniania przebiega w czasie niezależnie od szybkości odtwarzania tlenków metalu na powierzchniach czystych. Proces utleniania zależy od zdolności wnikania aktywnego tlenu zawartego w cieczy hydraulicznej do odkrywanych metalicznych obszarów powierzchni elementów pary rozdzielczej (powierzchni czystych). W związku z tym model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym powinien zawierać opóźnienia $t - \tau$. Prędkość tworzenia na powierzchni tarcia

tlenków metalu zależy od prędkości poślizgu i wielkości powierzchni, na której możliwe jest ich utworzenie, tj. powierzchni czystej, zaś nie zależy od wielkości nacisku normalnego (ciśnienia) na styku tarciovym. Grubość tworzących się tlenków metalu nie wpływa na właściwości ochronne powierzchni tarcia, tj. sama obecność tlenków metalu i błonek adsorbowanych na odcinku styku zapobiega szepianiu. Wystąpienie zacierania adhezyjnego (szepiania) zależy więc od powierzchni styku zajmowanej przez tlenki metalu, a nie od jej grubości. Wychodząc z powyższych ustaleń, model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym można przedstawić w postaci schematu zaprezentowanego na rys. 4.58.



Rys. 4.58. Schemat modelu procesu wywołującego zużycie adhezyjne w suwakowej parze rozdzielczej przy jej obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym: f_1 – funkcja wyrażająca zależność prędkości tworzenia się tlenków metalu i błonek adsorbowanych od właściwego parametru, f_2 – funkcja wyrażająca zależność prędkości ścierania tlenków metalu i błonek adsorbowanych od właściwego parametru, S_F – powierzchnia faktycznego kontaktu elementów pary rozdzielczej, praktycznie niezmiennająca się do wystąpienia zjawiska adhezji (szepiania), S_p – powierzchnia styku pokryta tlenkami metalu, S_{cz} – powierzchnia czysta (bez tlenków metalu na powierzchni tarcia), v_t – prędkość ścierania tlenków metalu (zmniejszenie zajmowanej przez nie powierzchni w jednostce czasu), v_s – prędkość tworzenia się tlenków metalu (zwiększenie zajmowanej przez nie powierzchni w jednostce czasu), $q(t)$ – parametr obciążenia, określany wartościami normalnego nacisku (ciśnienia) w styku skojarzonych powierzchni pary i prędkości poślizgu, $v(t)$ – prędkość względnego poślizgu skojarzonych powierzchni, τ – czas między pojawieniem się powierzchni czystej i utworzeniem się warstewki tlenków metalu na tych powierzchniach.

Rozpatrywany model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym odpowiada zależnościom:

$$\frac{dS_p}{dt} = v_s(t) - v_t(t) = v_\Sigma(t), \quad (4.6)$$

$$v_s(t) = f_1[v(t), S_{cz}(t - \tau)], \quad (4.7)$$

$$v_t = f_2[q(t)], \quad S_{cz}(t) = S_F - S_p(t). \quad (4.8)$$

Szybkość tworzenia się tlenków metalu na powierzchni tarcia jest proporcjonalna do prędkości poślizgu i powierzchni czystej (bez tlenków). Prędkość tworzenia się tlenków metalu na powierzchni tarcia może być zapisana w postaci:

$$v_s(t) = k \cdot v(t) \cdot S_{cz}(t - \tau), \quad (4.9)$$

gdzie: k – współczynnik charakteryzujący intensywność tworzenia się tlenków metalu na powierzchni czystej (bez tlenków).

Uwzględniając niezależność oddziaływań normalnego ciśnienia w styku skojarzonych powierzchni $p(t)$ i prędkość względnego poślizgu skojarzonych powierzchni $v(t)$, szybkość niszczenia tlenków metalu na powierzchni tarcia można opisać zależnością:

$$v_t[q(t)] = a_1 \cdot v(t) + a_2 \cdot p(t), \quad (4.10)$$

gdzie:

a_1, a_2 – współczynniki charakteryzujące właściwości wytrzymałościowe tlenków metalu,

$p(t)$ – ciśnienie w styku skojarzonych powierzchni pary.

Kinetykę ścierania z powierzchni elementów pary hydraulicznej i odtwarzanie się tlenków metalu na powierzchni czystej można opisać równaniem różniczkowym:

$$\frac{dS_p}{dt} + k \cdot v(t) \cdot S_p(t - \tau) = v(t)(k \cdot S_F - a_1) - a_2 \cdot p(t). \quad (4.11)$$

Wyrażenie (4.11) przedstawia liniowe równanie różniczkowe z argumentem opóźniającym. Wyrażenie (4.11) może być zapisane w postaci ogólnej:

$$\frac{dS_p}{dt} + \Psi(t) \cdot S_p(t - \tau) = Q(t). \quad (4.12)$$

gdzie: $\Psi(t) = k \cdot v(t)$ i $Q(t) = v(t)(k \cdot S_F - a_1) - a_2 \cdot p(t)$.

Rozwiązanie równania (4.12) ma postać:

$$S_p = \left[\int Q(t) \cdot e^{\int \Psi(t) dt} dt + C \right] \cdot e^{-\int \Psi(t) dt}. \quad (4.13)$$

Z analizy wyrażenia (4.11) wynika, że:

- 1) wystąpienie zacierania adhezyjnego (sczepianie) jest możliwe przy dowolnych poziomach oddziaływań normalnego ciśnienia w styku skojarzonych powierzchni p , jeżeli prędkość względnego poślizgu skojarzonych powierzchni $v > 0$. Jednak w realnych warunkach niezbędne jest uwzględnienie ograniczenia normalnego ciśnienia w styku $p > p_{min}$, gdzie p_{min} jest naciskiem (ciśnieniem) minimalnym;
- 2) czas do wystąpienia zacierania adhezyjnego (sczepiania) zależy głównie od stałych zawierających prędkość ścierania i odtwarzania się tlenków metalu na powierzchni czystej;
- 3) do rozwiązania równania różniczkowego opisującego proces ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym należy określić wartość współczynników k , a_1 , a_2 . Współczynniki te charakteryzują intensywność odtwarzania i opór ścierania tlenków metalu oraz czas pojawiania się powierzchni czystej i odtwarzania się warstewki tlenków metalu na tej powierzchni. Wartości współczynników k , a_1 , a_2 można w przybliżeniu oszacować na podstawie badań eksperymentalnych.

Rozwiązanie równania różniczkowego (4.11) pozwala określić rząd granicznych wartości parametrów vibracji i ciśnienia w styku współpracujących powierzchni, wywołujących zacieranie adhezyjne (sczepianie) w suwakowych parach regulacyjnych.

W przypadku gdy (warunek ten ma największe praktyczne znaczenia) $p = \text{const}$ i czas $\tau = \text{const}$ oraz proces ścierania i tworzenia tlenków metalu zachodzi przy zmiennym obciążeniu, tj. $v(t) = v_A \cdot \sin \omega t$, gdzie v_A jest prędkością poślizgu dla danej amplitudy vibracji, można wydzielić dwa etapy rozpatrywanego procesu. Pierwszy etap, gdy $0 < t \leq \tau$ zaś drugi etap $t > \tau$.

Dla etapu pierwszego, tj. $0 < t \leq \tau$ równanie (4.11) można zapisać:

$$\frac{dS_p}{dt} = (k \cdot S_{cz}(0) - a_1) \cdot v_A \cdot |\sin \omega t| - a_2 \cdot p(t). \quad (4.14)$$

Gdy $\Psi(t) = k \cdot v(t) = 0$ równanie (4.14) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} S_p &= C - (k \cdot S_{cz}(0) - a_1) \cdot v_A \cdot \int |\sin \omega t| dt - a_2 \cdot p \cdot \int dt = \\ &= C - (k \cdot S_{cz}(0) - a_1) \cdot \frac{v_A}{\omega} \cdot [|\cos \omega t| - A(\omega t)] - a_2 \cdot p \cdot t. \end{aligned} \quad (4.15)$$

gdzie: $C = S_F - S_{cz}(0) + \frac{v_A}{\omega} \cdot [k \cdot S_{cz}(0) - a_1]$,

$$A(\omega t) = \begin{cases} 2|\cos \omega t|, & \text{gdy } \frac{n\pi}{\omega} < t < \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{\omega}, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots, \\ 0, & \text{dla innych } t. \end{cases}$$

Zmianę powierzchni styku pokrytej tlenkami metalu w pierwszym etapie, tj. $0 < t \leq \tau$, można ostatecznie zapisać w postaci:

$$S_p = S_F - S_{cz}(0) + \frac{v_A}{\omega} \cdot [k \cdot S_{cz}(0) - a_1] \cdot \{1 - [|\cos \omega t| - A(\omega t)]\} - a_2 \cdot p \cdot t, \quad (4.16)$$

przy czym: $1 - [|\cos \omega t| - A(\omega t)] \geq 0$.

Z wyrażenia (4.16) wynika, że w pierwszym etapie, gdy $0 < t \leq \tau$ zmniejsza się powierzchnia pokryta tlenkami metalu, zaś wzrasta powierzchnia bez tlenków metalu, przy czym prędkość ubywania powierzchni pokrytej tlenkami zależy od ciśnienia normalnego w styku skojarzonych powierzchni. Zmniejszanie się powierzchni pokrytej tlenkami metalu ma charakter oscylacyjny. Wielkość oscylacji zależy od zmiany prędkości ślizgania skojarzonych powierzchni.

Dla etapu drugiego, tj. $t > \tau$ równanie (4.11) można zapisać:

$$\frac{dS_p}{dt} + k \cdot v_A \cdot |\sin \omega t| \cdot S_p(t - \tau) = v_A \cdot |\sin \omega t| \cdot (k \cdot S_F - a_1) - a_2 \cdot p(t). \quad (4.17)$$

Rozwiązanie równania (4.17) ma postać:

$$\begin{aligned} S_p &= S_F - \frac{a_1}{k} - a_2 \cdot p \cdot e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} \cdot \\ &\cdot \int e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} d(t - \tau) + C \cdot e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} \\ &= S_F - \frac{a_1}{k} \left[a_2 \cdot p \cdot \int e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} d(t - \tau) - C \right] \cdot \\ &\cdot e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} \end{aligned}$$

Ostatecznie rozwiązanie równania (4.17) przyjmuje postać:

$$S_p = S_F - \frac{a_1}{k} - [a_2 \cdot p \cdot B - C] \cdot e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]}, \quad (4.18)$$

gdzie: $B = \int e^{\frac{k \cdot v_A}{\omega} [|\cos \omega(t-\tau)| - A(\omega(t-\tau))]} d(t - \tau)$.

4.4.3.2.1. Analityczne szacowanie współczynników a_1 , a_2 , k modelu procesu wywołującego zacieranie adhezyjne (szczepianie) w hydraulicznych parach regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym

Do rozwiązania równania różniczkowego opisującego proces ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym (4.11) należy określić wartość współczynników a_1 , a_2 , k .

Współczynniki te charakteryzują intensywność odtwarzania i opór ścierania tlenków metalu oraz czas pojawiania się powierzchni czystej i odtwarzania się warstewki tlenków metalu na tej powierzchni. Wartości współczynników a_1 , a_2 , k można w przybliżeniu oszacować na podstawie badań eksperymentalnych. Podczas badań należy oszacować prędkość ścierania tlenków metalu oraz ich odtwarzania na powierzchniach czystych przy różnych wartościach prędkości poślizgu i nacisku (ciśnieniu) w styku tarciovym oraz odporność na zużycie stali w warunkach tarcia granicznego. Wpływ prędkości poślizgu i obciążenia można oszacować na drodze badania próbek w warunkach zbliżonych do warunków powstawania zacierania adhezyjnego (szczepiania), gdy występuje jeszcze zużycie utleniające.

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary regulacyjnej przy zadanych parametrach obciążenia można zapisać w postaci $V = h \cdot S$, gdzie h jest średnią grubością warstwy tlenków, a S powierzchnią skojarzonego styku.

Zakładając, że zależność szybkości usuwania tlenków metalu od szybkości wzajemnego ruchu elementów pary hydraulicznej i ciśnienia kontaktowego jest liniowa, można zapisać:

$$d\dot{S} = \frac{\partial \dot{S}}{\partial v} dv + \frac{\partial \dot{S}}{\partial p} dp, \quad (4.19)$$

gdzie:

$\frac{\partial \dot{S}}{\partial v} = a_1$ jest współczynnikiem wyrażającym intensywność usuwania tlenków metalu z powierzchni elementów pary hydraulicznej, w zależności od prędkości ich ślizgania się,

$\frac{\partial \dot{S}}{\partial p} = a_2$ jest współczynnikiem wyrażającym intensywność usuwania tlenków metalu z powierzchni elementu pary hydraulicznej, w zależności od wielkości ciśnienia kontaktowego.

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary regulacyjnej przy zadanych parametrach obciążenia można przedstawić w postaci:

$$d\dot{V} = h \cdot \frac{\partial \dot{S}}{\partial v} dv + h \cdot \frac{\partial \dot{S}}{\partial p} dp \quad \text{lub} \quad d\dot{V} = h \cdot a_1 \cdot dv + h \cdot a_2 \cdot dp \quad (4.20)$$

Z zależności (4.20) można wyznaczyć współczynniki a_1 i a_2 :

$$\begin{cases} a_1 = \frac{1}{h} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial v} - a_2 \frac{\partial p}{\partial v} = \frac{1}{h} \cdot \frac{\dot{V}_2 - \dot{V}_1}{v_2 - v_1} - a_2 \cdot \frac{p_2 - p_1}{v_2 - v_1} \\ a_2 = \frac{1}{h} \cdot \frac{\partial \dot{V}}{\partial p} - a_1 \frac{\partial v}{\partial p} = \frac{1}{h} \cdot \frac{\dot{V}_2 - \dot{V}_1}{p_2 - p_1} - a_1 \cdot \frac{v_2 - v_1}{p_2 - p_1} \end{cases} \quad (4.21)$$

Współczynnik k wyrażający zależność szybkości tworzenia się tlenków metalu (zwiększenie zajmowanej przez nie powierzchni w jednostce czasu) od prędkości poślizgu (przy założeniu, że $v_t = v_s$) można określić w postaci:

$$a_1 \cdot v_1 + a_2 \cdot p_{sr} = k \cdot v_1 \cdot S_{cz} . \quad (4.22)$$

Z zależności (4.22) wyznaczamy współczynnik k o postaci:

$$k = \frac{a_1 \cdot v_1 + a_2 \cdot p_{sr}}{v_1 \cdot S_{cz}} . \quad (4.23)$$

Ciśnienie kontaktowe w suwakowej parze regulacyjnej przy zadanych parametrach obciążenia ma postać $p = P/S$, gdzie P jest obciążeniem, a S płaszczyzną kontaktu.

Wychodząc z powyższej zależności, średnie ciśnienie kontaktowe można przedstawić w postaci:

$$p_{sr} = \frac{1}{S_2 - S_1} \int_{S_1}^{S_2} \frac{P}{S} dS = \frac{P}{S_2 - S_1} \ln \frac{S_2}{S_1}, \quad (4.24)$$

gdzie: S_1 i S_2 to początkowa i końcowa płaszczyzna kontaktu elementów pary regulacyjnej.

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary regulacyjnej przy zadanych parametrach obciążenia ma postać $V_c = V_{c_2} - V_{c_1}$, gdzie V_{c_1} i V_{c_2} to objętości tlenków metalu przed obciążeniem i po nim. Stąd objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni cylindrycznej suwakowej pary regulacyjnej przy zadanych parametrach obciążenia ma postać:

$$V_c = \frac{\pi}{192} \cdot \frac{d^4}{R^2} \left(3R - \frac{d^2}{8R} \right), \quad (4.25)$$

gdzie: d jest średnicą obszaru zużycia, zaś R promieniem zastępczym.

4.4.3.2.2. Przykład szacowania współczynników a_1 , a_2 , k modelu procesu wywołującego zacieranie adhezyjne (szepianie) w hydraulicznych parach regulacyjnych przy obciążeniu kontaktowo-wibracyjnym

Jako przykład przedstawione zostanie szacowanie współczynników a_1 , a_2 , k dla suwakowego zaworu maksymalnego (ogranicznika narastania ciśnienia), w którym elementy suwakowej pary regulacyjnej wykonane są ze stali chromowej HWG o twardości HRC = 58. Dane geometryczne suwakowego zaworu maksymalnego: promień zastępczy $R = 6$ mm, skok $l_A = 0,3$ mm.

Przykład szacowania współczynnika a_2

Dla częstotliwości $f = 60$ Hz prędkość przemieszczania się suwaka wynosi $v = 4 \cdot l_A \cdot f = 4 \cdot 0,3 \cdot 60 = 72$ mm/s. Z badań na stanowisku imitującym wibracyjny charakter przemieszczania elementów suwakowej pary hydraulicznej pod działaniem pulsacji ciśnienia cieczy roboczej [12] dla:

- $P_1 = 14,7$ N i $f = 60$ Hz w czasie $t = 30$ min uzyskano:

$$d_1 = 0,14 \text{ mm}, \quad h_1 = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_1} = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$d_2 = 0,25 \text{ mm}, \quad h_2 = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_2} = 31,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$
- $P_2 = 98,1$ N i $f = 60$ Hz w czasie $t = 30$ min uzyskano:

$$d_1 = 0,25 \text{ mm}, \quad h_1 = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_1} = 31,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$d_2 = 0,41 \text{ mm}, \quad h_2 = 3,79 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_2} = 256 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary regulacyjnej dla $P_1 = 14,7$ N i $P_2 = 98,1$ N wynosi:

$$V_{P_1} = V_{c_2} - V_{c_1} = (31,8 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 28,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$V_{P_2} = V_{c_2} - V_{c_1} = (256 - 31,8) \cdot 10^{-6} = 224 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Szybkość zużycia objętości V_{P_1} i V_{P_2} dla $P_1 = 14,7$ N i $P_2 = 98,1$ N wynosi:

$$v_{P_1} = \frac{V_{P_1}}{t} = \frac{28,5 \cdot 10^{-6}}{1800} = 1,6 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}},$$

$$v_{P_2} = \frac{V_{P_2}}{t} = \frac{224 \cdot 10^{-6}}{1800} = 124 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}.$$

Początkowa i końcowa powierzchnia kontaktu elementów pary hydraulicznej dla $P_1 = 14,7$ N i $P_2 = 98,1$ N wynoszą:

$$S_{1P_1} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} = 0,015 \text{ mm}^2; \quad S_{2P_1} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ mm}^2;$$

$$S_{1P_2} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,26^2}{4} = 0,053 \text{ mm}^2, \quad S_{2P_2} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,41^2}{4} = 0,132 \text{ mm}^2.$$

Średnie ciśnienie kontaktowe dla $P_1 = 14,7$ N i $P_2 = 98,1$ N wynosi:

$$p_{sr_1} = \frac{P_1}{S_{2P_1} - S_{1P_1}} \cdot \ln \frac{S_{2P_1}}{S_{1P_1}} = \frac{14,7}{0,049 - 0,015} \cdot \ln \frac{0,049}{0,015} = 512 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$p_{sr_2} = \frac{P_2}{S_{2P_2} - S_{1P_2}} \cdot \ln \frac{S_{2P_2}}{S_{1P_2}} = \frac{98,1}{0,132 - 0,053} \cdot \ln \frac{0,132}{0,053} = 1133 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Współczynnik a_2 wynosi:

$$a_2 = \frac{1}{h} \cdot \frac{v_{P_2} - v_{P_1}}{p_{sr_2} - p_{sr_1}} = \frac{1}{25 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{(124 - 1,6) \cdot 10^{-9}}{1133 - 512} = 0,19 \cdot 10^{-3} \frac{\text{mm}^4}{\text{N} \cdot \text{s}}.$$

Przykład szacowania współczynnika a_1

Dla częstotliwości $f_1 = 20$ Hz prędkość przemieszczania się suwaka wynosi $v_1 = 4 \cdot l_A \cdot f = 4 \cdot 0,3 \cdot 20 = 24$ mm/s, a dla częstotliwości $f_2 = 60$ Hz prędkość przemieszczania się suwaka wynosi $v_2 = 4 \cdot l_A \cdot f = 4 \cdot 0,3 \cdot 60 = 72$ mm/s. Z badań dla $P_1 = 14,7$ N i $v_1 = 24$ mm/s uzyskano:

$$d_1 = 0,14 \text{ mm}, \quad h_1 = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_1} = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$d_2 = 0,18 \text{ mm}, \quad h_2 = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_2} = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Z badań dla $P_1 = 14,7$ N i $v_2 = 72$ mm/s uzyskano:

$$d_1 = 0,14 \text{ mm}, \quad h_1 = 0,41 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_1} = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$d_2 = 0,25 \text{ mm}, \quad h_2 = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ mm}, \quad V_{c_2} = 31,8 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Objętość tlenków metalu ścierana z powierzchni elementu suwakowej pary regulacyjnej dla $v_1 = 24$ mm/s i $v_2 = 72$ mm/s wynosi:

$$V_{v_1} = V_{c_2} - V_{c_1} = (12,9 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3,$$

$$V_{v_2} = V_{c_2} - V_{c_1} = (31,8 - 3,3) \cdot 10^{-6} = 28,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3.$$

Szybkość zużycia objętości V_{v_1} i V_{v_2} dla $P_1 = 14,7$ N wynosi:

$$v_{1v_1} = \frac{V_{v_1}}{t} = \frac{9,6 \cdot 10^{-6}}{1800} = 5,3 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}},$$

$$v_{2v_2} = \frac{V_{v_2}}{t} = \frac{28,5 \cdot 10^{-6}}{1800} = 15,8 \cdot 10^{-9} \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}.$$

Początkowa i końcowa powierzchnia kontaktu elementów pary hydraulicznej dla $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ i $v_2 = 72 \text{ mm/s}$ wynoszą:

$$S_1 = \frac{\pi(d_2 - d_1)^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,18 - 0,14)^2}{4} = 0,016 \text{ mm}^2,$$

$$S_{2v_1} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} = 0,025 \text{ mm}^2,$$

$$S_{2v_2} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ mm}^2.$$

Średnie ciśnienie kontaktowe dla $v_1 = 24 \text{ mm/s}$ i $v_2 = 72 \text{ mm/s}$ wynosi:

$$p_{sr_1} = \frac{P_1}{S_{2v_1} - S_1} \cdot \ln \frac{S_{2v_1}}{S_1} = \frac{14,7}{0,025 - 0,016} \cdot \ln \frac{0,025}{0,016} = 729 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

$$p_{sr_2} = \frac{P_1}{S_{2v_2} - S_1} \cdot \ln \frac{S_{2v_2}}{S_1} = \frac{14,7}{0,049 - 0,016} \cdot \ln \frac{0,049}{0,016} = 498 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.$$

Współczynnik a_1 wynosi:

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{1}{v_2 - v_1} \cdot \left[\frac{v_{v_2} - v_{v_1}}{h} - a_2 \cdot (p_{sr_1} - p_{sr_2}) \right] = \\ &= \frac{1}{72 - 24} \left[\frac{(15,8 - 5,3) \cdot 10^{-9}}{30 \cdot 10^{-6}} - 0,24 \cdot 10^3 \cdot (498 - 729) \right] = 12,7 \cdot 10^{-6} \text{ mm}. \end{aligned}$$

Przykład szacowania współczynnika k

Współczynnik k wyznacza się z zależności (4.23). Należy przyjąć, że powierzchnia czysta (bez tlenków metalu na powierzchni tarcia) S_{cz} stanowi 30% powierzchni faktycznego kontaktu elementów pary hydraulicznej S_F , tj. $S_{cz} = 0,3 S_F$ [14,16]. Powierzchnię faktycznego kontaktu elementów pary hydraulicznej S_F wyznaczamy z zależności:

$$S_F = \pi \left(\frac{3}{4} \kappa \cdot R \cdot P \right)^{\frac{2}{3}},$$

gdzie: $\kappa = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ a E_1, E_2, ν_1, ν_2 to współczynniki materiałowe i Poissona. Dla stali chromowej HWG $\kappa = 0,858 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N}$.

Dla stali chromowej HWG przy $R = 6 \text{ mm}$ $S_F = \pi \left(\frac{3}{4} \cdot 0,858 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 98,1 \right)^{\frac{2}{3}} = 0,055 \text{ mm}^2$. Powierzchnia czysta (bez tlenków metalu na powierzchni tarcia) $S_{cz} = 0,3 \cdot S_F = 0,3 \cdot 0,055 = 0,0165 \text{ mm}^2$.

Wykorzystując wzór (4.23), wyznaczamy współczynnik k , tj.:

$$k = \frac{a_1 \cdot \nu_1 + a_2 \cdot p_{sr}}{\nu_1 \cdot S_{cz}} = \frac{12,7 \cdot 10^{-6} \cdot 24 + 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 961}{24 \cdot 0,0165} = 0,63 \text{ mm}^{-1}.$$

WRAŻLIWOŚĆ ZANIECZYSZCZENIOWA URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO

5.1. Wprowadzenie

Jedną z podstawowych trudności, które napotykają projektanci i użytkownicy napędów hydrostatycznych, jest ustalenie, jaki poziom czystości cieczy hydraulicznej zapewnia optymalną trwałość urządzeń hydraulicznych. Szacowanie trwałości urządzeń hydraulicznych wiąże się z koniecznością określenia tolerancji hydraulicznych par precyzyjnych tego urządzenia na poziom zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej, przy którym spełniają one swoje funkcje i zachowują założoną sprawność techniczną oraz niezawodność działania w czasie eksploatacji. Poziom zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej, który spowoduje zmianę podstawowych parametrów funkcjonalnych i charakterystyk urządzenia hydraulicznego, jak wymagana liniość, zakładana histereza, przeciek wewnętrzny, jest jego wrażliwością zanieczyszczeniową. Wrażliwość zanieczyszczeniowa jest indywidualną charakterystyką każdego typu urządzenia hydraulicznego, która może być wyznaczona doświadczalnie i określona liczbowo. Jak już wcześniej zasygnalizowano w pkt. 4.2.2.4, na czystość cieczy hydraulicznych pracujących w napędach hydrostatycznych istotny wpływ ma: jakość cieczy hydraulicznej wlanej do zbiornika hydraulicznego napędu, początkowa czystość urządzeń napędu, dokładność filtracji cieczy hydraulicznej przez filtry hydrauliczne zainstalowane w napędzie. Jednakże, całkowite zatrzymanie zanieczyszczeń przez filtr jest niemożliwe, ze względu na niewspółmierny do uzyskiwanych efektów wzrost oporów przepływu cieczy hydraulicznej wraz ze wzrostem dokładności i skuteczności filtracji. Od cieczy hydraulicznych wymaga się więc

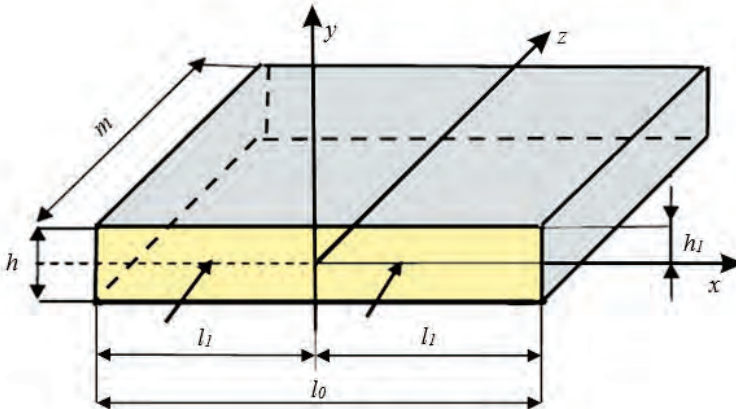
czystości odpowiedniej do luzów konstrukcyjnych hydraulicznych par precyzyjnych. Konieczna jest więc ocena wpływu poziomu zawartości zanieczyszczeń obecnych w cieczy hydraulicznej na parametry funkcjonalne urządzenia hydraulicznego.

Przepływowi cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną towarzyszy zjawisko zatrzymywania w czasie przepływu przez nią cząstek twardych znajdujących się w cieczy. Zjawisko to nazywane jest kolmatacją. W wyniku kolmatacji następuje zmiana efektywnej powierzchni przepływowej i zmiana koncentracji zanieczyszczeń w szczelinie hydraulicznej oraz naruszenie stabilności tarcia w hydraulicznych parach precyzyjnych tworzących szczeliny hydrauliczne. Na proces kolmatacji składają się dwa zjawiska: kolmatacja wymiarowa (mechaniczna) i kolmatacja niewymiarowa (energetyczna). Kolmatacja wymiarowa (mechaniczna) spowodowana jest różnicami wymiarowymi między cząstkami znajdującymi się w cieczy hydraulicznej a wymiarami szczeliny hydraulicznej. Kolmatacja niewymiarowa (energetyczna) jest wynikiem sił hydrodynamicznych w niej występujących (patrz podrozdz. 3.3).

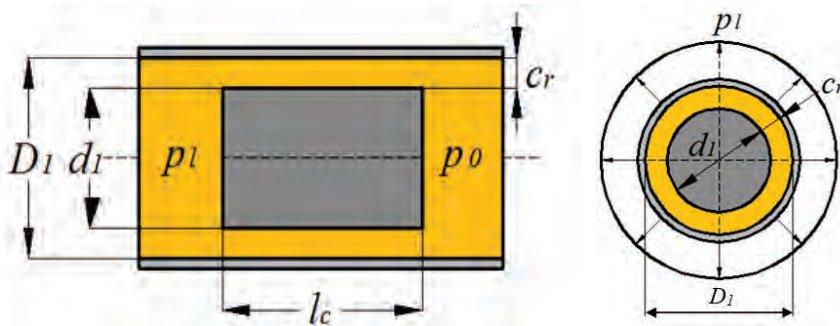
Zjawiska towarzyszące przepływowi zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną (luz konstrukcyjny) nie są jeszcze wystarczająco zbadane. Dominują próby wyjaśnienia zjawiska stopniowego zmniejszania czynnego przekroju szczeliny w wyniku absorbowania cząstek zdyspergowanych w cieczy przez jej ścianki [31,88]. W czasie przepływu przez szczelinę cząstek twardych znajdujących się w cieczy hydraulicznej część z nich zostaje w niej zatrzymana. Zatrzymywanie cząstek w szczelinie wynika z różnic wymiarowych między szczeliną a cząstkami znajdującymi się w cieczy hydraulicznej. W wyniku tego następuje zmiana efektywnej powierzchni przepływowej oraz zmiana koncentracji cząstek w szczelinie. Cząstki zanieczyszczeń, które są o wiele większe od luzu konstrukcyjnego hydraulicznej pary precyzyjnej lub mniejsze od tego luzu, nie wpływają destrukcyjnie na funkcjonowanie hydraulicznej pary precyzyjnej i nie powodują w niej wzrostu siły tarcia. Dla hydraulicznej pary precyzyjnej krytyczne są cząstki o tym samym wymiarze co jej luz konstrukcyjny. Powodują one wzrost sił (momentów) potrzebnych do przesterowania suwaka i mogą wpływać destrukcyjnie na funkcjonowanie hydraulicznej pary precyzyjnej i stan jej powierzchni. Następstwem tego są: zwiększone przecieki, zacięcia suwaka, zmiany czasu przesterowania i zmiany charakterystyki przepływowej. W napędach hydrostatycznych zanieczyszczenia powodują m.in.: spowolnienie ruchu elementów napędzanych lub całkowity jego brak, błąd pozycjonowania, uchyby regulacji prędkości, różne prędkości ruchu elementów napędzanych w zależności od kierunku ruchu, ruch skokowy elementów napędzanych przy płynnej zmianie sygnału sterującego, zmniejszenie sztywności układu i szybkości ruchu elementu napędzanego spowodowane powiększającymi się w czasie przeciekami.

5.2. Charakterystyka szczelin hydraulicznych

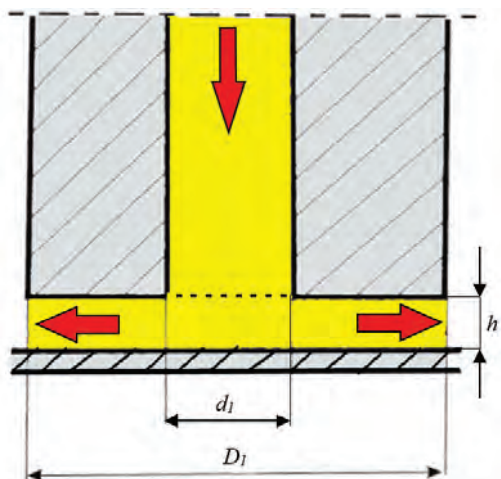
Szczelina hydrauliczna to otwór między nieruchomymi lub ruchomymi częściami hydraulicznych par precyzyjnych, uwarunkowana ściśle określonym luzem konstrukcyjnym. Szczelina hydrauliczna jako hydrauliczny element oporowy, z punktu widzenia przemian energetycznych należy do klasy elementów dysypatywnych. Z uwagi na bardzo małą wielkość jednego z wymiarów poprzecznych szczeliny, przepływ przez nią ma zazwyczaj charakter laminarny. W zakresie przepływów laminarnych nawet niewielka deformacja szczeliny hydraulicznej powoduje istotne zmiany parametrów hydrodynamicznych przepływu. Najczęściej występujące struktury geometryczne szczelin hydraulicznych to szczeliny: płaskie (rys. 5.1), pierścieniowe wzdłużne (rys. 5.2) i pierścieniowe poprzeczne (czołowe) (rys. 5.3).



Rys. 5.1. Schemat płaskiej hydraulicznej szczeliny oporowej o ściankach równoległych



Rys. 5.2. Schemat hydraulicznej szczeliny pierścieniowej wzdłużnej koncentrycznej



Rys. 5.3. Schemat hydraulicznej szczeliny pierścieniowej poprzecznej (czołowej)

Stanem hydraulicznego elementu oporowego nazywamy parę uporządkowaną liczb rzeczywistych, z których jedna jest wartością objętościowego natężenia przepływu cieczy Q płynącej przez rozważany element, a druga wartością różnicy ciśnień Δp na elemencie. Charakterystykę tak rozpatrywanej szczeliny można przedstawić w postaci:

$$Q = G \cdot \Delta p, \quad (5.1)$$

gdzie:

Q – natężenie przepływu cieczy w szczelinie,

G – przewodność szczeliny,

Δp – spadek ciśnienia w szczelinie.

Zmiana stanu szczeliny – rozumiana jako para liczb ($Q, \Delta p$) – wywołana jest zjawiskiem zatrzymywania w szczelinie cząstek twardych znajdujących się w cieczy hydraulicznej. Luz konstrukcyjny w hydraulicznej parze precyzyjnej jest szczeliną o sztywnych, nieprzepuszczalnych i równoległych ściankach oddalonych od siebie o pewien charakterystyczny wymiar h (patrz rys. 5.1). Charakterystyczny wymiar h porównywalny jest z wymiarem cząstek zdyspergowanych w cieczy. Każda cząstka większa od wymiaru h szczeliny jest przez nią zatrzymywana, co powoduje jednocześnie zmniejszenie czynnej szerokości przepływowej szczeliny o wartość równą h . Natężenie przepływu cieczy Q przez szczelinę, przy stałym ciśnieniu zasilania, jest proporcjonalne do niezatkanej przez cząstki szczeliny, to znaczy [120]:

$$Q = K (A - f_v) \text{ i } f_v < A, \quad (5.2)$$

gdzie:

K – stała zależna od warunków przepływu i geometrii szczeliny,

A – iloraz szerokości przepływowej szczeliny l_s przez jej wysokość h w chwili t ,

f_v – funkcja określająca ilość cząstek zatrzymanych w szczelinie.

Związek pomiędzy funkcją określającą ilość cząstek zatrzymanych w szczelinie f_v a objętością cieczy V można zapisać jako:

$$f_v = z_h \cdot V, \quad (5.3)$$

gdzie:

$z_h = z(x; x > h)$ – ilość cząstek większych od h w jednostce objętości cieczy doprowadzonej do wejścia szczeliny.

Wykorzystując zależność na natężenie przepływu cieczy, tj. $Q = \frac{dV}{dt}$, otrzymujemy ogólną zależność określającą ilości cząstek zatrzymanych w szczelinie w czasie t :

$$\frac{df_v}{dt} = K \cdot z_h (A - f_v). \quad (5.4)$$

Jak wynika z zależności (5.4), zmiana stanu szczeliny przy stałym spadku ciśnienia podczas przepływu przez nią cieczy hydraulicznej może być spowodowana jedynie zatrzymaniem cząstek stałych zdyspergowanych w cieczy na wlotowych krawędziach szczeliny wyłącznie wskutek różnicy wymiarów geometrycznych cząstek i odległości między krawędziami szczeliny. Zmiana stanu szczeliny, rozumiana jako para liczb $(Q, \Delta p)$ jest przy stałym spadku ciśnienia wynikiem zmiany przewodności będącej funkcją m.in. ilości, kształtu, rozmieszczenia, własności cząstek w niej zatrzymanych. Przewodność szczeliny ulegnie zmianie, zmaleje wskutek efektu zatykania wtedy i tylko wtedy, gdy istnieje taki przedział czasu Δt należący do przedziału obserwacji $(0, T)$, w którym prawdopodobieństwo znalezienia w cieczy cząstek stałych o wymiarach większych od wysokości h szczeliny jest różne od zera, co zapisuje się następująco [120]:

$$G_t^{\Delta p} \neq G_{t+\Delta t}^{\Delta p} \Leftrightarrow \cup_{\Delta t \in (0, T)} \cup_h \left[\int_0^h f(x, t) dx < 1 \right], \quad (5.5)$$

gdzie:

$f(x, t)$ – rozkład wymiarowy cząstek stałych zdyspergowanych w cieczy hydraulicznej.

Ruch cieczy przez szczelinę jak na rys. 5.1 opisuje równanie Poissona. Pierwsza funkcja przybliżająca rozwiązanie równania różniczkowego metodą Galerkiną spełniająca warunek brzegowy: $V_z = 0$ dla $x = \pm l_1$ i $y = \pm h_1$ ma postać [120]:

$$V_z = \frac{5 \cdot \Delta p}{8 \cdot \mu \cdot m} \cdot \frac{1}{h_1^2 + l_1^2} \cdot (h_1^2 - y^2)(l_1^2 - x^2). \quad (5.6)$$

Objętościowe natężenie przepływu cieczy hydraulicznej w szczelinie hydraulicznej ma postać:

$$Q = \frac{5 \cdot \Delta p}{8 \cdot \mu \cdot m} \cdot \frac{4}{h_1^2 - l_1^2} \cdot \int_0^{h_1} \int_0^{l_1} (h_1^2 - y^2) \cdot (l_1^2 - x^2) dx dy. \quad (5.7)$$

Błąd graniczny przybliżenia, przy $\frac{l_0}{h} \rightarrow \infty$, wynosi 16% [120].

Dla płaskiej hydraulicznej szczeliny oporowej o ściankach równoległych rozkład ciśnień w obszarze szczeliny opisany jest wzorem:

$$p(x, z) = p_0 \quad (5.8)$$

Dla pierścieniowej wzdłużnej hydraulicznej szczeliny oporowej schematycznie przedstawionej na rys. 5.2 natężenie przepływu cieczy hydraulicznej w szczelinie opisane jest wzorem:

$$Q \cong \frac{\pi \cdot r_1 (r_2 - r_1)^3 \cdot \Delta p}{6 \cdot \mu \cdot m}, \quad (5.9)$$

zaś rozkład ciśnień w obszarze szczeliny wzorem:

$$p(r) = p_0. \quad (5.10)$$

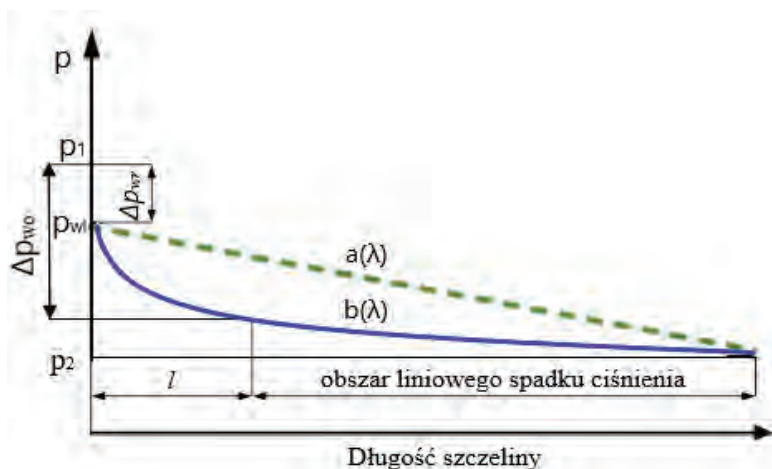
Dla pierścieniowej poprzecznej hydraulicznej szczeliny oporowej (szczelina czołowa utworzona przez dwie równoległe płytki okrągłe) schematycznie przedstawionej na rys. 5.3 natężenie przepływu cieczy hydraulicznej w szczelinie opisane jest wzorem:

$$Q = \frac{\pi \cdot r_1 \cdot h^3 \cdot \Delta p}{6 \cdot \mu \cdot m} \cdot \frac{1}{\sum_{n=0}^{2r_1} (-1)^n \cdot \frac{1}{n-1} \cdot \left(\frac{m}{r_1}\right)^n}, \quad (5.12)$$

zaś rozkład ciśnień w obszarze szczeliny wzorem:

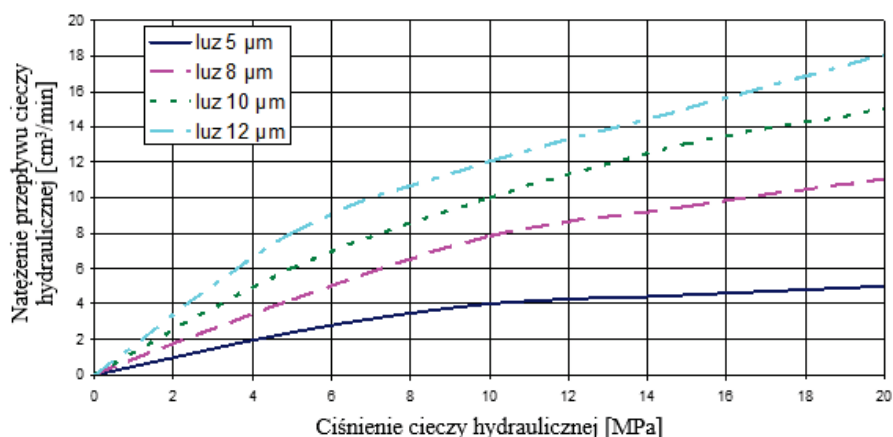
$$p(r) = p_0 - \frac{3 \cdot \mu \cdot Q}{4 \cdot \pi \cdot h^3} \cdot \ln \frac{r_1}{r_2} + \frac{3 \cdot Q^2}{80 \cdot \pi \cdot h^2} \left(\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_1^2} \right). \quad (5.11)$$

Wzory (5.7), (5.9) i (5.12) wyprowadzone zostały przy założeniu, że profil prędkości cieczy w szczelinie hydraulicznej jest uformowany. We wstępnym odcinku szczeliny hydraulicznej założenie to nie jest spełnione. W pracy [120] przedstawiono charakter przebiegu rzeczywistego rozkładu ciśnienia w koncentrycznej szczelinie pierścieniowej wzdłużnej (rys. 5.4). Linia ciągła $b(\lambda)$ na rys. 5.4 jest rzeczywistym rozkładem ciśnienia, zaś linia przerywana $a(\lambda)$ jest teoretycznym rozkładem ciśnienia. Teoretyczny rozkład ciśnienia (linia przerywana $a(\lambda)$ na rys. 5.4) zakłada uformowanie profilu prędkości strugi cieczy w szczelinie hydraulicznej oraz zerową wartość strat lokalnych na wejściu do szczeliny. Powoduje to, że spadek ciśnienia jest liniowy na całej długości szczeliny hydraulicznej. W rzeczywistości spadek ciśnienia (linia ciągła $b(\lambda)$ na rys. 5.4) we wstępnym odcinku szczeliny hydraulicznej jest nieliniowy [31]. Długość wstępnego odcinka szczeliny hydraulicznej, w którym zachodzi stabilizowanie się przepływu (rozkłady prędkości w dowolnych przekrojach poprzecznych są identyczne), jest proporcjonalna do liczby Reynoldsa i wysokości szczeliny hydraulicznej. Przy dużej wartości stosunku długości przepływowej szczeliny do wysokości oraz małej wartości liczby Reynoldsa udział odcinka wstępnego jest nieznaczny i jego pominięcie nie prowadzi do znacznych błędów obliczeniowych. W przypadku szczelin krótkich, niestacjonarność profilu prędkości powoduje szybszy spadek ciśnienia wzdłuż przepływu. Spadek ciśnienia w każdej szczelinie można przedstawić jako sumę spadku ciśnienia na wlocie Δp_{wl} i spadku ciśnienia na długości szczeliny Δp_l .



Rys. 5.4. Przykładowy rzeczywisty rozkład ciśnień w szczelinie pierścieniowej wzdłużnej: p_1 – ciśnienie cieczy hydraulicznej przed szczeliną hydrauliczną, Δp_{wo} – obliczeniowy spadek ciśnienia na wlocie do szczeliny, p_2 – ciśnienie cieczy hydraulicznej za szczeliną hydrauliczną, p_{wl} – ciśnienie na wlocie do szczeliny z uwzględnieniem spadku wlotowego, Δp_{wr} – rzeczywisty spadek ciśnienia

Na rys. 5.5 przedstawiono wykresy natężenia przepływu cieczy hydraulicznej w zależności od ciśnienia zasilania dla różnych luzów promieniowych w koncentrycznej szczelinie pierścieniowej wzdłużnej (schematycznie przedstawionej na rys. 5.2) pochodzące z badań stanowiskowych. Badano szczelinę hydrauliczną o średnicy pierścienia wewnętrznego 16 mm i długości 4,5 mm. Badania wykonano przy przepływie przez szczelinę hydrauliczną cieczy o lepkości kinematycznej 30 cSt w temperaturze 303 K. Jak wynika z rys. 5.5, natężenie przepływu cieczy hydraulicznej przez koncentryczną szczelinę pierścieniową wzdłużną jest tym większe, im wyższe jest ciśnienie zasilania i większy luz promieniowy w szczelinie.



Rys. 5.5. Natężenie przepływu cieczy hydraulicznej w zależności od ciśnienia zasilania w koncentrycznej szczelinie pierścieniowej wzdłużnej dla różnych luzów promieniowych

Na podstawie badań laboratoryjnych określono zależności względnego natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną $\bar{Q}$ od względnej długości szczeliny $\bar{m}$ dla przepływu laminarnego i koncentrycznej pierścieniowej wzdłużnej szczeliny hydraulicznej oraz mimośrodowej pierścieniowej wzdłużnej szczeliny hydraulicznej. Pod pojęciem względnego natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną $\bar{Q}$ rozumiemy stosunek obserwowanego natężenia przepływu Q do teoretycznej wartości przepływu Q_T tj. $\bar{Q} = \frac{Q}{Q_T}$. Pod pojęciem względnej długości szczeliny $\bar{m}$ rozu-

miemy stosunek długości przepływowej szczeliny do jej wysokości, tj. $\bar{m} = \frac{m}{h}$.

W wyniku matematycznej obróbki danych pochodzących z badań laboratoryjnych sformułowano empiryczne wyrażenie dla koncentrycznej pierścieniowej

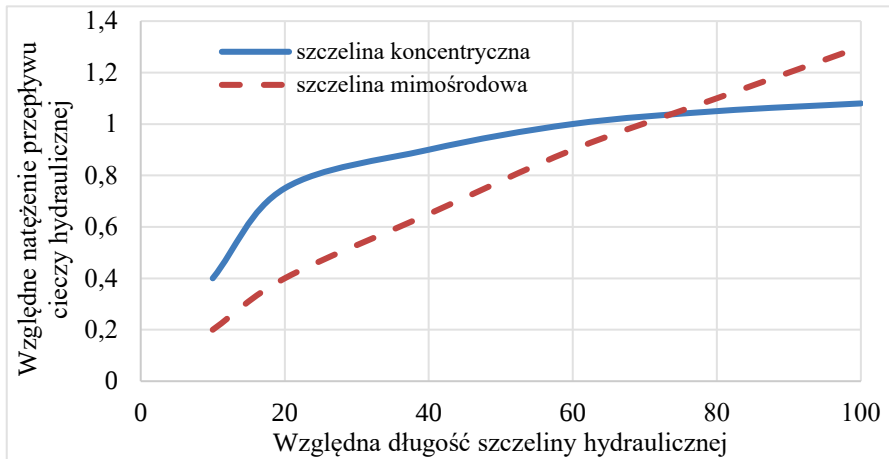
wzdłużnej szczeliny hydraulicznej przy przepływie laminarnym o następującej postaci:

$$\bar{Q} = 1,12 - \frac{7,2}{m}, \quad (5.13)$$

zaś dla mimośrodowej pierścieniowej wzdłużnej szczeliny hydraulicznej o postaci:

$$\bar{Q} = 0,042 \bar{m}^{-0,75}. \quad (5.14)$$

Zależność względnego wydatku $\bar{Q}$ od względnej długości szczeliny $\bar{m}$ przy przepływie laminarnym dla koncentrycznej pierścieniowej wzdłużnej szczeliny hydraulicznej i mimośrodowej pierścieniowej wzdłużnej szczeliny hydraulicznej przedstawiono na rys. 5.6. Zależność względnego wydatku $\bar{Q}$ od względnej długości szczeliny $\bar{m}$ przy przepływie laminarnym pozwala na określenie maksymalnego natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną i wykorzystywana jest jako dana wejściowa w probabilistycznych metodach oceny trwałości napędu hydrostatycznego.



Rys. 5.6. Zależność względnego wydatku $\bar{Q}$ od względnej długości szczeliny $\bar{m}$ dla koncentrycznej i mimośrodowej pierścieniowej wzdłużnej szczeliny hydraulicznej

5.3. Przepływ przez szczelinę hydrauliczną cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia

5.3.1. Założenia

Określenie mechanizmu przepływu przez szczeliny hydrauliczne cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych oraz zatrzymywania w nich tych zanieczyszczeń pozwala określić tolerancję zanieczyszczeniową (kontaminacyjną) zespołu hydraulicznego. Tolerancja zanieczyszczeniowa zespołu hydraulicznego jest to maksymalna wartość poziomu zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej, przy którym parametry zespołu nie zmieniają się o więcej niż ustaloną wartość (projektową), w ustalonych warunkach pracy. Dlatego bardzo ważne jest określenie ilości i wymiarów zanieczyszczeń dopuszczalnych dla danego napędu hydraulicznego, czyli granicy poziomu zanieczyszczeń w napędzie. Przy określaniu granicznej wartości zanieczyszczeń dla danej hydraulicznej pary precyzyjnej należy brać pod uwagę jej wrażliwość na zanieczyszczenia i związaną z tym tolerancję zanieczyszczeniową (kontaminacyjną).

W napędach hydrostatycznych występuje przepływ cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych przez szczeliny hydrauliczne pod wpływem różnicy ciśnień, gdy:

- a) współosiowe cylindryczny suwak i tuleja są nieruchome względem siebie (brak jest ruchu suwaka względem tulei) i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia przepływu cieczy w szczelinie,
- b) współosiowe cylindryczny suwak i tuleja są nieruchome względem siebie (brak jest ruchu suwaka względem tulei) i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest mniejsze od natężenia przepływu cieczy w szczelinie,
- c) cylindryczny suwak przemieszcza się ze stałą prędkością względem tulei.

Zjawisko przepływu przez szczelinę hydrauliczną (patrz rys. 5.1) cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych opisane jest przy następujących założeniach:

- 1) Ciecz jest mieszaniną dwufazową, w której faza pierwsza jest jednorodną, nieściśliwą cieczą lepką, zaś faza druga ma postać zawiesiny cząstek stałych równomiernie zdyspergowanych w fazie pierwszej.
- 2) W każdej chwili $t > 0$ do szczeliny przybywa co najwyżej jedna cząstka stała, a ciąg chwil przybycia cząstek do szczeliny nie ma punktu skupienia.
- 3) W każdej chwili obszary, na które podzielona jest szczelina, mają jednakową długość m oraz przekrój prostokątny, gdzie liczba $m > 0$ odpowiada długości przepływowej szczeliny. W chwili $t > 0$ szczelina ma przekrój $h \times l_0$, gdzie h jest wysokością szczeliny, zaś l_0 jej szerokością.

- 4) Każda cząstka przybywająca do szczeliny przybywa dokładnie do jednego spośród obszarów, na które jest podzielona szczelina tuż przed chwilą przybycia cząstki. Zdolność zatrzymania przez pojedynczy obszar cząstek znajdujących się w przepływającej cieczy hydraulicznej jest określony jednoznacznie przez charakterystyczny wymiar x przybywającej cząstki, gdzie $x > 0$.
- 5) Pojedynczy obszar o przekroju $h \times l_0$, $h > 0$, $l_0 > 0$ zatrzymuje przybywającą cząstkę o wymiarze charakterystycznym x wtedy i tylko wtedy, gdy $x \geq \min\{h, l_0\}$. Przy tym jeśli $x \geq l_0$ obszar ulega likwidacji, jeśli zaś $h \leq x < l_0$ obszar jest podzielony na dwa o wymiarach $h \times l_1$ i $h \times l_2$, gdzie $l_1 + l_2 + x = 1$.
- 6) Natężenie przepływu przez pojedynczy obszar o przekroju $h \times l$ i długości m jest równe stacjonarnemu ustalonemu przepływowi przez otwór prostokątny $h \times l$ w płycie równoległosciennej o grubości m , $m \geq 0$, $h > 0$, $l > 0$, gdzie m i h są z założenia parametrami charakteryzującymi geometrię szczeliny.
- 7) W każdej chwili natężenie przepływu przez szczelinę jest równe sumie natężeń przepływu przez poszczególne obszary, na które w danej chwili szczelina jest podzielona.
- 8) Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę występuje pod wpływem różnicy ciśnień.

5.3.2. Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną, gdy natężenie jej przepływu na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia jej przepływu w szczelinie

W przypadku rozpoczęcia napływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej do szczeliny hydraulicznej, tj. $t = t_0$, gdy brak jest ruchu cylindrycznego suwaka względem tulei i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia przepływu cieczy w szczelinie, objętość zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej wpływającej do szczeliny opisujemy zależnością:

$$V_s = \pi d_{sr} h_0 m = f_{sz}(0) m, \quad (5.15)$$

gdzie:

V_s – objętość szczeliny,

d_{sr} – średnia średnica szczeliny, tj. $d_{sr} = \frac{d_2 + d_1}{2}$, d_2 – średnica cylindra zewnętrznego (tulei), d_1 – średnica cylindra wewnętrznego (suwaka),

h_0 – luz konstrukcyjny szczeliny ($h_0 = r_2 - r_1$ (patrz rys. 4.2)),

m – długość szczeliny (hydraulicznej części suwaka),

$f_{sz}(0)$ – pole przekroju szczeliny w chwili $t = 0$.

Parametry przepływu cieczy hydraulicznej, gdy suwak i tuleja są nieruchome względem siebie i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia przepływu cieczy w szczelinie można opisać poniższymi zależnościami:

- 1) Wzór na natężenie przepływu cieczy hydraulicznej przez szczelinę w momencie rozpoczęcia napływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej do szczeliny, tj. $t = t_0$ ma postać:

$$Q_0 = \frac{\pi d_{sr} h_0^3 \Delta p}{12 \mu m} = \frac{\Delta p}{12 \mu m (\pi d_{sr})^2} f_{sz}^3(0), \quad (5.16)$$

gdzie: μ – współczynnik lepkości dynamicznej [Ns/m²].

- 2) Wzór na natężenie przepływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez szczelinę w chwili $(t - t_0)$ ma postać:

$$Q_{(t-t_0)} = Q_0 \frac{1}{(1 + X_{V_2})^3} \left(1 + \frac{2 X_{V_2} Q_0 (t - t_0)}{m f_{sz}(0) [1 + X_{V_2}]^2} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (5.17)$$

gdzie: X_{V_2} – objętościowa koncentracja cząstek zatrzymanych w szczelinie.

- 3) Wzór na objętość zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie w chwili $(t - t_0)$ ma postać:

$$V_{2(t-t_0)} = \frac{m f_{sz}(0)}{1 + X_{V_2}} \left(1 + X_{V_2} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2 X_{V_2} Q_0 (t - t_0)}{m f_{sz}(0) [1 + X_{V_2}]^2}}} \right). \quad (5.18)$$

- 4) Wzór na objętość zanieczyszczeń zatrzymanych przed szczeliną w chwili $(t - t_0)$ ma postać:

$$V_{1(t-t_0)} = \frac{mf_{SZ}(0)}{1+X_{V_2}} \left(\frac{Z_V - X_{V_3}}{1-Z_V} - X_{V_2} \right) \left[1 + \frac{1}{X_{V_2}} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2X_{V_2}Q_0(t-t_0)}{mf_{SZ}(0)[1+X_{V_2}]^2}}} \right) \right], \quad (5.19)$$

gdzie: Z_V – objętościowy poziom zanieczyszczeń cieczy hydraulicznej.

- 5) Wzór na średnią prędkość wypływu cieczy hydraulicznej ze szczeliny ma postać:

$$\bar{v}_{(t-t_0)} = v_0 \frac{\frac{1}{(1+X_{V_2})^2}}{\left(1 + \frac{2X_{V_2}Q_0(t-t_0)}{mf_{SZ}(0)[1+X_{V_2}]^2} \right)^2}, \quad (5.20)$$

$$\text{gdzie: } v_0 = \frac{Q_0}{f_{SZ}(0)}.$$

- 6) Wzór na średnie pole przekroju szczeliny $\bar{f}_{SZ(t-t_0)} = \bar{f}_{SZ(t_0)}$ w chwili $(t-t_0)$ ma postać:

$$\bar{f}_{SZ(t-t_0)} = \frac{f_{SZ}(0) \frac{1}{1+X_{V_2}}}{\sqrt{1 + \frac{2X_{V_2}Q_0(t-t_0)}{mf_{SZ}(0)[1+X_{V_2}]^2}}}. \quad (5.21)$$

- 7) Wzór na czas napełniania szczeliny cieczą roboczą do momentu jej całkowitego napełnienia ma postać:

$$t = \frac{mf_{SZ}(0)}{Q_0} (1+X_{V_2})^2. \quad (5.22)$$

5.3.3. Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną, gdy natężenie jej przepływu na wejściu do szczeliny jest mniejsze od natężenia jej przepływu w szczelinie

W przypadku rozpoczęcia napływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej do szczeliny hydraulicznej, tj. $t = t_0$, gdy brak jest ruchu cylindrycznego suwaka względem tulei i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest mniejsze lub równe natężeniu przepływu cieczy w szczelinie, objętość zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej wpływającej do szczeliny opisać można zależnością:

$$kV_s(t) = Q_0 - Q(t), \quad (5.23)$$

gdzie:

k – stały współczynnik,

$V_s(t)$ – objętość zanieczyszczonej cieczy wpływającej do szczeliny,

$Q(t)$ – natężenie przepływu zanieczyszczonej cieczy wpływającej do szczeliny.

Parametry przepływu cieczy hydraulicznej, gdy suwak i tuleja są nieruchome względem siebie i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest mniejsze od natężenia przepływu cieczy w szczelinie można opisać poniższymi zależnościami:

- 1) Wzór na natężenie przepływu cieczy hydraulicznej przez szczelinę w momencie rozpoczęcia napływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej do szczeliny, tj. $t = t_0$, ma postać:

$$Q_0 = \frac{\pi d_{sr} h_0^3 \Delta p}{12 \mu m} = \frac{\Delta p}{12 \mu m (\pi d_{sr})^2} f_{sz}^3(0). \quad (5.24)$$

- 2) Wzór na natężenie przepływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez szczelinę w chwili $(t - t_{01})$ ma postać:

$$Q_{(t-t_{01})} = [Q_0 - kV_s(t-t_{01})] \frac{\frac{1}{(1+X_{V_2})^3}}{\left(1 + \frac{2X_{V_2} [Q_0 - kV_s(t-t_{01})](t-t_{01})}{mf_{sz}(0)[1+X_{V_2}]^2}\right)^{3/2}}. \quad (5.25)$$

- 3) Wzór na objętość zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie w chwili $(t - t_{01})$ ma postać:

$$V_{2(t-t_0)} = X_{V_1} \frac{mf_{SZ}(0)}{X_{V_2}(1+X_{V_2})} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2X_{V_2} [Q_0 - kV(t-t_0)](t-t_0)}{mf_{SZ}(0)[1+X_{V_2}]^2}}} \right). \quad (5.26)$$

- 4) Wzór na objętość zanieczyszczeń zatrzymanych przed szczeliną w chwili $(t - t_0)$ ma postać:

$$V_{1(t-t_0)} = \frac{a_1 f_{SZ}(0)}{1+X_{V_2}} \left(\frac{Z_V - X_{V_2}}{1-Z_V} - X_{V_2} \right) \left[1 + \frac{1}{X_{V_2}} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2X_{V_2} [Q_0 - kV_s(t-t_0)](t-t_0)}{mf_{SZ}(0)[1+X_{V_2}]^2}}} \right) \right] \quad (5.27)$$

- 5) Wzór na średnią prędkość wypływu cieczy hydraulicznej ze szczeliny ma postać:

$$\bar{v}_{(t-t_0)} = v_0 \frac{\frac{1}{(1+X_{V_2})^2}}{\left(1 + \frac{2X_{V_2} [Q_0 - kV(t-t_0)](t-t_0)}{mf_{SZ}(0)[1+X_{V_2}]^2} \right)^2} \quad (5.28)$$

- 6) Wzór na średnie pole przekroju szczeliny w chwili $(t - t_0)$ ma postać:

$$\bar{f}_{SZ(t-t_0)} = \frac{f_{SZ}(t-t_0)}{1+X_{V_2}}. \quad (5.29)$$

- 7) Wzór na czas trwania procesu napełniania szczeliny t_0 ma postać:

$$t_0 = \frac{mf_{SZ}(0)}{Q_0 - kV_{SZ}(0)} \frac{1}{1+X_{V_2}}. \quad (5.30)$$

5.3.4. Przepływ cieczy hydraulicznej przez szczelinę hydrauliczną, gdy cylindryczny suwak przemieszcza się ze stałą prędkością względem tulei

W przypadku przepływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez szczelinę, gdy występuje ruch cylindra wewnętrznego (suwaka) względem cylindra zewnętrznego (tulei), natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia przepływu cieczy w szczelinie, równowaga przepływu cieczy w szczelinie nastąpi po czasie t_r od początku ruchu suwaka, co zapiszemy:

$$t_r = t_0 + t_1, \quad (5.31)$$

gdzie: t_1 – czas zatrzymania się cząstek w szczelinie podczas ich ścinania i wgłębiania się w powierzchnię elementów tworzących szczelinę.

Czas zatrzymania się cząstek w szczelinie podczas ich ścinania i wgłębiania się w szczelinę opisuje zależność:

$$t_1 = t_{1s} + t_{1w}, \quad (5.32)$$

gdzie: t_{1s} , t_{1w} – czas ścinania i wgłębiania się w powierzchnię szczeliny.

Czas ścinania t_{1s} i czas wgłębiania się t_{1w} w szczelinę opisują zależności:

$$t_{1s} = n_1 \frac{\phi}{w} = \frac{4n_1 \sqrt{l_{\max}^2 - h_0^2}}{wd_1}, \quad (5.33)$$

$$t_{1w} = \frac{\phi_1}{w} n_2, \quad (5.34)$$

gdzie:

n_1, n_2 – krotność udziału cząstki we wgłębianiu się w szczelinę,

$l_{\max}$ – maksymalny wymiar cząstki,

w – prędkość przesuwania się suwaka względem tulei,

ϕ, ϕ_1 – kąty przesunięcia suwaka podczas wgłębiania się cząstki w szczelinę.

Czas t_r od początku ruchu suwaka, po którym nastąpi równowaga przepływu cieczy w szczelinie, będzie:

$$t_r = \frac{mf_{sz}(0)}{Q_0} (1 + X_{v_2})^2 + \frac{1}{w} \left(n_2 \phi_1 + \frac{4n_1 \sqrt{l_{\max}^2 - h_0^2}}{d_1} \right). \quad (5.35)$$

Parametry przepływu cieczy hydraulicznej, gdy występuje ruch cylindra wewnętrznego (suwaka) względem cylindra zewnętrznego (tulei) i natężenie przepływu cieczy na wejściu do szczeliny jest większe od natężenia przepływu cieczy w szczelinie, można opisać poniższymi zależnościami:

- 1) Wzór na natężenie przepływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez szczelinę w chwili t_r ma postać:

$$Q_{(t_r)} = Q_0 \frac{1}{(1 + X_{V_2})^3} \cdot \left(1 + \frac{2X_{V_2} Q_0 t_r}{mf_{SZ}(0) [1 + X_{V_2}]^2} \right)^{3/2}. \quad (5.36)$$

- 2) Wzór na objętość zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie w chwili t_r ma postać:

$$V_{2(t_r)} = \frac{mf_{SZ}(0)}{1 + X_{V_2}} \left(1 + X_{V_2} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2X_{V_2} Q_0 t_r}{mf_{SZ}(0) [1 + X_{V_2}]^2}}} \right). \quad (5.37)$$

- 3) Wzór na objętość zanieczyszczeń zatrzymanych przed szczeliną w chwili t_r ma postać:

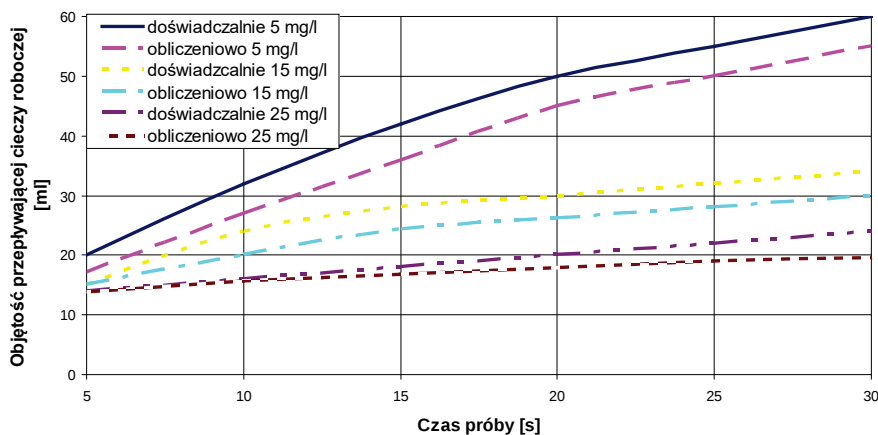
$$V_{1(t_r)} = \frac{mf_{SZ}(0)}{1 + X_{V_2}} \left(\frac{Z_V - X_{V_3} - X_{V_2}}{1 - Z_V} \right) \left[1 + \frac{1}{X_{V_2}} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2X_{V_2} Q_0 t_r}{mf_{SZ}(0) [1 + X_{V_2}]^2}}} \right) \right]. \quad (5.38)$$

- 4) Wzór na średnią prędkość wypływu cieczy hydraulicznej ze szczeliny ma postać:

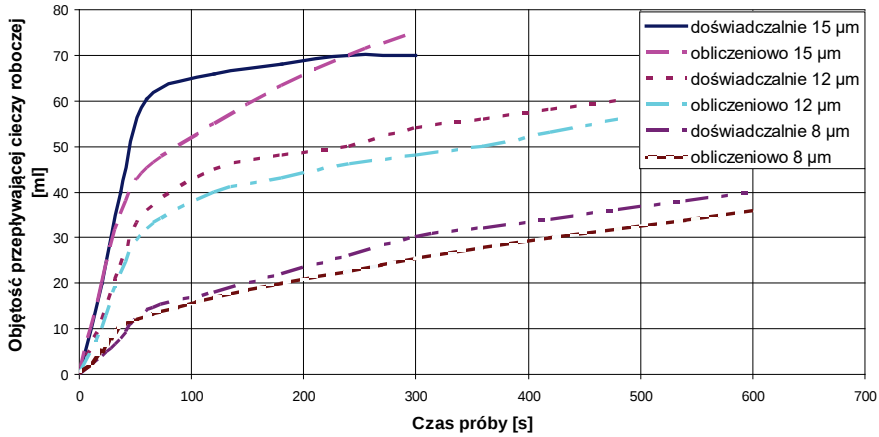
$$\bar{v}_{(t_r)} = v_0 \frac{1}{\left(1 + X_{V_2}\right)^2} \frac{1}{\left(1 + \frac{2X_{V_2}Q_0t_r}{mf_{SZ}(0)[1 + X_{V_2}]^2}\right)^2}, \quad (5.39)$$

$$\text{gdzie: } v_0 = \frac{Q_0}{f_{SZ}(0)}.$$

Na rys. 5.7 przedstawiono przebiegi zmian w czasie objętości przepływającej niejednorodnej cieczy hydraulicznej przez płaską szczelinę hydrauliczną, wykonaną z luzem konstrukcyjnym $15 \mu\text{m}$, przy stężeniach proszku testowego w cieczy hydraulicznej wynoszących kolejno 5 mg/dm^3 , 10 mg/dm^3 i 15 mg/dm^3 , uzyskane z obliczeń teoretycznych i z doświadczeń na stanowisku laboratoryjnym. Na rys. 5.8 przedstawiono przebiegi zmian w czasie objętości przepływającej niejednorodnej cieczy hydraulicznej przez płaskie szczeliny hydrauliczne o luzie konstrukcyjnym $15 \mu\text{m}$, $12 \mu\text{m}$ i $8 \mu\text{m}$ przy stałym stężeniu proszku testowego wynoszącym 5 mg/dm^3 .



Rys. 5.7. Przebiegi zmian w czasie objętości przepływającej cieczy hydraulicznej przez płaską szczelinę hydrauliczną, wykonaną z luzem konstrukcyjnym $15 \mu\text{m}$, przy stężeniach proszku testowego zawartych w cieczy wynoszących kolejno 5 mg/l , 15 mg/l i 25 mg/l



Rys. 5.8. Przebiegi zmian w czasie objętości cieczy hydraulicznej przepływającej przez płaskie szczeliny hydrauliczne o luzie konstrukcyjnym 15 μm , 12 μm i 8 μm , przy stałym stężeniu proszku testowego wynoszącym 5 mg/l

W rozważanych przypadkach uzyskano dobrą zgodność przebiegów zmian w czasie objętości dwufazowej cieczy hydraulicznej przepływającej przez płaską szczelinę hydrauliczną, uzyskane teoretycznie i doświadczalnie. Wzrost rozbieżności zaznacza się najwyraźniej przy większych stężeniach wagowych proszku testowego i mniejszych wartościach wysokości szczeliny.

5.4. Rozkład zanieczyszczeń na długości przepływowej szczeliny hydraulicznej

Cząstki zanieczyszczeń, przepływając wraz cieczą hydrauliczną przez szczelinę, są w niej zatrzymywane. Oznaczmy rozkład zanieczyszczeń zatrzymanych na długości szczeliny przez $f_1(x,t)$, tj. jako funkcję odległości od wlotu szczeliny i czasu przepływu cieczy hydraulicznej (patrz rys. 5.9). Funkcja $f_1(x,t)$ spełnia warunek:

$$\int_0^m f_1(x,t) dx = V_2(t). \quad (5.40)$$

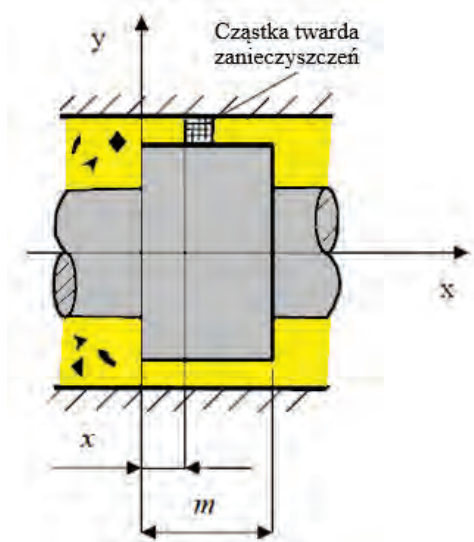
Dla takiego warunku koncentracja zanieczyszczeń w szczelinie Z_{psz} równa jest:

$$Z_{psz}(x) = \frac{V_0(t) - f_1(x, t)}{V_s(t) - f_1(x, t)}, \quad (5.41)$$

gdzie:

$V_0(t)$ – objętość zanieczyszczeń wpływających do szczeliny,

$V_s(t)$ – objętość cieczy zanieczyszczonej wpływającej do szczeliny.



Rys. 5.9. Szkic poglądowy rozkładu zanieczyszczeń na długości szczeliny

Objętość zanieczyszczeń wpływających do szczeliny oblicza się ze wzoru:

$$V_0(t) = Z_v [V_1(t) + V_s(t)] - V_1(t) = (Z_v - 1) \frac{X_{V_2}}{1 + X_{V_2}} V_s(t) + Z_v V_s(t), \quad (5.42)$$

gdzie:

Z_v – objętościowy poziom zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej,

V_1 – objętość cieczy hydraulicznej dopływającej do szczeliny,

X_{V_2} – objętościowa koncentracja cząstek zatrzymanych w szczelinie.

Funkcję $f_1(x, t)$ oblicza się ze wzoru:

$$\frac{f_1(x, t)}{V_x(t)} = U_1(x, t), \quad (5.43)$$

gdzie:

$V_x(t)$ – objętość zanieczyszczeń od wejścia do szczeliny na małej długości dx szczeliny (patrz rys. 5.9),

$U_1(x,t)$ – współczynnik zatrzymywania objętości zanieczyszczeń na długości szczeliny.

Współczynnik $U_1(x,t)$ zależy głównie od chropowatości powierzchni szczeliny. Jeżeli przyjmiemy, że współczynnik $U_1(x,t)$ nie zależy od czasu oraz maleje liniowo z odległością położenia zanieczyszczeń w szczelinie od jej krawędzi tzn.:

$U_1(x) = 1 - kx$ gdzie $k < \frac{1}{m}$ wówczas:

$$\int_0^{a_1} V_x(t) [1 - kx] dx = V_x(t) m \left(1 - \frac{km^2}{2} \right) = V_2(t), \quad (5.44)$$

skąd:

$$V_x(t) = \frac{V_2(t)}{m \left(1 - \frac{km}{2} \right)} = V_s(t) \frac{X_{V_2}}{1 + X_{V_2}} \frac{1}{m \left(1 - \frac{km}{2} \right)}, \quad (5.45)$$

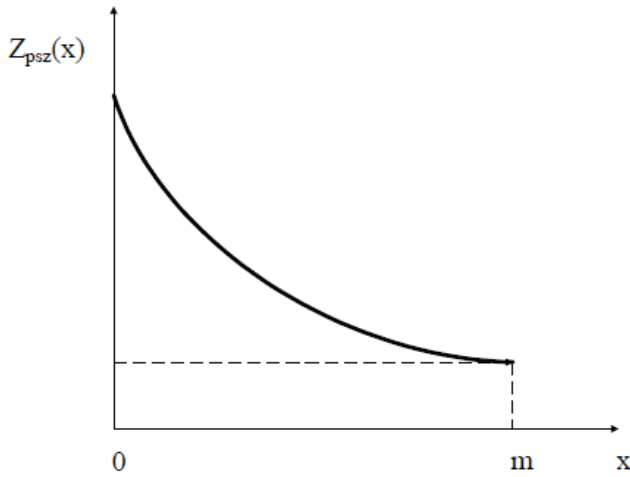
gdzie: $V_2(t)$ – objętość zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie w chwili t (patrz wzory (5,18), (5.26) i (5.37)).

Wzór na koncentrację zanieczyszczeń w szczelinie ma postać:

$$Z_{psz}(x) = \frac{Z_v - (1 - Z_v) \frac{X_{V_1}}{1 + X_{V_2}} - \frac{X_{V_2}}{1 + X_{V_2}} \frac{1}{m \left(1 - \frac{km}{2} \right)} (1 - kx)}{1 - \frac{X_{V_2}}{1 + X_{V_2}} \frac{1}{m \left(1 - \frac{km}{2} \right)} (1 - kx)}. \quad (5.46)$$

Funkcję rozkładu koncentracji zanieczyszczeń w szczelinie w zależności od odległości położenia zanieczyszczeń w szczelinie od jej krawędzi przedstawiono na rys. 5.10.

Obserwacje zachodzących zjawisk w czasie przepływu cieczy hydraulicznej przez mikroszczelinę dają możliwość stwierdzenia, iż proces przepływu cieczy hydraulicznej i zatrzymywania cząstek twardych w mikroszczelinie należy traktować jako stochastyczny i rozważać w kategoriach probabilistycznych.



Rys. 5.10. Rozkład koncentracji zanieczyszczeń w szczelinie Z_{psz} od odległości położenia zanieczyszczeń w szczelinie od jej krawędzi

Przyjmijmy, że E_i jest stanem, w którym w momencie t zatrzymanych jest w jednostce objętości i cząstek, i że po czasie $\Delta t \rightarrow 0$ stan E_i przechodzi do stanu E_{i+1} . Prawdopodobieństwo przejścia ze stanu E_i do stanu E_{i+1} po czasie Δt opisuje wzór:

$$P_{i+1} = \lambda(i)\Delta t + Q(\Delta t), \quad (5.47)$$

gdzie: $\lambda(i)$ jest funkcją intensywności procesu zatrzymywania cząstek w mikroszczelinie i $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{Q(\Delta t)}{\Delta t} = 0$, co oznacza, że prawdopodobieństwo przejścia więcej niż jednej cząstki do stanu E_{i+1} dąży szybciej do zera niż Δt .

Stosownie do założeń odnośnie do modelu fizycznego (patrz pkt. 5.3.1) przyjęto następujący model matematyczny procesu przepływu cieczy hydraulicznej jako mieszaniny dwufazowej przez mikroszczelinę. Stan mikroszczeliny w każdej chwili $t > 0$ określony jest jednoznacznie przez układ zmiennych losowych:

$$S(t) = \{R(t), L_1(t), \dots, L_R(t)\}, \quad (5.48)$$

gdzie:

$R(t)$ – liczba obszarów składowych, na które podzielona jest mikroszczelina w chwili t ,

$L_i(t)$ – wymiar przekroju prostokątnego i -tego obszaru wzdłuż mikroszczeliny dla $i = 1, 2, \dots, R(t)$.

Przyjmujemy, że dla $R(t) \in \{0, 1, 2, \dots\}$, $0 < L_i(t) < L_0$, $L_0 < \infty$ i dla każdego stanu szczeliny $s = \{r, l_1, l_2, \dots, l_r\}$ określone jest z prawdopodobieństwem równym jeden natężenie przepływu cieczy przez poszczególne obszary:

$$Q_r = \{Q(l_1), Q(l_2), \dots, Q(l_r)\}, \quad (5.49)$$

gdzie: $Q(l_i)$ jest funkcją określającą natężenie przepływu przez pojedynczy obszar, którego wymiar charakterystyczny opisuje zmienna l_i taka, że pojedynczy obszar o przekroju $h \times l_0$, $h > 0$, $l_0 > 0$ zatrzymuje przybywającą cząstkę o wymiarze x wtedy i tylko wtedy, gdy $x \geq \min\{h, l_0\}$, przy tym jeśli $x \geq l_0$ obszar ulega likwidacji, jeśli zaś $h \leq x < l_0$ obszar jest podzielony na dwa o wymiarach $h \times l_1$ i $h \times l_2$, gdzie $l_1 + l_2 + x = l_0$. Funkcja $Q(l_i)$ określająca natężenie przepływu przez pojedynczy obszar jest funkcją ciągłą i ściśle rosnącą, tj. $Q(0) = 0$; $\lim_{L \rightarrow \infty} Q(L) \rightarrow \infty$.

Wykorzystując zależność (5.7), natężenie przepływu cieczy przez pojedynczy obszar opisać można wzorem:

$$Q = \frac{5\Delta p}{8\mu m} \frac{4}{h_1^2 - l_1^2} \int_0^{h_1} \int_0^{l_1} (h_1^2 - y^2)(l_1^2 - x^2) dx dy = \frac{5}{72} \frac{\Delta p}{\mu m} \frac{l_0^3 h^3}{l_0^2 + h^2}. \quad (5.50)$$

Przyjmujemy, że proces stochastyczny $S(\bullet) = \{S(t); t > 0\}$ jest jednorodnym procesem Markowa. Struktura probabilistyczna procesu $S(\bullet)$ jest zatem określona przy pomocy funkcji prawdopodobieństwa przejścia opisującej, w jaki sposób odbywają się zmiany stanów. Przez $P_t^{(r)}(dl_1, dl_2, \dots, dl_r / l_1', l_2', \dots, l_r')$ oznaczmy rozkład warunkowy zmiennych losowych $\{R(t), L_1(t), \dots, L_{R(t)}(t)\}$, pod warunkiem że $R(0) = r' \geq 0$ oraz $L_1(0) = l_1', l_2(0) = l_2', \dots, l_r(0) = l_r'$ na podzbiorze $\{R(t) = r\}$; $r \geq 1$. Jeżeli mówimy o r zmiennych losowych, zakładamy, że są one określone w tej samej przestrzeni probabilistycznej i ich łączny rozkład warunkowy istnieje. W tym przypadku L_k możemy interpretować jako zmienne w przestrzeni próbek. Niewątpliwym utrudnieniem zapisu w rozważanym procesie jest fakt, że zmianom stanów towarzyszy także zmiana liczby wymiarów przestrzeni, w której określone są zmienne losowe. Dla podzbioru A zawierającego się w przestrzeni próbek poniższy zapis:

$$P_t^{(r)}(A / l_1', \dots, l_r') = \int_A P_t^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r / l_1', \dots, l_r'), \quad (5.51)$$

jest prawdopodobieństwem zdarzenia $R(t) = r$ oraz $\{[L_1(t), \dots, L_r(t)] \subset A\}$, pod warunkiem że $L_1(0) = l_1'$ dla $i = 1, 2, \dots, r'$, $R(0) = r'$, gdzie $r' \geq 0$. Dla $r = 0$

$P_t^{(0)}(A/l_1', \dots, l_r')$ jest prawdopodobieństwem warunkowym zdarzenia $\{R(t) = 0\}$, pod warunkiem że $L_1(0) = L_1'$ dla $i = 1, 2, \dots, r'$, $R(0) = r'$.

Ze względu na założenie o jednorodności funkcji przejścia dla procesu Markowa, proces stochastyczny $S(\bullet)$ jest jednoznacznie określony przez rozkłady warunkowe zmiennych losowych $\{R(t), L_1(t), \dots, L_{R(t)}(t)\}$. Przyjmujemy, że:

$$P_t^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r / l_1', \dots, l_r') = \sum_{r_1} \prod_{k=1}^{r'} P_t^{(r_k)}(dl_{j_{k-1}}, \dots, dl_{j_k} / l_k')(r_1, \dots, r_{r'}), \quad (5.52)$$

gdzie: $r_1 + r_2 + \dots + r_{r'} = r$; $j_0 = 0$, $j_k = \sum_{i=1}^k r_i$ dla $k = 1, \dots, r'$.

$$\text{Dla } r = 0, \quad P_t^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r / l_1', \dots, l_r') = \begin{cases} 1 & \text{dla } r = 0 \\ 0 & \text{dla } r = 1, 2, \dots \end{cases}$$

Równanie (5.52) odpowiada temu, że r mikroszczelin o wymiarach $l_1, \dots, l_r$ powstaje wskutek stochastycznie niezależnego podziału każdej spośród r' składowych spójności o wymiarach $l_1', \dots, l_{r'}$ na $r_1, \dots, r_{r'}$ części, gdzie $r_1 + r_2 + \dots + r_{r'} = r$.

Zakładając, że podczas przepływu cząstki są w pełni unoszone przez ciecz roboczą do chwili ewentualnego zatrzymania tej cząstki, funkcje prawdopodobieństwa przejścia zmiany stanów są następujące:

$$\begin{aligned} P_t^{(2)}(dl_1, dl_2/l) &\cong NQ(l)tP_{podz}(l) \\ P_t^{(0)}(dl/l) &\cong NQ(l)tP_{likw}(l) \end{aligned} \quad (5.53)$$

$$P_t^{(1)}(dl_1/l) \cong 1 - [P_t^{(2)}(dl_1, dl_2/l) - P_t^{(0)}(dl/l)]$$

$$P_t^{(r)}(dl_r/l) \cong 0 \quad \text{dla } r = 3, 4, \dots$$

gdzie N jest koncentracją cząstek w cieczy hydraulicznej oraz

$$P_{podz}(l) = \begin{cases} F_x(l) - F_x(h) & \text{dla } l > h \\ 0 & \text{dla } l \leq h \end{cases} \quad (5.54)$$

$$P_{likw}(l) = 1 - F_x(l) \quad \text{dla } l > 0$$

F_x oznacza dystrybuantę rozkładu zmiennej losowej X odpowiadającej wymiarowi charakterystycznemu x cząstek twardych w cieczy hydraulicznej. Dla określenia własności procesu skokowego, dla którego w małych przedziałach czasu układ opisany przez ten proces na pewno pozostanie w stanie początkowym lub z małym prawdopodobieństwem przejdzie do innego stanu, należy przyjąć, że $P_t^{(1)}(dl_1/l) \xrightarrow{t \rightarrow 0} \delta_l$, gdzie przez δ_l oznaczmy rozkład jednopunktowy skupiony w punkcie l , dla $l > 0$, oraz że:

$$\frac{P_2^{(2)}(dl_1, dl_2/l)}{P_t^{(2)}(dl_1, dl_2/l)} \xrightarrow{t \rightarrow 0} \xi(dl_1, dl_2), \quad (5.55)$$

gdzie z lewej strony występuje łączny rozkład warunkowy zmiennych losowych $L_1(t), L_2(t)$, pod warunkiem że liczba obszarów składowych, na które podzielona jest mikroszczelina w chwili t , będzie $R(t) = 2$, $R(0) = 1$, $L(0) = l_1$, zaś $\xi(dl_1, dl_2)$ jest rozkładem zmiennych L_1, L_2 , które z prawdopodobieństwem równym jeden spełniają warunek: $L_1 + L_2 = \max \{L - X_h, 0\}$, gdzie X_h oznacza zmienną losową o dystrybucji:

$$F_{X_h}(x) = \begin{cases} 1 - \frac{F_x(l) - [F_x(x) \wedge F_x(l)]}{F_x(l) - F_x(h)} & \text{dla } x > h \\ 0 & \text{dla } x \leq h \end{cases} \quad (5.56)$$

zaś rozkład warunkowy L_1 będzie jednostajny w przedziale $(0, l - h)$.

Warunek (5.55) implikuje, że pojedyncza składowa spójności o wymiarze charakterystycznym l dla dostatecznie małego czasu t z prawdopodobieństwem bliskim jedności pozostaje niezmienną w przedziale $(0, t)$, natomiast jeśli dla dostatecznie małego czasu t nastąpi choć raz podział mikroszczeliny w przedziale $(0, t)$, to będzie to dokładnie jeden podział na dwie części. Będzie to podział z prawdopodobieństwem warunkowym równym 1, jaki uzyskuje się po umieszczeniu odcinka o długości losowej X_h z dystrybuantą F_{X_h} w przedziale $(0, l - X_h)$ z jednostajnym rozkładem położenia lewego końca tego odcinka. Przy tym F_{X_h} jest dystrybuantą rozkładu warunkowego X , pod warunkiem że $l > x > h$, tzn. pod warunkiem że cząstka zatrzyma się wskutek zbyt dużej wartości wymiaru charakterystycznego względem wysokości mikroszczeliny $x > h$, ale zbyt małego aby zlikwidować tę składową spójności $x < l$.

Z warunku markowskości wynika, że rozkład warunkowy zmiennych losowych $L_1(t), L_2(t)$ spełnia poniższe równanie:

$$\begin{aligned}
 & P_{t+s}^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r/l'_1, \dots, l'_r) = \\
 & = \sum_{r'=0}^{\infty} \iint_{(l'_1, \dots, l'_{r'}) \in L_k} P_t^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r/l'_1, \dots, l'_r) P_s^{(r')} (dl'_1, \dots, dl'_{r'}/l''_1, \dots, l''_{r'}) \quad (5.57)
 \end{aligned}$$

Z równania (5.57) wynika, że dla każdej dystrybuanty F_X i dla każdej ściśle rosnącej funkcji przepływu Q istnieją dokładnie jedna rodzina miar rzeczywistych $P_t^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r/l'_1, \dots, l'_r)$, $r \geq 0$, $l'_1 > 0, \dots, l'_r > 0$. Ponadto spełniona jest równość:

$$\sum_{r=0}^{\infty} P_t^{(r)}(dl_1, \dots, dl_r/l_1, \dots, l_r) = 1.$$

Proces Markowa z prawdopodobieństwami przejścia opisanymi równaniem (5.57), spełniający z prawdopodobieństwem równym jeden warunek początkowy $S(0) = \{1, l_0\}$ (patrz równanie 5.48), jest probabilistycznym modelem zjawiska zatrzymywania cząstek zanieczyszczeń cieczy hydraulicznej przepływających przez mikroszczelinę o szerokości $l_0 > 0$, wysokości $h > 0$ i długości $m \geq 0$.

Większość cząstek o wymiarach zbliżonych do wysokości mikroszczeliny h zatrzymuje się w niej. Liczba obszarów podziału mikroszczeliny oraz rozkład w niej cząstek zbliżony jest do rozkładu normalnego (Gaussa), ale nie jest symetryczny. W związku z tym rozkład cząstek na długości mikroszczeliny można opisać wzorem na funkcję gęstości prawdopodobieństwa rozkładu normalnego o następującej postaci:

$$f(l, t) = \begin{cases} \Phi(l) = \left[\frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(l-h)^2}{2\sigma_1^2}} - \varepsilon \right] f(t) & \text{dla } l \leq h \\ \Phi(l) = \left[\frac{1}{n\sigma_2 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(l-h)^2}{2\sigma_2^2}} - \varepsilon \right] f(t) & \text{dla } l > h \end{cases} \quad (5.58)$$

gdzie σ_1 , σ_2 , $n = \sigma_1/\sigma_2 > 1$ i n określa się w badaniach laboratoryjnych.

Dla $f(l, t) = 0$ mamy: $\varepsilon = \frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(n+1)^2}{2}}$.

Rozkład objętości zanieczyszczeń na całej długości mikroszczeliny można opisać wzorem:

$$\Phi(l, t) = \begin{cases} \frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} \left[e^{-\frac{(l-h)^2}{2\sigma_1^2}} - e^{-\frac{(n+1)^2}{2}} \right] f(t) \frac{4}{3} \pi l^3 & \text{dla } l \leq h \\ \frac{1}{\sigma_1 \sqrt{2\pi}} \left[e^{-\frac{(l-h)^2}{2\sigma_2^2}} - e^{-\frac{(n+1)^2}{2}} \right] f(t) \frac{4}{3} \pi l^3 & \text{dla } l > h \end{cases} \quad (5.59)$$

Objętość zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie V_2 w czasie t opisuje wzór:

$$V_2(t) = \int_{h_0 - \sigma_1(n+1)}^{h_0 + \sigma_2(n+1)} f(l, t) dl, \quad (5.60)$$

gdzie:

$f(l, t)$ – funkcja gęstości rozkładu zanieczyszczeń zatrzymanych na całej długości szczeliny,

$n = \sigma_1 / \sigma_2$ (określa się w badaniach laboratoryjnych).

Objętość zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie w czasie $(t - t_0)$ można opisać wzorem:

$$V_o(t - t_0) = \int_{h - \sigma_1(n+1)}^{h + \sigma_2(n+1)} \Phi(l, t - t_0) dl, \quad (5.61)$$

skąd można określić funkcję gęstości prawdopodobieństwa $f(t) = f(t - t_0)$.

Przebieg procesu przepływu cieczy hydraulicznej przez szczelinę w funkcji czasu ma charakter wykładniczy [88]. Wówczas zgodnie ze wzorem (5.50) związek pomiędzy objętością cieczy, która przepływa przez szczelinę, a czasem trwania procesu przepływu określa wzór o postaci:

$$Q(t) = Q_0 \exp \left\{ -Q_0 \frac{N \left(h + \frac{1}{\chi} \right) e^{-\kappa}}{L_0} t \right\}, \quad (5.62)$$

gdzie:

$-Q_0 = \frac{5L_0 h^3 \Delta p}{72 \mu m}$ jest natężeniem przepływu przez mikroszczelinę płaską w chwili $t = 0$,

- χ jest parametrem założonego rozkładu wykładniczego procesu,
- κ jest bezwymiarowym parametrem określającym relacje pomiędzy wysokością mikroszczeliny h a parametrem χ .

Oznaczając ilość cząstek $z_h = N \cdot \exp^{-h \cdot \chi}$ (patrz wzór (5.3)) większych od h w jednostce objętości cieczy doprowadzonej do wejścia szczeliny oraz $A_1 = L_0/h$ (patrz wzór (5.2)) jako iloraz szerokości przepływowej szczeliny l_s przez jej wysokość h w chwili t , wzór (5.62) można zapisać w postaci:

$$Q(t) = Q_0 \cdot \exp \left\{ -Q_0 \frac{z_h}{A_1} \cdot t \right\}. \quad (5.63)$$

Interpretacja wzoru (5.63) jest następująca. Mierząc początkowe natężenie przepływu cieczy hydraulicznej Q_0 i po upływie zadanego czasu $t - Q(t)$ można wyznaczyć koncentrację cząstek większych od wysokości szczeliny hydraulicznej z_h .

Prawdopodobieństwo zatrzymania pewnej objętości zanieczyszczeń na wejściu do mikroszczeliny określa się wzorem:

$$P(V_1) = \frac{V_1(t)}{V_1(t) + V_s(t)} = \frac{V_1}{V_1(t) + V_s(t) + V_0(t) - V_0(t)} = \frac{X_{V1}}{X_{V1} + 1 - X_{V2}}, \quad (5.64)$$

gdzie:

$P(V_1)$ – prawdopodobieństwo zatrzymania pewnej objętości zanieczyszczeń na wejściu do mikroszczeliny,

$X_{V1} = \frac{V_1(t)}{V_s(t) + V_0(t)}$ – objętość cząstek zatrzymanych przed szczeliną,

$X_{V2} = \frac{V_0(t)}{V_s(t) + V_0(t)}$ – objętość cząstek zatrzymanych w szczelinie,

$V_1(t)$ – objętość zanieczyszczeń zatrzymanych na wejściu do mikroszczeliny w czasie t ,

$V_s(t)$ – objętość cieczy zanieczyszczonej wpływającej do mikroszczeliny w czasie t ,

t – czas liczony od początku przepływu.

Na podstawie zapisu wzoru (5.64) można stwierdzić, że prawdopodobieństwo zatrzymania objętości cząstek w mikroszczelinie nie zależy od czasu.

Prawdopodobieństwo zatrzymania objętości cząstek na wejściu do mikroszczeliny, będące stosunkiem pola czaszy sfery o wysokości $l - h$ i pola półsfery o średnicy $2l$, można zapisać:

$$P_1(l) = \frac{2\pi l(l-h)}{2\pi l^2} \mu(l-h) = \mu(l-h) \left(1 - \frac{h}{l}\right), \quad (5.65)$$

gdzie:

l jest wymiarem cząstki,

$$\mu(l-h) = \begin{cases} 0 & \text{dla } l \leq h \\ 1 & \text{dla } l > h \end{cases}.$$

Uwzględniając współczynniki kształtu wejścia do szczeliny η_1 i kształtu cząstek η_2 możemy zapisać:

$$P_1(l) = \mu(l-h) \left(1 - \frac{\eta_1 h}{\eta_2 l}\right), \quad (5.66)$$

$$0 < \eta_1 \leq 1 \text{ i } \eta_2 \geq 1.$$

Prawdopodobieństwo zatrzymania objętości cząstek w mikroszczelinie można opisać zależnością:

$$P_2(l) = \mu[l - h(t-t_0)] \left[1 - \frac{\eta_1 h(t-t_0)}{\eta_2 l}\right]. \quad (5.67)$$

Średnie prawdopodobieństwo zatrzymania cząstek w mikroszczelinie w funkcji ich wymiarów dla pewnej objętości zanieczyszczeń w czasie $(t-t_0)$ opisane jest wzorem:

$$P_{sr}(l) = \frac{\int_0^{t-t_0} \mu[l - h(t-t_0)] \left[1 - \frac{\eta_1 h(t-t_0)}{\eta_2 l}\right] d(t-t_0)}{t-t_0}. \quad (5.68)$$

Z powyżej przeprowadzonych rozważań wynika, że w początkowej fazie procesu przepływu mogą być zatrzymywane wyłącznie cząstki większe od wysokości szczeliny, powodując zmniejszenie czynnej jej szerokości przepływowej o wartość równą sumie swoich wymiarów charakterystycznych. Wzrost liczby cząstek zatrzymanych na wejściu do szczeliny zwiększa prawdopodobieństwo zatrzymywania napływających cząstek o cząstki już zatrzymane. Większej liczbie cząstek w jednostce

objętości cieczy o wymiarach charakterystycznych spełniających relację $x > h$, towarzyszy szybszy podział szerokości przepływowej szczeliny na liczbę części zbliżoną do ilości cząstek zatrzymanych. Dominacja efektu „zatykania” rozłącznych fragmentów obszaru przepływowej szczeliny następuje w omawianym przypadku przy większych wartościach stosunku objętości cieczy, przy której występuje ekstremum wartości oczekiwanej liczby składowych spójności obszaru będącego skończoną sumą rozłącznych obszarów jednospójnych, do objętości wywołującej całkowitą niedrożność szczeliny.

5.5. Modelowanie poziomego zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej napędu hydrostatycznego

Jednym z modeli zakładającym stałe wartości intensywności wprowadzania zanieczyszczeń z otoczenia oraz efektu procesów zużywania, a także jednolity rozkład wielkości cząstek w układzie jest model OSU [114]. Schemat przyjęty do budowy modelu OSU napędu hydrostatycznego przedstawiono na rys. 5.11. Model fizyczny składał się z: pompy hydraulicznej, filtru hydraulicznego, zbiornika cieczy hydraulicznej. Pompa hydrauliczna spełnia dwie funkcje: stanowi źródło zanieczyszczeń powstających w napędzie hydraulicznym oraz wymusza przepływ cieczy hydraulicznej.

Dla rozpatrywanego układu (rys. 5.11), po uwzględnieniu przyjętych założeń, równanie bilansu wprowadzanych i usuwanych zanieczyszczeń przyjmuje postać:

$$N_{zb}V = \int (R_1 + R_2)dt + \int N_{zf}Qdt - \int N_{pf}Qdt + N_0V, \quad (5.69)$$

gdzie:

V – objętość cieczy hydraulicznej w napędzie,

N_0 – początkowa liczba cząstek zanieczyszczeń w układzie;

N_{zb} – liczba cząstek zanieczyszczeń w zbiorniku;

N_{pf} – liczba cząstek zanieczyszczeń przed filtrem;

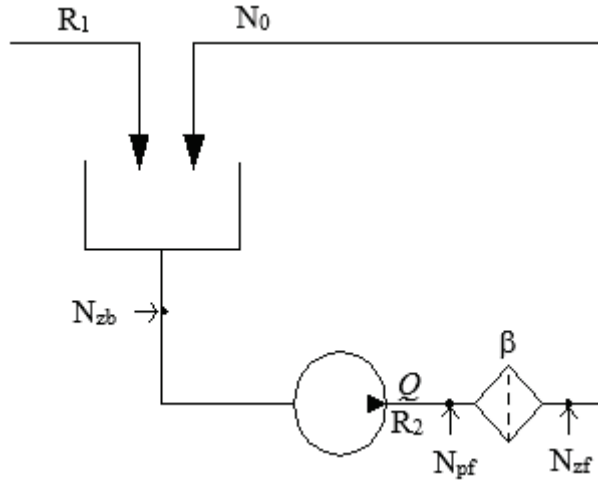
N_{zf} – liczba cząstek zanieczyszczeń za filtrem;

R_1 – intensywność wprowadzania zanieczyszczeń z otoczenia;

R_2 – intensywność generowania zanieczyszczeń w układzie;

Q – natężenie przepływu cieczy hydraulicznej;

β – stosunek N_{pf} do N_{zf}



Rys. 5.11. Schemat modelu OSU (opis do schematu pod wzorem (5.65))

Liczba cząstek zanieczyszczeń przed filtrem jest opisana wzorem:

$$N_{pf} = \frac{\beta}{\beta - 1} \frac{(R_1 + R_2)}{Q} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right), \quad (5.70)$$

a stała czasowa τ jest równa:

$$\tau = \frac{\beta}{\beta - 1} \frac{V}{Q}, \quad (5.71)$$

W stanie ustalonym ($t \rightarrow \infty$) poziom kontaminacji przed filtrem jest równy:

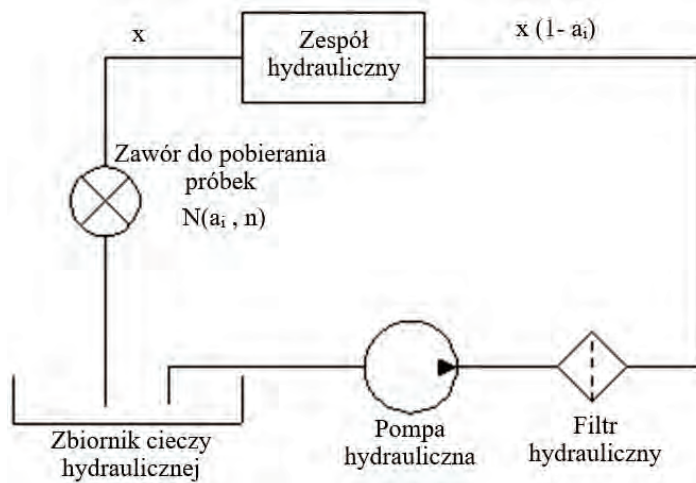
$$N_{pf} = \frac{R_1 + R_2}{Q} \frac{\beta}{\beta - 1}, \quad (5.72)$$

natomiast za filtrem:

$$N_{zf} = \frac{R_1 + R_2}{Q} \frac{1}{\beta - 1}, \quad (5.73)$$

W zależnościach od (5.70) do (5.73) przyjmuje się, że wielkości β , Q , V , R_1 i R_2 są stałe.

Innym sposobem modelowania poziomu zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej jest model Andersona [66]. Schemat modelu przedstawiono na rys. 5.12.



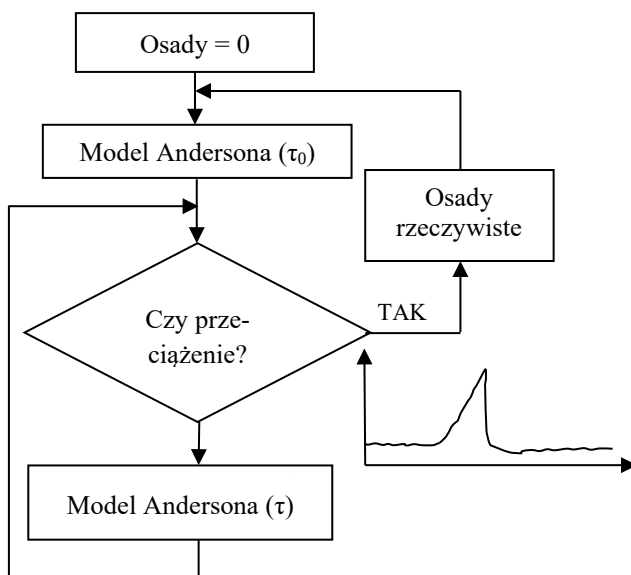
Rys. 5.12. Model Andersona: x – liczba cząstek generowanych przez zespół hydrauliczny; a_i – skuteczność usuwania cząstek z układu; $N(a_i, n)$ – koncentracja cząstek zanieczyszczeń; n – liczba cykli (przejście całej objętości cieczy hydraulicznej przez układ liczone jako jeden cykl)

Model ten został opracowany przy następujących założeniach:

- podczas jednego cyklu cała ilość cieczy hydraulicznej przepływa przez zespół hydrauliczny;
- czas trwania cyklu stanowi iloraz ilości cieczy w układzie i wydanku pompy;
- podczas jednego cyklu urządzenie hydrauliczne generuje x cząstek zanieczyszczeń;
- skuteczność usuwania cząstek i -tego rozmiaru (gdzie d_i odnosi się do charakterystycznego rozmiaru cząstek) wynosi a_i , gdzie: $0 \leq a_i \leq 1$;
- podczas każdego cyklu jest usuwane $a_i \cdot x$ cząstek z cieczy hydraulicznej w wyniku:
 - niszczenia podczas przejścia przez zespół hydrauliczny układu – a_{iN} ,
 - wytrącania w zbiorniku – a_{iW} ,
 - zatrzymania przez filtr – a_{iF} .

Dla układów hydraulicznych statków powietrznych, a zwłaszcza wojskowych, należy uwzględnić wpływ przeciążeń występujących podczas lotu na przyjęte założenia w modelu Andersona. Dlatego przyjmuje się współczynnik a_i jako sumę

wpływu podanych powyżej czynników, tj. $a_i = a_{iN} + a_{iW} + a_{iF}$. Na rys. 5.13 przedstawiono model uwzględniający wpływ przeciążeń występujących podczas lotu samolotu na koncentrację zanieczyszczeń w jego układzie hydraulicznym.



Rys. 5.13. Model uwzględniający wpływ przeciążenia na koncentrację cząstek zanieczyszczenia w układzie hydraulicznym statku powietrznego w czasie jego lotu

Po jednym cyklu liczba cząstek zanieczyszczeń w układzie jest równa:

$$N(a_i, 1) = x(1 - a_i). \quad (5.74)$$

Gdy uwzględnimy wpływ przeciążeń, to $N(a_i, 1) = x(1 - (a_{iN} + a_{iW} + a_{iF}))$.

Po n cyklach liczba cząstek zanieczyszczeń wynosi:

$$N(a_i, n) = x + x \cdot (1 - a_i) + x \cdot (1 - a_i)^2 + \dots + x \cdot (1 - a_i)^{n-1}. \quad (5.75)$$

Gdy liczba cykli dąży do nieskończoności ($n \rightarrow \infty$), liczba cząstek zanieczyszczeń osiąga wartość graniczną:

$$N(a_i, \infty) \rightarrow \frac{x}{a_i}. \quad (5.76)$$

Zależność liczby cząstek zanieczyszczeń od skuteczności filtrowania (wyrażonej współczynnikiem β) może być opisana następująco:

$$N(a_i, n) = x \frac{\beta_i^n - 1}{\beta_i - 1} \beta_i^{(1-n)}. \quad (5.77)$$

Przy $n \rightarrow \infty$:

$$N(a_i, \infty) = x \frac{\beta_i}{\beta_i - 1}. \quad (5.78)$$

Z powyższych zależności wynika, iż w celu uzyskania wiarygodnych rezultatów eksperymentalnych badań poziomu zanieczyszczeń na podstawie próbek cieczy hydraulicznej pobieranych z układu, należy uwzględnić fakt zmniejszania się efektywności filtrowania wraz ze zmniejszaniem rozmiaru cząstek zanieczyszczeń. Osiągnięcie quasi-ustalonego rozkładu małych cząstek wymaga znacznie większej liczby cykli roboczych niż w przypadku cząstek dużych.

Innym modelem umożliwiającym analizę i optymalizację kontroli zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej jest dynamiczny model sterowania zanieczyszczeniami (DCC) [114]. Model DCC uwzględnia:

- wielowymiarową ingresję zanieczyszczeń z otoczenia;
- wielowymiarowe generowanie zanieczyszczeń w napędzie hydrostatycznym.

Na rys. 5.14. przedstawiono przykład układu hydrostatycznego oraz jego model dynamiczny odwzorowany w przestrzeni zmiennej zespolonej s (z wykorzystaniem przekształcenia Laplace'a) umożliwiający przeprowadzenie badań symulacyjnych z zastosowaniem odpowiednich pakietów programowych [114].

Przedstawiony model stanowi uogólnienie przeprowadzonych dotychczas rozważań i umożliwia zastosowanie dostępnych narzędzi programistycznych w celu przeprowadzenia analizy wpływu wybranych czynników na trwałość urządzeń hydraulicznych.

Przy uwzględnieniu wielu linii wysokiego ciśnienia, które wchodzą w skład złożonego układu hydrostatycznego (np. statku powietrznego), poziom zanieczyszczeń dla całego układu N_{uz} opisany jest wzorem:

$$N_{uz} = N_{lz} + N_{li} + N_{zb} = \sum_{i=1}^k \frac{R_{rij}}{Q} F_{uz} + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^l \frac{R_{rij}}{\prod_n \beta_{mn}} + \frac{R_0}{Q}, \quad (5.79)$$

gdzie:

N_{lz} – liczba cząstek zanieczyszczeń w linii zasilającej;

N_{li} – liczba cząstek zanieczyszczeń w i -tej ($i=1,2,...m$) linii układu;

N_{zb} – liczba cząstek zanieczyszczeń w linii niskiego ciśnienia (na wejściu do zbiornika);

R_{rij} – intensywność wnikania kontaminacji do i -tej ($i=1,2,...m$) linii układu;

R_0 – intensywność wprowadzania zanieczyszczeń z otoczenia;

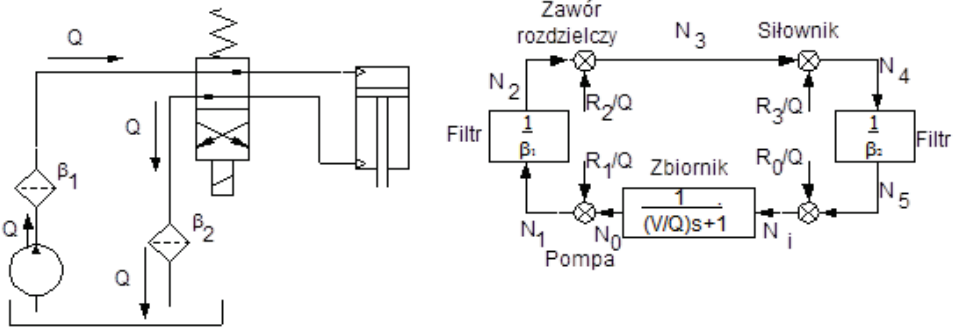
N – liczba filtrów w i -tej linii między źródłem R_{rij} i linią niskiego ciśnienia (na wejściu do zbiornika);

K – liczba źródeł kontaminacji w linii wysokiego ciśnienia;

β_{mn} – współczynnik dokładności filtracji zależny od wymiaru cząstek;

M – liczba linii układu;

L – liczba źródeł kontaminacji w liniach układu.



Rys. 5.14. Schemat modelu DCC: $N_0...N_5$ – koncentracja kontaminacji w poszczególnych liniach; $R_0...R_3$ – intensywność wnikania kontaminacji w danej linii układu odniesione do Q ; Q – natężenie przepływu; β_1, β_2 – współczynniki dokładności filtrowania

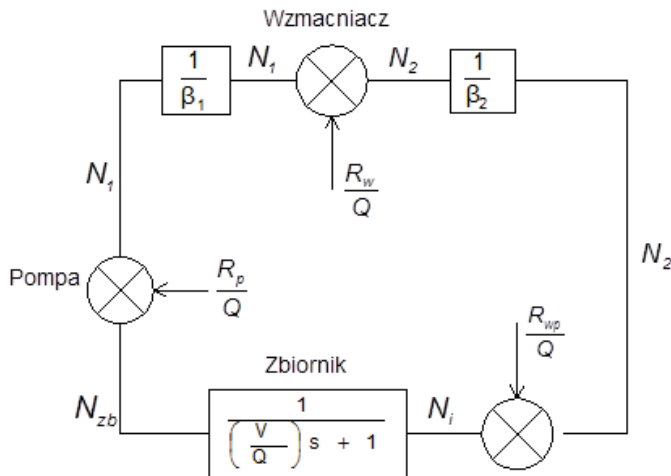
Na rys. 5.15. przedstawiono schemat modelu układu hydraulicznego wspomagania systemu sterowania samolotu odwzorowany w przestrzeni zmiennej zespolonej s (z wykorzystaniem przekształcenia Laplace'a). Jako model fizyczny układu hydraulicznego wspomagania systemu sterowania przyjęto układ, który zawiera linie wysokiego ciśnienia, linię zlewu, pompę, filtry, zbiornik i wzmacniacz hydrauliczny. Urządzenia hydrauliczne modelu ze względu na ich wpływ na poziom zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej w układzie można sklasyfikować następująco:

- zatrzymujące zanieczyszczenia – filtry;
- generujące zanieczyszczenia w wyniku zużywania powierzchni elementów – pompa, wzmacniacz;

- powodujące mieszanie cząsteczek w cieczy hydraulicznej i zmianę poziomu zanieczyszczenia w układzie – zbiornik.

Dla modelu matematycznego układu hydraulicznego wspomagania systemu sterowania samolotu przyjęto:

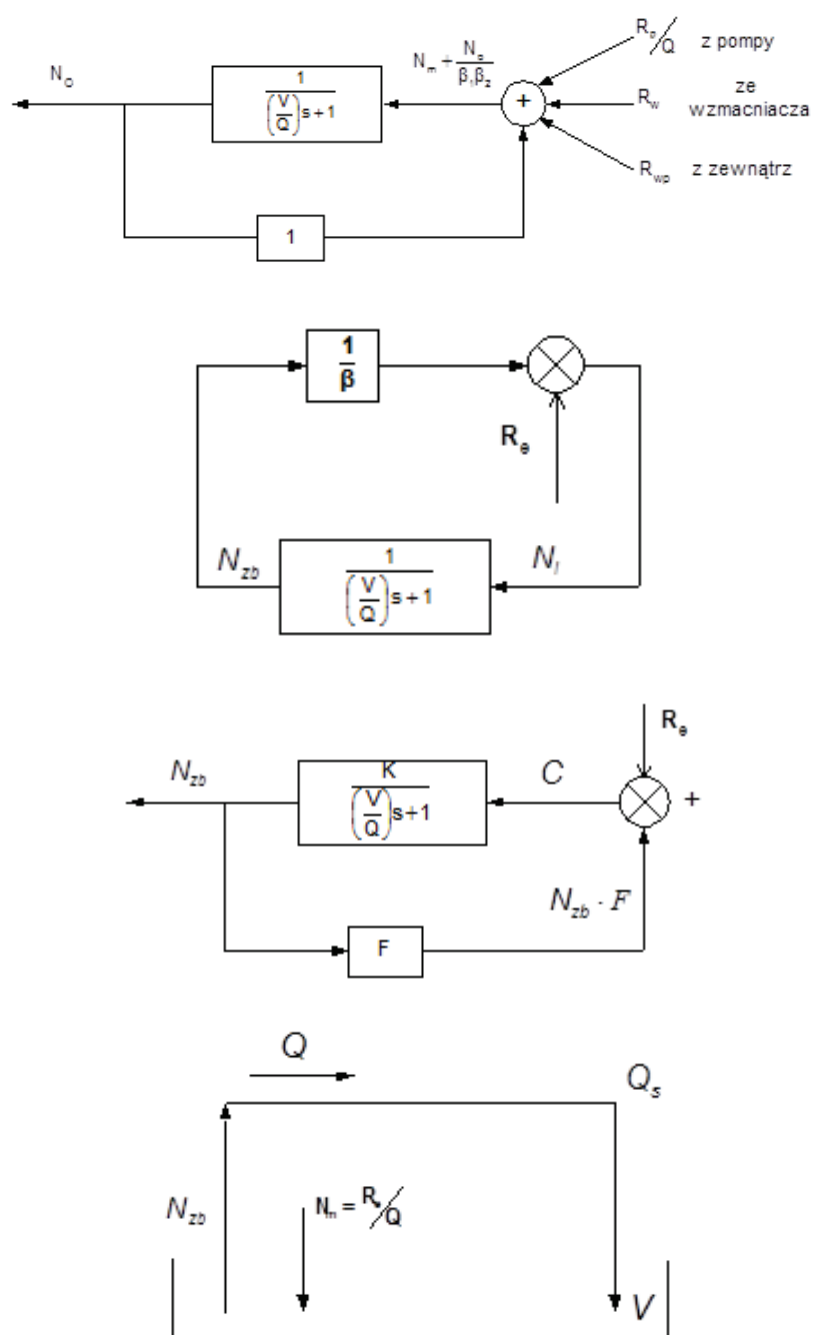
- jednowymiarowy przepływ cieczy hydraulicznej,
- brak kawitacji w układzie,
- nieściśliwość cieczy hydraulicznej,
- pomijalną sprężystość ścianek elementów hydraulicznych,
- przecieki proporcjonalne do ciśnienia,
- pomijalność zjawisk falowych rozchodzenia się zmian ciśnienia i natężenia przepływu,
- brak pulsacyjnego charakteru pracy pompy.



Rys. 5.15. Schemat modelu obliczeniowego układu hydraulicznego wspomagania systemu sterowania samolotu

Przebieg charakterystyki zanieczyszczenia układu jest dynamiczny i zależy od wielu zmiennych i czynników, takich jak typ układu, współczynnik filtracji filtrów zainstalowanych w układzie, środowiska pracy układu, wskaźnika wnikania zanieczyszczeń do układu, tolerowanego przez elementy układu poziomu zanieczyszczenia cieczy hydraulicznej, typu filtrów, obiegu cieczy hydraulicznej w układzie, przecieków i innych.

Schematy blokowe na rys. 5.16. ilustrują urządzenia napędu hydrostatycznego jako oddzielne elementy wpływające na poziom zanieczyszczeń w napędzie. Jest to model tzw. zredukowany, w którym poziom zanieczyszczeń na wyjściu ze zbiornika jest równoważny zanieczyszczeniom wprowadzanym do napędu hydrostatycznego.



Rys. 5.16. Schemat modelu zredukowanego układu hydrostatycznego

Z tego punktu widzenia koncentracja zanieczyszczeń N_u na wejściu do zbiornika po przejściu cieczy przez cały napęd można opisać następującym wyrażeniem:

$$N_u = \frac{N_{zb}}{\beta_1 \beta_2} + \frac{R_p}{\beta_1 \beta_2 Q} + \frac{R_{wz}}{\beta_2 Q} + \frac{R_0}{Q}, \quad (5.80)$$

gdzie:

- N_u – liczba cząstek zanieczyszczeń w układzie;
- N_{zb} – liczba cząstek zanieczyszczeń w linii zlewu (na wejściu do zbiornika);
- R_p – intensywność wnikania zanieczyszczeń do linii układu za pompą;
- R_{wz} – intensywność wnikania zanieczyszczeń do linii układu za wzmacniaczem;
- R_0 – intensywność wprowadzania zanieczyszczeń z otoczenia;
- Q – natężenie przepływu w układzie (V/t);
- β_1, β_2 – współczynnik dokładności filtracji zależny od wymiaru cząstek.

Dynamiczną zmianę poziomu zanieczyszczeń w układzie przyjmuje się jako zmianę w zbiorniku, który reprezentuje zespół mieszania cząstek zawartych w cieczy hydraulicznej i opisuje się wzorem:

$$N_{zb} = \frac{N_u}{\frac{V}{Q}s + 1} \quad (5.81)$$

gdzie:

- V – objętość zbiornika,
- S – operator Laplace'a.

Podstawiając wzór 5.80 do 5.81, otrzyma się następującą zależność:

$$N_{zb} = \frac{N_u}{\frac{V}{Q}s + 1} = \left\{ \frac{N_{zb}}{\beta_1 \beta_2} + \frac{R_p}{\beta_1 \beta_2 Q} + \frac{R_{wz}}{\beta_2 Q} + \frac{R_0}{Q} \right\} \cdot \frac{1}{\frac{V}{Q}s + 1}. \quad (5.82)$$

Dokonując kolejnych przekształceń i przyjmując zastępczą koncentrację dla wszystkich zespołów układu, otrzymamy model dynamicznej zmiany koncentracji zanieczyszczeń w zbiorniku:

$$N_{zb} = \frac{\left\{ \frac{R_p}{\beta_1 \beta_2 Q} + \frac{R_{wz}}{\beta_2 Q} + \frac{R_0}{Q} \right\}}{\left[\frac{V}{Q}s + 1 \right] - \frac{1}{\beta_1 \beta_2}} = \frac{N_m}{\left[\frac{V}{Q}s + 1 \right] - \frac{1}{\beta_1 \beta_2}}. \quad (5.83)$$

Wyrażenie (5.83) opisuje zredukowany model, w którym poziom zanieczyszczeń na wyjściu ze zbiornika jest równoważny zanieczyszczeniom wprowadzanym do napędu. Zredukowany model można opisać następującym wzorem uproszczonym:

$$N_{zb} = \frac{N_m(R, \beta, Q)}{\left[\frac{V}{Q}s + 1 \right] - \frac{1}{\beta_1 \beta_2}} = \frac{N_m}{\frac{V}{Q}s + \left(1 - \frac{1}{\beta_1 \beta_2} \right)}. \quad (5.84)$$

Powyższy model koncentracji zanieczyszczeń w układzie uwzględnia współczynnik filtracji. W przypadku badania wrażliwości zanieczyszczeniowej zespołów hydraulicznych i układu bez uwzględniania filtrów przyjmuje się wskaźnik filtracji β równy 1. Dla filtrów o dobrej jakości wskaźnik filtracji jest dużo większy od 1 i przyjmuje zależność:

$$1 - \frac{1}{\beta_1 \beta_2} > 0. \quad (5.85)$$

Osiągnięcie równowagi zanieczyszczeń w układzie hydrostatycznym wyznacza się ze wzoru o postaci:

$$N_{zb} = \frac{N_m}{1 - F(\beta)} = \frac{N_m}{1 - F(\beta)} e^{-\frac{Q(1-F)}{V}t}. \quad (5.86)$$

Dla układu bez filtracji model koncentracji cząstek zanieczyszczeń w układzie przyjmie postać:

$$N_{zb} = \frac{N_m(R, Q)}{\frac{V}{Q}s}. \quad (5.87)$$

Intensywność wnikania (prędkość dopływu zanieczyszczeń do par tribologicznych) opisuje wzór:

$$R_e = V \frac{dN_m}{dt} \cong \frac{N(t_2) - N(t_1)}{t_2 - t_1}. \quad (5.88)$$

Czas uzyskania stałej koncentracji – poziomu zanieczyszczeń w układzie definiuje się jako stosunek natężenia przepływu przy danym wskaźniku filtrowalności do objętości cieczy w układzie:

$$T = \frac{Q(1-F)}{V}. \quad (5.89)$$

Czas osiągnięcia równowagi zanieczyszczeń w zbiorniku jest w przybliżeniu równy:

$$T_{zb} \approx 4T = 4 \frac{Q(1-F)}{V}. \quad (5.90)$$

5.6. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej hydraulicznych par precyzyjnych urządzeń hydraulicznych

Wykorzystując założenia analogiczne do wzoru na ściśliwość i moduł odkształcenia objętościowego cieczy hydraulicznej [31], można dokonać opisu relacji i szybkości zmiany parametrów krytycznych urządzenia hydraulicznego w czasie (zużycia jego hydraulicznej pary precyzyjnej), w wyniku oddziaływania na parę hydrauliczną tego urządzenia zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej w postaci cząstek twardych. W odniesieniu do pomp hydraulicznych są to relacje między ich wydajnością, zawartością zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej i jej obciążeniem w funkcji czasu jej pracy. W odniesieniu do filtrów jest to zmiana ciśnienia na filtrze w funkcji ilości i rodzaju zatrzymanych zanieczyszczeń. W odniesieniu do zaworów hydraulicznych (np. nadmiarowych) jest to ciśnienie otwarcia i ciśnienie utrzymywane na zaworze oraz jego stabilność w funkcji czasu działania zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej.

Zmianę wydajności pompy hydraulicznej w czasie, wynikającą z procesu zużywania się hydraulicznej pary nurnikowej, można opisać poniższym wzorem:

$$\frac{dQ(t)}{dt} = -\Gamma(z) \frac{dN(t)}{dt}, \quad (5.91)$$

gdzie:

Q – wydajność pompy hydraulicznej,

$\Gamma(z)$ – współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia nurnikowej pary hydraulicznej pompy,

N – liczba cząstek o wymiarach z przedziału z znajdujących się w objętości cieczy hydraulicznej napędu hydraulicznego.

Zmianę natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych hydraulicznego zaworu rozdzielczego, wynikającą z procesu zużywania się rozdzielczej pary hydraulicznej, można opisać poniższym wzorem:

$$\frac{dQ_w(t)}{dt} = -\Gamma_{zs}(z) \frac{dN(t)}{dt}, \quad (5.92)$$

gdzie:

Q_w – natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych hydraulicznego zaworu rozdzielczego,

$\Gamma_{zs}(z)$ – współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia rozdzielczej pary suwakowej zaworu.

Nieutrzymywanie zadanego ciśnienia na zaworze regulacyjnym, wynikające z procesu zużywania się regulacyjnej pary hydraulicznej, można opisać poniższym wzorem:

$$\frac{dp(t)}{dt} = -\Gamma_{zr}(z) \frac{dN(t)}{dt}, \quad (5.93)$$

gdzie:

$p(t)$ – ciśnienie na regulacyjnym zaworze hydraulicznym, przez który przepływa ciecz hydrauliczna o stałym natężeniu przepływu,

$\Gamma_{zr}(z)$ – współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia regulacyjnej pary hydraulicznej zaworu.

Zmianę przepustowości filtra hydraulicznego, wynikającą z procesu zatykania wkładu filtracyjnego, można opisać poniższym wzorem:

$$\frac{dR}{dV_p} = k \cdot R^\gamma \quad (5.94)$$

gdzie:

R – opór hydrauliczny przegrody filtracyjnej,

V – objętość cieczy hydraulicznej przefiltrowanej,

k – współczynnik zmian oporu przegrody filtracyjnej,

Γ – współczynnik zależny od typu filtra ($0 \leq \gamma \leq 2$).

5.6.1. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej tłoczkowych par hydraulicznych pomp hydraulicznych

Współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia $\Gamma(z)$ tłoczkowej pary hydraulicznej zawarty w (3.91) zależy od odporności tej pary na zużycie określone współczynnikiem zużycia α oraz od rozmiarów i koncentracji cząstek twardych w cieczy hydraulicznej. Można to zapisać następująco:

$$\Gamma(z) = \alpha \cdot z(t) \quad (5.95)$$

gdzie:

α – współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na tłoczkową parę hydrauliczną,

$z(t)$ – koncentracja zanieczyszczeń w napędzie hydraulicznym.

Napędy hydrostatyczne pracują w zamkniętym obiegu cieczy hydraulicznej, w związku z czym, jeśli w cieczy znajduje się lub zostanie do niej wprowadzona pewna ilość zanieczyszczeń o koncentracji początkowej N_0 w danym przedziale wymiarowym i , to pod wpływem działania destrukcyjnego pompy hydraulicznej nastąpi niszczenie cząstek zgodnie z równaniem:

$$z(t) = z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \quad (5.96)$$

gdzie:

z – początkowa koncentracja zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej,

T – stała czasowa procesu destrukcji cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej.

Podstawiając zależności (5.95) i (5.96) do równania (5.91), otrzymujemy zmodyfikowane równanie opisujące zmianę wartości wydajności pompy hydraulicznej Q w czasie:

$$\frac{dQ(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot \frac{dN(t)}{dt} \quad (5.97)$$

Zmianę wartości wydajności pompy hydraulicznej można wyznaczyć z zasady zachowania masy. Równanie to zapisujemy w postaci:

$$Q = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (5.98)$$

gdzie:

$\frac{dV}{dt}$ – zmiana objętości wynikająca ze zmiany wymiarów geometrycznych,

$\frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt}$ – zmiana objętości wywołana ściśliwością cieczy hydraulicznej,

V – objętość cieczy hydraulicznej,

ρ – gęstość cieczy hydraulicznej.

W związku z tym, że przepływ wywołany ściśliwością cieczy hydraulicznej jest nieznaczny w porównaniu do przepływu wywołanego zmianą objętości, w dalszych rozważaniach składnik ten się pomija. Tak więc równanie bilansu przepływu cieczy hydraulicznej przez pompę hydrauliczną można zapisać w postaci:

$$Q(t) = \frac{dV}{dt} \quad (5.99)$$

Z definicji koncentracji zanieczyszczeń wynika następująca zależność:

$$z(t) = \frac{N(T)}{V(T)} \quad (5.100)$$

gdzie:

$N(T)$ – liczba cząstek w objętości cieczy hydraulicznej znajdującej się w napędzie hydraulicznym,

$V(T)$ – objętość zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej znajdującej się w napędzie hydraulicznym.

Uwzględniając zależność (5.100), można zapisać:

$$\frac{dN(t)}{dt} = z(t) \frac{dV(t)}{dt}. \quad (5.101)$$

Podstawiając zależność (5.96) do równania (5.101), otrzymujemy:

$$\frac{dN(t)}{dt} = z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot \frac{dV(t)}{dt}. \quad (5.102)$$

Podstawiając równanie (5.99) do równania (5.102), otrzymamy:

$$\frac{dQ(t)}{dt} = z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot Q(t). \quad (5.103)$$

Ostatecznie równanie opisujące szybkość zmiany wydajności pompy hydraulicznej Q przyjmuje postać:

$$\frac{dQ(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{2t}{T}} \cdot Q(t). \quad (5.104)$$

Po rozdzieleniu zmiennych równanie (5.104) można przekształcić do postaci:

$$\int_{Q_0}^{Q(t)} \frac{dQ_w(t)}{Q_w(t)} = - \int_0^t \alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{2t}{T}} dt. \quad (5.105)$$

gdzie: Q_0 – wartość początkowa wydajności nurnikowej pompy hydraulicznej.

W wyniku całkowania równania (5.105) i po pominięciu, dla dużych wartości czasu t , składnika $\left(1 - e^{-\frac{2t}{T}}\right)$ otrzymujemy wzór na wydajność nurnikowej pompy hydraulicznej:

$$Q(t) = Q_0 \cdot \exp\left[-\frac{\alpha \cdot T \cdot z^2}{2}\right], \quad (5.106)$$

lub

$$\frac{Q(t)}{Q_0} = \exp\left[-\frac{\alpha \cdot T \cdot z^2}{2}\right]. \quad (5.107)$$

gdzie:

$Q(t)$ – wydajność tłoczkowej pompy hydraulicznej po czasie t ,

Q_0 – początkowa wartość wydajności tłoczkowej pompy hydraulicznej.

W aspekcie praktycznym wrażliwość zanieczyszczeniowa tłoczkowej pompy hydraulicznej badana jest nie dla wybranych przedziałów wymiarowych cząstek, lecz dla wybranych klas czystości cieczy hydraulicznej. Wygodniej jest więc posługiwać się numerem klasy czystości cieczy hydraulicznej K niż koncentracją zanieczyszczeń z w danym przedziale wymiarowym. Zależność między koncentracją zanieczyszczeń z w danym przedziale wymiarowym a numerem klasy czystości cieczy hydraulicznej K ma postać:

$$z = 2^{K+1} \cdot \frac{M}{V} \quad \left[\frac{\text{liczba cząstek}}{\text{jednostka objętości}} \right] \quad (5.108)$$

gdzie:

K – klasa czystości cieczy hydraulicznej zgodnie z przyjętą normą,

M – liczba cząstek w 100 cm³ cieczy hydraulicznej dla zerowego numeru klasy czystości przyjętej normy,

V – objętość zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej.

Z równania (5.107) można wyznaczyć współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na tłoczkową parę hydrauliczną o postaci:

$$\alpha = -\frac{2}{z^2 \cdot T} \cdot \ln \frac{Q}{Q_0} = \frac{2}{z^2 \cdot T} \cdot \ln \frac{Q_0}{Q}. \quad (5.109)$$

Wykorzystując zależności (5.108) i (5.109), uzyskuje się zależność na współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej $\Gamma(z)$ tłoczkowej pompy hydraulicznej o postaci:

$$\Gamma(z) = \frac{V}{z^{K \cdot T \cdot M}} \cdot \ln \frac{Q_0}{Q}. \quad (5.110)$$

5.6.2. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej rozdzielczych par suwakowych

Współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia $\Gamma_{zs}(z)$ rozdzielczych par suwakowych zawarty w (5.92), podobnie jak w przypadku tłoczkowych par hydraulicznych, zależy od odporności tej pary na zużycie określone współczynnikiem zużycia α oraz od rozmiarów i koncentracji cząstek twardych w cieczy hydraulicznej. Można to opisać jak w (5.95), przy czym α jest współczynnikiem zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na suwakową parę hydrauliczną.

Zmianę wartości natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych przez suwakową rozdzielczą parę hydrauliczną Q_w w czasie opisuje równanie:

$$\frac{dQ_w(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot \frac{dN(t)}{dt}. \quad (5.111)$$

Równanie bilansu natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych przez hydrauliczny zawór rozdzielczy można zapisać w postaci:

$$Q_w(t) = \frac{dV}{dt}. \quad (5.112)$$

Z definicji koncentracji zanieczyszczeń (5.100) w powiązaniu z zależnościami (5.101) i (5.102) wynika następujący wzór:

$$\frac{dN(t)}{dt} = z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot Q_w(t). \quad (5.113)$$

Ostatecznie wzór opisujący szybkość zmiany natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych Q_w przez hydrauliczny zawór rozdzielczy przyjmuje postać:

$$\frac{dQ_w(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{2t}{T}} \cdot Q_w(t). \quad (5.114)$$

Po rozdzieleniu zmiennych wzór (5.114) można przekształcić do postaci:

$$\int_{Q_{w0}}^{Q_w(t)} \frac{dQ_w(t)}{Q_w(t)} = - \int_0^t \alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{2t}{T}} dt. \quad (5.115)$$

gdzie Q_{w0} jest wartością początkową natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych hydraulicznego zaworu rozdzielczego.

W wyniku całkowania równania (5.115) i po pominięciu, dla dużych wartości czasu t , składnika $\left(1 - e^{-\frac{2t}{T}}\right)$ otrzymujemy wzór na natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych hydraulicznego zaworu rozdzielczego:

$$Q_w(t) = Q_{w0} \cdot \exp\left[-\frac{\alpha \cdot T \cdot z^2}{2}\right]. \quad (5.116)$$

gdzie:

$Q_w(t)$ – natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych hydraulicznego zaworu rozdzielczego po czasie t ,

Q_{w0} – wartość początkowa natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych hydraulicznego zaworu rozdzielczego.

Podobnie jak dla tłoczkowych par hydraulicznych wrażliwość zanieczyszczeniowa dla suwakowych par hydraulicznych badana jest nie dla wybranych przedziałów wymiarowych cząstek, lecz dla wybranych klas czystości cieczy hydraulicznej. I w tym przypadku posłużymy się numerem klasy czystości cieczy hydraulicznej K . Zależność między koncentracją zanieczyszczeń z w danym przedziale wymiarowym a numerem klasy czystości cieczy hydraulicznej K opisano zależnością (5.108).

Ze wzoru (5.116) można wyznaczyć współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na suwakową parę hydrauliczną zaworu rozdzielczego o postaci:

$$\alpha = -\frac{2}{z^2 \cdot T} \cdot \ln \frac{Q_w}{Q_{w0}} = \frac{2}{z^2 \cdot T} \cdot \ln \frac{Q_{w0}}{Q_w} \quad (5.117)$$

Wykorzystując wzory (5.108) i (5.117), uzyskuje się zależność na współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej $\Gamma_{zs}(z)$ suwakowej pary hydraulicznej zaworu rozdzielczego o postaci:

$$\Gamma_{zs}(z) = \frac{V}{2^{K \cdot T \cdot M}} \cdot \ln \frac{Q_{w0}}{Q_w} \quad (5.118)$$

5.6.3. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej regulacyjnych par hydraulicznych

Współczynnik wrażliwości na zanieczyszczenia $\Gamma_{zr}(z)$ regulacyjnych par hydraulicznych zawarty w (5.93), podobnie jak w przypadku tłoczkowych czy rozdzielczych par hydraulicznych, zależy od odporności tej pary na zużycie określone współczynnikiem zużycia α oraz od rozmiarów i koncentracji cząstek twardych w cieczy hydraulicznej. Można to opisać jak w (5.95), przy czym α jest współczynnikiem zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na rozdzielczą parę hydrauliczną.

Zmianę wartości ciśnienia na regulacyjnym zaworze hydraulicznym, przez który przepływa ciecz hydrauliczna o stałym natężeniu przepływu w czasie, opisuje wzór:

$$\frac{dp(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot \frac{dN(t)}{dt} \quad (5.119)$$

Z definicji koncentracji zanieczyszczeń (5.100) w powiązaniu z zależnościami (5.101) i (5.102) wynika następująca zależność:

$$\frac{dN(t)}{dt} = z \cdot e^{-\frac{t}{T}} \cdot Q(t) \quad (5.120)$$

Ostatecznie równanie opisujące szybkość zmiany wartości ciśnienia na regulacyjnym zaworze hydraulicznym, przez który przepływa ciecz hydrauliczna o stałym natężeniu przepływu, przyjmuje postać:

$$\frac{dp(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{2t}{T}} \cdot Q(t) \quad (5.121)$$

Podstawiając do wzoru (5.119) zależność (5.1), otrzymuje się zmodyfikowane równanie opisujące zmianę wartości ciśnienia na regulacyjnym zaworze hydraulicznym w czasie:

$$\frac{dp(t)}{dt} = -\alpha \cdot z \cdot e^{-\frac{2t}{T}} \cdot p(t) \cdot G \quad (5.122)$$

Po rozdzieleniu zmiennych wzór (5.122) można przekształcić do postaci:

$$\int_{p_0}^{p(t)} \frac{dp(t)}{p(t)} = - \int_0^t \alpha \cdot z \cdot G \cdot e^{-\frac{2t}{T}} dt \quad (5.123)$$

gdzie p_0 jest wartością początkową ciśnienia na regulacyjnym zaworze hydraulicznym.

W wyniku całkowania równania (5.123) i po pominięciu, dla dużych wartości czasu t , składnika $\left(1 - e^{-\frac{2t}{T}}\right)$ otrzymuje się zależność na ciśnienie na regulacyjnym zaworze hydraulicznym, przez który przepływa ciecz hydrauliczna o stałym natężeniu przepływu:

$$p(t) = p_0 \cdot \exp\left[-\frac{\alpha \cdot T \cdot G \cdot z^2}{2}\right] \quad (5.124)$$

Podobnie jak dla tłoczkowych par hydraulicznych wrażliwość zanieczyszczeniowa dla regulacyjnych par hydraulicznych badana jest nie dla wybranych przedziałów wymiarowych cząstek, lecz dla wybranych klas czystości cieczy hydraulicznej. I w tym przypadku posłużymy się numerem klasy czystości cieczy hydraulicznej K . Zależność między koncentracją zanieczyszczeń z w danym przedziale wymiarowym a numerem klasy czystości cieczy hydraulicznej K opisano zależnością (5.108).

Ze wzoru (5.118) można wyznaczyć współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na regulacyjną parę hydrauliczną zaworu o postaci:

$$\alpha = -\frac{2}{z^2 \cdot G \cdot T} \cdot \ln \frac{p}{p_0} = \frac{2}{z^2 \cdot G \cdot T} \cdot \ln \frac{p_0}{p} \quad (5.125)$$

Wykorzystując wzory (5.118) i (5.125), uzyskujemy zależność na współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej $\Gamma_{zr}(z)$ regulacyjnej pary hydraulicznej zaworu o postaci:

$$\Gamma_{zr}(z) = \frac{V}{2^K \cdot T \cdot G \cdot M} \cdot \ln \frac{p_0}{p} \quad (5.126)$$

5.6.4. Modelowanie wrażliwości zanieczyszczeniowej filtra hydraulicznego

Wrażliwość zanieczyszczeniowa wkładu filtracyjnego filtra hydraulicznego polega na nadmiernym wzroście oporów przepływu manifestujących się powiększonym spadkiem ciśnienia na wkładzie.

W warunkach stałego natężenia przepływu cieczy zanieczyszczonej można wprowadzić równanie wiążące spadek ciśnienia Δp na filtrze w zależności od wagi wprowadzonych zanieczyszczeń G_{zf} [150]:

- przy stopniowym blokowaniu porów wkładu filtracyjnego:

$$\Delta p = a + \frac{b}{(1 - c \cdot G_{zf})^2}, \quad (5.127)$$

- z całkowitym blokowaniem porów wkładu filtracyjnego:

$$\Delta p = a + \frac{b}{1 - c \cdot G_{zf}}, \quad (5.128)$$

- w typie pośrednim:

$$\Delta p = a + b \cdot \exp(c \cdot G_{zf}), \quad (5.129)$$

gdzie:

- a – współczynnik charakteryzujący stałe opory wkładu filtracyjnego filtra niezależnie od zanieczyszczeń,
- b – współczynnik zależny od powierzchni wkładu filtracyjnego filtra oraz jej struktury,
- c – współczynnik zależny od powierzchni wkładu filtracyjnego filtra i jego wrażliwości na zanieczyszczenia o określonym rozkładzie wymiarowym i masowym.

Jeśli filtracja zachodzi ze stopniowym lub całkowitym blokowaniem porów materiału filtracyjnego, wtedy współczynnik c jest odwrotnością maksymalnej pojemności zanieczyszczeniowej filtru $c = G_{zfmax}^{-1}$, tj. takiej ilości zanieczyszczeń, która całkowicie uniemożliwi przepływ cieczy przez filtr. Powyższe równania uzasadniają możliwość diagnozowania stanu wkładu filtracyjnego w oparciu o pomiar spadku ciśnienia na tym wkładzie. Trwałość wkładu filtracyjnego wyznaczyć można dla stałych koncentracji zanieczyszczeń N i natężeniu przepływu Q z zależności:

$$T_{max} = \frac{G_{zfmax}}{N \cdot Q} \quad (5.130)$$

5.6.5. Przykład szacowania wrażliwości zanieczyszczeniowej tłoczkowej pompy hydraulicznej

W celu wyznaczenia współczynnika wrażliwości zanieczyszczeniowej tłoczkowej pompy hydraulicznej, zgodnie z zależnością (5.110), należy wyznaczyć doświadczalnie stałą czasową destrukcji cząstek T dla danego przedziału wymiarów cząstek. W tym celu przeprowadzono badania testowe polegające na wytwarzaniu przez tłoczkową pompę hydrauliczną typu NP-34M-1T przepływu cieczy hydraulicznej z proszkiem testowym, z danego przedziału wymiarów cząstek, oraz periodycznym pomiarze wydajności tej pompy w czasie badań. W teście wykorzystywano proszek testowy AC. Koncentracja proszku w cieczy roboczej była tak dobrana, aby

liczba cząstek z danych przedziałów wymiarowych była zgodna z normą NAS 1638 [83]. Schemat stanowiska badawczego z podziałem na zespoły i człony funkcjonalne przedstawiono na rys. 4.32, a ich opis w pkt. 4.2.2.5.

Badania realizowano dla klas czystości cieczy roboczej wg NAS 1638 od 8 do 12. Badania testowe prowadzono do uzyskania dla danej klasy czystości cieczy hydraulicznej wydajności pompy NP-34M-1 wynoszącej $Q_w/Q_{w_0} = 0,7$. Wykorzystując dane z badań testowych oraz zależność:

$$T = -\frac{t}{\ln \frac{Q_w(t)}{Q_{w_0}}} = \frac{t}{\ln \frac{Q_{w_0}}{Q_w}},$$

obliczamy czas destrukcji cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej T . Na bazie pojedynczych pomiarów można obliczyć stałą czasową jako średnią z j pomiarów wartości wydajności pompy hydraulicznej, tj. $T = \frac{\sum T_j}{j}$. Wyniki obliczeń czasu

destrukcji cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej dla klas czystości cieczy wg NAS 1638 od 8 do 12 przedstawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5.1

Czas destrukcji cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej

	J.m.	Numer klasy czystości cieczy hydraulicznej wg NAS 1638				
		8	9	10	11	12
Czas destrukcji cząstek zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej	[h]	25600	6400	1600	400	100

Przyjmując standaryzację klasy czystości cieczy hydraulicznej wg normy NAS 1638 [83], należy przyjąć, że dla klasy czystości 00 numer klasy czystości będzie wynosił $K = -1$, zaś wzór (5.108) będzie przyjmował następujące postacie dla poszczególnych przedziałów wymiarów cząstek:

- dla wymiarów cząstek 5–15 μm : $z = 2^{K+1} \frac{125}{100}$;
- dla wymiarów cząstek 15–25 μm : $z = 2^{K+1} \frac{22}{100}$;
- dla wymiarów cząstek 25–50 μm : $z = 2^{K+1} \frac{4}{100}$;
- dla wymiarów cząstek 50–100 μm : $z = 2^{K+1} \frac{0,703}{100}$;

$$- \text{ dla wymiarów cząstek } > 100 \mu\text{m}: \quad z = 2^{K+1} \frac{0,125}{100}.$$

Dla wszystkich cząstek większych od $5 \mu\text{m}$ zawartych w objętości 100 cm^3 zależność (5.108) można uogólnić do postaci: $z = 2^{K+1} \frac{152}{100}$ lub zawartych w objętości 1 dm^3 do postaci:

$$z = 1520 \cdot 2^{K+1}.$$

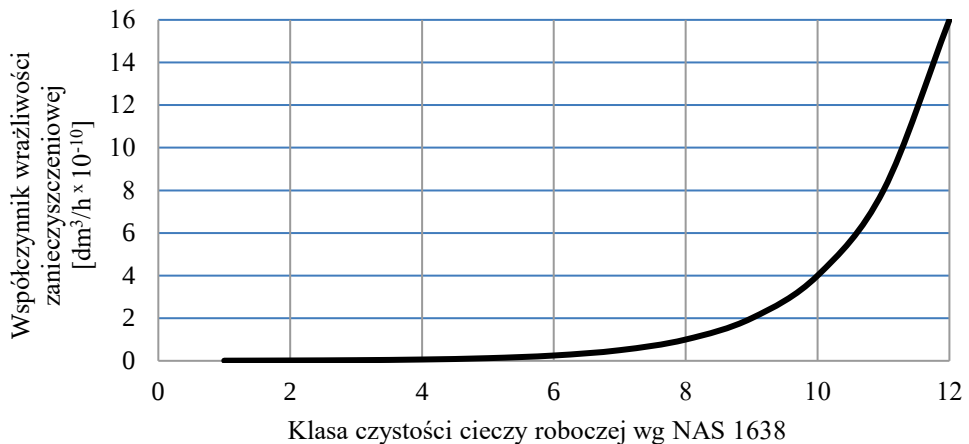
Współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń na tłoczkową parę hydrauliczną pompy będzie miał postać:

$$\alpha = \frac{1}{1520^2 \cdot T \cdot 2^{(2K+1)}},$$

zaś współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej postać:

$$\Gamma(z) = \frac{1}{1520 \cdot T \cdot 2^K}.$$

Zależność współczynnika wrażliwości zanieczyszczeniowej nurnikowej pompy hydraulicznej typu NP-34M-1T, przy jej pracy z cieczą hydrauliczną zawierającą proszek testowy, od klas czystości cieczy roboczej wg NAS 1638 przedstawiono na rys. 5.17.



Rys. 5.17. Zależność współczynnika wrażliwości zanieczyszczeniowej nurnikowej pompy hydraulicznej typu NP-34M-1T od klas czystości cieczy roboczej wg NAS 1638

Z wykresu wynika, że nurnikowa pompa hydrauliczna typu NP-34M-1T jest niewrażliwa na zanieczyszczenia do 6 klasy czystości cieczy hydraulicznej wg NAS 1638. Praca pompy NP-34M-1T z cieczą hydrauliczną powyżej 8 klasy czystości może zmniejszyć jej trwałość i stabilność pracy.

Zaproponowany współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej może być wygodnym parametrem służącym do porównania pomp hydraulicznych i innych zespołów hydraulicznych pracujących w tych samych warunkach. Zaprezentowany model umożliwia wyznaczenie współczynnika zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń α i stałej czasowej destrukcji cząstek T dla danego przedziału wymiarów cząstek. Iloczyn współczynnika zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń α i stałej czasowej destrukcji cząstek T dla danego przedziału wymiarów cząstek umożliwia prognozowanie trwałości pomp hydraulicznych.

SZACOWANIE I MONITOROWANIE TRWAŁOŚCI NAPĘDÓW HYDROSTATYCZNYCH

6.1. Sformułowanie problemu szacowania i monitorowania trwałości urządzeń hydraulicznych

Trwałość napędu hydrostatycznego związana jest z trwałością urządzeń hydraulicznych tworzących jego strukturę. Trwałość urządzenia hydraulicznego jest własnością nadaną w procesie jego projektowania i wytwarzania oraz podtrzymywaną w procesie jego użytkowania i zależy od losowego charakteru własności początkowych nadanych urządzeniu w procesie jego wytwarzania oraz zaawansowania losowych procesów starzenia i zużycia w procesie jego użytkowania. Trwałość urządzenia hydraulicznego jest więc wyznaczana w oparciu o jej szacowanie w fazach projektowania i wytwarzania urządzenia oraz jej estymację w fazie eksploatacji urządzenia. Na wszystkich etapach istnienia urządzenia hydraulicznego, tj. projektowania, wytwarzania i użytkowania, mamy do czynienia z różnego rodzaju przypadkowością. Na etapie projektowania i wytwarzania urządzenia hydraulicznego pojawiają się przypadkowości geometryczno-mechaniczne, zarówno zdeterminowane, jak i niezdedeterminowane, powodujące rozrzut w charakterze procesów dynamicznych w nim zachodzących. W etapie eksploatacji urządzenia hydraulicznego mamy przypadkowość jego stopniowego starzenia i zużywania się w czasie jego pracy pod wpływem różnych czynników fizycznych.

Objawem zmniejszania się zasobu pracy urządzenia hydraulicznego jest przejście mierzalnego kontrolnego parametru hydraulicznego η_i tego urządzenia, należącego do zbioru cech $Y = \{\eta_i\}$, gdzie $i = 1, 2, 3$, ze stanu $x(t)$ w chwili t do stanu $x_1(t)$

w chwili $t_1 > t$. Prawdopodobieństwo zachowania wartości mierzalnego kontrolnego parametru hydraulicznego η_i w obszarze tolerancji $\eta_1 - \Delta \eta_1 < \eta_1 < \eta_1 + \Delta \eta_1$ opisuje zależność [121]:

$$P_u = 1 - \int_{\eta_i - \Delta \eta}^{\eta_i + \Delta \eta} f(\eta_1, t) d\eta_1, \quad (6.1)$$

przy czym $f(\eta_i, t)$ jest funkcją gęstości prawdopodobieństwa zachowania przez parametr kontrolny η_i obszaru tolerancji.

Trwałością urządzenia hydraulicznego jest przekroczenie przez parametr η_i , należący do zbioru cech $Y = \{\eta_i\}$, granicznej wartości tego parametru η_{gr} .

Trwałość urządzeń hydraulicznych można więc wyznaczać dwiema metodami. Pierwszą jest szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego projektowania oraz wytwarzania, w którego wyniku określa się trwałość rozporządzalną. Drugą jest estymacja trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego eksploatacji oparta na przeprowadzanych okresowo pomiarach kontrolnych parametrów hydraulicznych. W jej wyniku określa się trwałość resztkową [125,126].

Obserwacje dokonane podczas długotrwałych prób i badań urządzeń hydraulicznych prowadzą do wniosku, że zmiany ich parametrów wyjściowych, na każdym etapie ich istnienia, mają charakter losowy i rozpatrywane są jako procesy stochastyczne [1,2,5,17,20]. Metody szacowania trwałości urządzeń hydraulicznych oparte na procesach stochastycznych można przypisać do doświadczalno-teoretycznych badań przyspieszonych, gdyż z założenia nie wymagają prowadzenia ich prób do czasu osiągnięcia przez nie stanu granicznego. Metody te wymagają wyznaczenia funkcji rozkładu prawdopodobieństwa danego parametru kontrolnego dla wybranego czasu badań i oparte są na analizie procesu zmiany wartości parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego. W napędach hydrostatycznych występuje silne skorelowanie kontrolnych parametrów hydraulicznych z czasem ich użytkowania [118,132,149]. Zbiór kontrolnych parametrów hydraulicznych otrzymanych z pomiarów, znanych w kolejnych momentach czasu, umożliwia obserwację ich stopniowych zmian, określających swoimi granicznymi stanami trwałość urządzenia hydraulicznego.

W wyniku zwiększania się luzów i uszkodzeń powierzchni hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego tworzą się krytyczne prześwity (drogi przecieku), czemu towarzyszą zmiany przepływu i ciśnienia. Pomiar ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę (luz) między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej jest oparty na zasadzie badania szczelności. Dla wariantu rejestracji zmian ciśnienia, ciecz hydrauliczna pod stałym ciśnieniem jest dostarczana między trące się powierzchnie przez otwór z regulowanym przekrojem. Manometr wskazuje zmiany ciśnienia w urządzeniu hydraulicznym. W miarę zużywania się hydraulicznej pary precyzyjnej szczelina (luz) zwięk-

sza się i następuje spadek ciśnienia rejestrowany przez manometr. Dla wariantu rejestracji natężenia przepływu cieczy hydrauliczna jest dostarczona pod stałym ciśnieniem między trące się powierzchnie. Do przyłącza zlewowego badanego urządzenia hydraulicznego podłączony jest przepływomierz. W miarę zużywania się hydraulicznej pary precyzyjnej szczelina (luz) zwiększa się, co powoduje zmianę natężenia przepływu cieczy hydraulicznej. Przepływ przez szczelinę hydrauliczną rejestrowany jest przepływomierzem. Wielkość natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną odwzorowuje wartość zużycia badanego skojarzenia.

Zmiana wartości kontrolnego parametru hydraulicznego oceniana jest na podstawie analizy ilościowej i jakościowej tej wartości (odchylenia od wartości nominalnej) w czasie badań laboratoryjnych, stanowiskowych i w eksploatacji urządzenia hydraulicznego. Przy tym uwzględnia się, że:

- zmiana wartości parametru kontrolnego opisuje stopniową zmianę stanu technicznego urządzenia,
- parametr kontrolny wektora stanu ma określony przedział, w którym określony jest jego stan zdatności,
- parametr kontrolny ma ustaloną górną dopuszczalną granicę zmian,
- pomiar wartości parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego odbywa się w układzie dyskretnym z krokiem κ , w odstępie czasu Δt ,
- stan techniczny urządzenia hydraulicznego oceniany jest w kategoriach zmian przepływu i ciśnienia jako funkcji zmiany luzów i zużycia hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego.

Szacowanie trwałości rozporządzalnej urządzenia hydraulicznego prowadzi do poszukiwania rozkładów zmiennej losowej, w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa czasu zmiany wartości parametru kontrolnego aż do przekroczenia jego wartości dopuszczalnej. Wartość dopuszczalna parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego jest to taka jego wartość, przy której parametr ten zmierzony w chwili t_1 nie osiągnie do momentu t_2 poziomu dopuszczalnego z prawdopodobieństwem $p(t) \geq p_w$, gdzie p_w jest założonym poziomem prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy zespołu w czasie $\Delta t = t_2 - t_1$.

Sterowanie trwałością resztkową urządzenia hydraulicznego prowadzi do poszukiwania rozkładów zmiennej losowej, w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa czasu zmiany wartości parametru kontrolnego aż do przekroczenia jego wartości granicznej. Wartość graniczna parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego jest to taka jego wartość, po której przekroczeniu w założonym czasie funkcja losowa parametru kontrolnego $\eta(t) > \eta_{gr}$. Przekroczenie wartości granicznej przez parametr kontrolny świadczy o osiągnięciu przez napęd hydrostatyczny kresu jego trwałości.

Na etapie projektowania i wytwarzania urządzenia hydraulicznego wartość dopuszczalna i graniczna jego parametru kontrolnego wyznaczona jest w oparciu

o wartości progowe i korygowana metodą przybliżeń w celu oszacowania przedziału zmienności wartości granicznej tego parametru.

Jeżeli wartość rzeczywista parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego η nie przekracza wartości dopuszczalnych $\eta \leq \eta_{dop}$, to uważa się, że urządzenie to znajduje się w stanie trwałości rozporządzalnej.

Jeżeli wartość dowolnego parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego η przekroczy wartość dopuszczalną η_{dop} , ale nie przekroczy wartości granicznej η_{gr} , tj. $\eta_{dop} \leq \eta \leq \eta_{gr}$, to uważa się, że urządzenie znajduje się w stanie trwałości resztkowej. Osiągnięcie przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego związane jest ze zmianą częstotliwości kontroli, tj. $\Delta\tau = t_2 - t_1$. Wielkość $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ jest związana z częstotliwością kontroli $\Delta\tau = t_2 - t_1$ w taki sposób, aby realizacja procesu zmiany parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego, po przecięciu poziomu dopuszczalnego η_{dop} w przepracowanym czasie $t_1 \leq \tau < t_2$ nie przecięła do chwili t_2 poziomu η_{gr} z prawdopodobieństwem $P(t) \geq P_{bw}$, gdzie P_{bw} jest założonym prawdopodobieństwem bezawaryjnej pracy zespołu w czasie $\Delta\tau$. Jeżeli wartość dowolnego parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego η przekroczy wartość graniczną η_{gr} , tj. $\eta \geq \eta_{gr}$, to urządzenie to osiągnęło swoją trwałość. Zmiana wartości parametrów kontrolnych urządzenia hydraulicznego jest procesem losowym $\eta(t)$ przebiegającym pod oddziaływaniem szerokiego widma czynników eksploatacyjnych. Najprostszą charakterystyką funkcji losowej jest jednowymiarowa funkcja gęstości rozkładu $f(\eta, t)$, która charakteryzuje rozkład funkcji losowej $\eta(t)$ w dowolnym momencie czasu t . Przy założeniu, że realizacje procesu losowego zmieniają się w czasie monotonicznie, tj. są rosnące, znana jest funkcja gęstości rozkładu $f(\eta, t)$ w dowolnym ustalonym momencie czasu i opisane są zależności między wartościami funkcji losowej w różnych momentach czasu t .

Do opisu metod szacowania i sterowania trwałością urządzeń hydraulicznych przyjmuje się następujące założenia:

- 1) Zmiany wartości parametru kontrolnego urządzeń hydraulicznych przebiegają nieprzerwanie w czasie i zachodzą w wyniku procesów zużycia hydraulicznych par precyzyjnych tych urządzeń.
- 2) Zmiana wybranego parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego η jest procesem losowym $\eta(t)$ przebiegającym pod oddziaływaniem szerokiego widma czynników eksploatacyjnych.
- 3) Z badań stanowiskowych lub eksploatacyjnych urządzeń hydraulicznych pozyskano dane umożliwiające formalny opis procesu losowego.
- 4) Na etapie projektowania określono wartość poziomu dopuszczalnego η_{dop} i granicznego η_{gr} wybranych parametrów kontrolnych urządzenia hydraulicznego $\eta(t)$. Wartość dopuszczalna i graniczna parametru kontrolnego nie ulega zmianie w czasie całego życia urządzenia hydraulicznego i stanowi nieprzekraczalne kryterium odniesienia.

6.2. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego projektowania i wytwarzania

6.2.1. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniające losowe procesy zużycia i starzenia – podstawy teoretyczne

Do prognozowania trwałości urządzenia hydraulicznego można wykorzystać modele (patrz rozdz. 1), w których losowe zjawiska (procesy) jego zużycia i starzenia opisuje się stochastycznym równaniem różniczkowym. Jednym z nich jest model, w którym wzór na prędkość zmiany parametru kontrolnego – w przypadku gdy zużycie hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego jest dowolnym procesem losowym – sprowadza się do postaci stochastycznego równania różniczkowego z małym parametrem [121]:

$$\frac{d\eta}{dt} = \varepsilon \cdot \Theta(\eta, \sigma_t, t), \quad (6.2)$$

gdzie:

ε – mały parametr potrzebny do analizy zbieżności w tej metodzie,

σ_t – proces losowy mierzalnego parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego,

Θ – dowolna funkcja,

H – mierzalny parametr kontrolny urządzenia hydraulicznego,

T – czas pracy urządzenia hydraulicznego.

Równanie (6.2) można przekształcić do równania różniczkowego cząstkowego opisującego chwilową zmianę funkcji gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego, będącego uogólnionym równaniem Fokkera-Plancka. Funkcja gęstości prawdopodobieństwa umożliwia wyznaczenie prawdopodobieństwa tego, że bieżąca wartość parametru kontrolnego nie przekroczy wartości dopuszczalnej po czasie t podczas eksploatacji, co zapisujemy następująco:

$$P(\eta < \eta_{dop}; t) = \int_0^{\eta_{dop}} g(\eta, t/\eta_0) d\eta, \quad (6.3)$$

i czas pierwszego przejścia bieżącej wartości parametru kontrolnego przez wartość dopuszczalną:

$$P(\eta > \eta_{dop}; t) = \int_{\eta_{dop}}^0 g(\eta, t/\eta_0) d\eta. \quad (6.4)$$

Prędkość zmiany wartości parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego jest stopniem degradacji tego parametru i może być traktowana jako zmienna losowa. Prędkość zmiany wartości parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego ma postać [121]:

$$\frac{d\eta}{dt} = \varepsilon \cdot \alpha_t \cdot z^{\beta+2} \cdot \eta^{\beta+1}, \quad (6.5)$$

gdzie:

α_t – losowy współczynnik zużycia hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego w danych warunkach pracy (patrz wzór (6.35)),

ε – współczynnik odporności na zużycie materiału hydraulicznej pary precyzyjnej (patrz tabela 4.8),

Z – koncentracja zanieczyszczeń zawartych w cieczy roboczej,

B – współczynnik zmienności przepływu zdefiniowany jako stosunek natężenia przepływu cieczy roboczej zawierającej zanieczyszczenia do teoretycznej wartości przepływu ($\beta = 0,2 - 0,6$),

T – czas pracy urządzenia hydraulicznego.

Opis szybkości zmiany wartości parametru kontrolnego oparto na zależności różniczkowej wiążącej poziom zużycia hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego, odporność hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego na procesy ich zużycia i starzenia, wartość zmiany parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego i czas pracy tego urządzenia. Model ten wymaga sprowadzenia wzoru na prędkość zmiany parametru kontrolnego (6.5) do równania (6.2). Do zależności (6.5) wprowadza się funkcję $\Gamma(\eta, t)$ o następującej postaci:

$$\Gamma(\eta, t) = \alpha_t \cdot z^{\beta+2} \cdot \eta^{\beta+1}, \quad (6.6)$$

Podstawiając zależność (6.6) do (6.5), wzór na prędkość zmiany parametru kontrolnego zapiszemy w postaci stochastycznego równania różniczkowego z małym parametrem:

$$\frac{d\eta}{dt} = \varepsilon \cdot \Gamma(\eta, t), \quad (6.7)$$

przyjmując, że w chwili początkowej wartość mierzalnego parametru kontrolnego będzie $\eta(t_0) = \eta_0$.

W dalszych rozważaniach wprowadza się pojęcie przyrostu procesu w postaci:

$$\Psi(\eta_0) = \Psi(\eta_0, t_0, t) = \eta(t) - \eta(t_0) = \eta(t) - \eta_0, \quad (6.8)$$

Przyrost ten rozkłada się w szereg względem potęg małego parametru ε występującego w równaniu (6.7):

$$\Psi(\eta_0) = \varepsilon \cdot \Psi_1(\eta_0) + \varepsilon^2 \cdot \Psi_2(\eta_0) + \varepsilon^3 \cdot \Psi_3(\eta_0) + \dots, \quad (6.9)$$

Wykorzystując równania (6.7) i (6.9), otrzymujemy zależność, którą można rozwinąć w szereg Taylora wokół η_0 . W wyniku dokonania przekształceń matematycznych otrzymano:

$$\begin{aligned} & \varepsilon \cdot \frac{\partial \Psi_1}{\partial t}(\eta_0) + \varepsilon^2 \cdot \frac{\partial \Psi_2}{\partial t}(\eta_0) + \varepsilon^3 \cdot \frac{\partial \Psi_3}{\partial t}(\eta_0) + \dots = \\ & = \varepsilon \cdot \Gamma(\eta_0) + \varepsilon \cdot \frac{\partial \Gamma(\eta_0)}{\partial \eta} [\varepsilon \cdot \Psi_1(\eta_0) + \varepsilon^2 \cdot \Psi_2(\eta_0) + \dots] + \\ & + \frac{\varepsilon}{2} \cdot \frac{\partial^2 \Gamma(\eta_0)}{\partial \eta^2} [\varepsilon \cdot \Psi_1(\eta_0) + \varepsilon^2 \cdot \Psi_2(\eta_0) + \dots]^2 + \dots \quad (6.10) \\ & = \varepsilon \cdot \Gamma(\eta_0) + \varepsilon^2 \cdot \frac{\partial \Gamma(\eta_0)}{\partial \eta} \cdot \Psi_1(\eta_0) + \varepsilon^3 \cdot \frac{\partial \Gamma(\eta_0)}{\partial \eta} \cdot \Psi_2(\eta_0) \\ & + \dots + \frac{\varepsilon^2}{2} \cdot \frac{\partial^2 \Gamma(\eta_0)}{\partial \eta^2} \cdot \Psi_1^2(\eta_0). \end{aligned}$$

Porównując wyrażenia przy tych samych potęgach ε w równaniu (6.10) ułożono układ równań:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Psi_1}{\partial t}(\eta_0) = \Gamma(\eta_0), \\ \frac{\partial \Psi_2}{\partial t}(\eta_0) = \frac{\partial \Gamma}{\partial \eta}(\eta_0) \cdot \Psi_1(\eta_0), \\ \frac{\partial \Psi_3}{\partial t}(\eta_0) = \frac{\partial \Gamma}{\partial \eta}(\eta_0) \cdot \Psi_2(\eta_0) + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \Gamma}{\partial \eta^2} \cdot \Psi_1^2(\eta_0). \end{cases} \quad (6.11)$$

Rozwiązanie równania różniczkowego znajduje się w postaci szeregu potęgowego małego parametru ε . Współczynnikami tych potęg są pewne funkcje zmiennej niezależnej przyrostu procesu destrukcji (zużycia i starzenia). Wyznaczone przyrosty procesu $\psi(\eta_0)$ wynoszą:

$$\begin{cases} \Psi_1(\eta_0) = \alpha_t \cdot z_0^{\beta+2} \cdot \eta^{\beta+1} \cdot (t + t_0), \\ \Psi_2(\eta_0) = \frac{\beta+1}{2} \cdot \alpha_t^2 \cdot z_0^{2(\beta+2)} \cdot \eta^{2(\beta+1)} \cdot (t + t_0)^2, \\ \Psi_3(\eta_0) = \frac{\beta+1}{4} \cdot \alpha_t^4 \cdot z_0^{4(\beta+2)} \cdot \eta^{4(\beta+1)} \cdot (t + t_0)^4. \end{cases} \quad (6.12)$$

Dla rozpatrywanego procesu wprowadzono funkcję charakterystyczną, która przyjmuje postać:

$$\emptyset(\gamma, t) = E[e^{i\gamma \cdot \Psi(\eta_0)}] = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{i\gamma \cdot \Psi(\eta_0)} g[\Psi(\eta_0), t] d\Psi(\eta_0). \quad (6.13)$$

Funkcję gęstości prawdopodobieństwa mierzalnego parametru kontrolnego określamy, dokonując przekształcenia odwrotnego funkcji charakterystycznej:

$$g(\eta, N/\eta_0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-i\gamma \cdot \Psi(\eta_0)} E[e^{i\gamma \cdot \Psi(\eta_0)}] d\gamma. \quad (6.14)$$

Przy założeniu, że proces losowy stanowi biały szum o stałej gęstości widmowej (proces jest zbieżny do funkcji Diracka), dokonuje się rozwinięcia w szereg potęgowy wyrażenia $E[e^{i\gamma \cdot \Psi(\eta_0)}] d\gamma$. Równanie różniczkowe cząstkowe opisujące chwilową zmianę funkcji gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego, będące uogólnionym równaniem Fokkera-Plancka, ma postać:

$$\begin{aligned} \frac{dg}{dt} = & -A(t) \frac{\partial}{\partial \eta} [\eta^{\beta+1} \cdot g] - \frac{\beta+1}{2} B(t) \frac{\partial}{\partial \eta} [\eta^{2(\beta+1)} \cdot g] + \\ & + \frac{1}{2} B(t) \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} [\eta^{2(\beta+1)} \cdot g], \end{aligned} \quad (6.15)$$

gdzie:

$$A(t) = \varepsilon \cdot E[\alpha_t \cdot z_t^{\beta+2}];$$

$$B(t) = 2\varepsilon^2 \int_{-\infty}^0 \left\{ E[\alpha_t z_t^{\beta+2}] [\alpha_{t+t'} \cdot z_{t+t'}^{\beta+2}] - E[\alpha_t z_t^{\beta+2}] \cdot E[\alpha_{t+t'} \cdot z_{t+t'}^{\beta+2}] \right\} dt'.$$

$E[\bullet]$ oznacza, że operator przyjmuje wartość oczekiwaną zmiennych losowych.

Rozwiązaniem równania różniczkowego cząstkowego, opisującego chwilową zmianę funkcji gęstości prawdopodobieństwa zmiany parametru kontrolnego, jest funkcja o dystrybucanie standaryzowanego rozkładu normalnego o postaci:

$$P(\eta, t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^y \exp\left(-\frac{y^2}{2}\right) dy, \quad (6.16)$$

gdzie y jest standaryzowanym parametrem kontrolnym o postaci:

$$y = \frac{\eta^{-\beta} - \beta \int_0^t A(t') dt'}{\beta \cdot \sqrt{\int_0^t B(t') dt'}}. \quad (6.17)$$

Standaryzacja zmiennej losowej, jaką jest wartość parametru kontrolnego (np. natężenie przepływu, przeciek wewnętrzny, maksymalne ciśnienie itp.), wynika z faktu, że tablice rozkładu normalnego są sporządzone dla wartości przeciętnej równej zero i wariancji równej jedności.

Funkcja gęstości prawdopodobieństwa zmian parametru kontrolnego rozwiązująca równanie różniczkowe cząstkowe (6.15) ma postać:

$$g(\eta, t/\eta_0) = \frac{(\eta_0^{-(\beta+1)} - \eta^{-(\beta+1)})}{2\pi \cdot \sqrt{\int_0^t B(t')dt'}} \cdot \exp \left\{ - \frac{\left[(\eta_0^{-\beta} - \eta^{-\beta}) - \beta \int_0^t A(t')dt' \right]^2}{2\beta \int_0^t B(t')dt'} \right\}. \quad (6.18)$$

Dla wykorzystania funkcji gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego (6.18) do obliczeń trwałości wyznacza się jej współczynniki $A(t)$ i $B(t)$. Współczynniki te wyznacza się, wykorzystując funkcję wiarygodności i dane z rzeczywistego przebiegu wartości parametru kontrolnego w funkcji czasu pracy. Zakłada się tu, że przebieg zmiany parametru kontrolnego łączy w sobie pełną probabilistyczną charakterystykę odporności hydraulicznych par precyzyjnych urządzenia hydraulicznego na procesy zużycia i starzenia. Funkcja wiarygodności jest funkcją nieznanymi parametrów przy ustalonym wyniku doświadczenia i jest iloczynem funkcji gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego, tj.:

$$L = g(\eta_1, t_1/\eta_0) \cdot g(\eta_2, t_2/\eta_1) \cdot \dots \cdot g(\eta_n, t_n/\eta_{n-1}). \quad (6.19)$$

Uważając wartości parametru kontrolnego w funkcji czasu za dane, rozpatruje się funkcję wiarygodności L jako funkcję nieznanymi parametrów $A(t)$, $B(t)$ funkcji gęstości. Estymatory największej wiarygodności wyznacza się z równań:

$$\begin{cases} \frac{\partial \ln L}{\partial A(t)} = 0, \\ \frac{\partial \ln L}{\partial B(t)} = 0. \end{cases} \quad (6.20)$$

Współczynniki $A(t)$ i $B(t)$ przyjmują postać:

$$A_{sr} = \frac{\eta_0^{-\beta} - \eta_n^{-\beta}}{\beta \cdot t_n}, \quad (6.21)$$

$$B_{\dot{s}r} = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} \frac{\left[\left(\eta_k^{-\beta} - \eta_{k+1}^{-\beta} \right) - \beta \cdot A_{\dot{s}r} \cdot (t_{k+1} - t_k) \right]^2}{\beta^2 \cdot (t_{k+1} - t_k)}.$$

$A_{\dot{s}r}$ – pierwszy moment zmiany parametru kontrolnego na jednostkę czasu, czyli losowa prędkość zmiany parametru kontrolnego,

$B_{\dot{s}r}$ – drugi moment zmiany parametru kontrolnego na jednostkę czasu, czyli miara rozrzutu parametru kontrolnego wokół wartości średniej.

Funkcja gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego z oszacowanymi parametrami rozkładu ma postać:

$$g(\eta, t / \eta_0) = \frac{(\eta_0^{-(\beta+1)} - \eta^{-(\beta+1)})}{\sqrt{2\pi \cdot B_{\dot{s}r} \cdot t}} \cdot \exp \left\{ - \frac{\left[(\eta_0^{-\beta} - \eta^{-\beta}) - \beta \cdot A_{\dot{s}r} \cdot t \right]^2}{2\beta^2 \cdot B_{\dot{s}r} \cdot t} \right\}. \quad (6.22)$$

W praktycznych obliczeniach trwałości urządzeń hydraulicznych przy oddziaływaniach na nie procesów losowych zakłada się, że w okresie przewidywanej trwałości ryzyko osiągnięcia przez urządzenie kresu trwałości będzie równe zero. Warunek ten będzie spełniony, jeżeli:

- 1) ryzyko osiągnięcia kresu trwałości urządzenia hydraulicznego zakładane przy wyznaczaniu granicznej wartości parametru kontrolnego będzie równe zero,
- 2) prawdopodobieństwo przekroczenia granicznej wartości parametru kontrolnego w czasie badań będzie równe zero.

Dla oszacowania trwałości rozporządzalnej urządzenia hydraulicznego należy znaleźć funkcję gęstości rozkładu czasu pierwszego przejścia parametru kontrolnego poza wartość dopuszczalną. Funkcja gęstości czasu przejścia wartości parametru kontrolnego przez jego wartość dopuszczalną będzie miała postać:

$$g(\eta_{dop}, t / \eta_0) = \frac{(\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta}) + \beta \cdot A_{\dot{s}r} \cdot t}{2t} \cdot \frac{(\eta_0^{-(\beta+1)} - \eta_{dop}^{-(\beta+1)})}{\sqrt{2\pi \cdot B_{\dot{s}r} \cdot t}} \cdot \exp \left\{ - \frac{\left[(\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta}) - \beta \cdot A_{\dot{s}r} \cdot t \right]^2}{2\beta^2 \cdot B_{\dot{s}r} \cdot t} \right\}. \quad (6.23)$$

gdzie $A_{\dot{s}r}$ i $B_{\dot{s}r}$ są współczynnikami określonymi z zależności (6.21).

Zmiana parametru kontrolnego, przy przyjętej interpretacji zużycia hydraulicznej pary precyzyjnej, przedstawia sobą gaussowski ciągły proces z niezależnymi przyrostami, należący do tzw. dyfuzyjnych procesów markowskich. Rozkład całkowity trwałości dla tego typu procesu wyraża się przez funkcję Laplace'a $\Phi(\gamma)$ zależnością:

$$P(T) = \Phi\left(\frac{\beta \cdot A_{sr} \cdot t - (\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta})}{\sqrt{\beta^2 \cdot B_{sr} \cdot t}}\right). \quad (6.24)$$

Stąd:

$$\frac{\beta \cdot A_{sr} \cdot t - (\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta})}{\sqrt{\beta^2 \cdot B_{sr} \cdot t}} = \gamma. \quad (6.25)$$

W zależności (6.25) wszystkie stałe są znane. Rozwiązując równanie (6.25) względem t , otrzymamy taką wartość T , dla której parametr kontrolny przekroczy wartość dopuszczalną. Z tablic rozkładu normalnego standaryzowanego odczytujemy wartość γ . Wzór na trwałość urządzenia hydraulicznego ma postać:

$$T = \frac{\beta^2 \cdot \gamma^2 \cdot B_{sr} + 2\beta \cdot A_{sr} \cdot (\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta})}{2}. \quad (6.26)$$

$$\cdot \frac{\sqrt{\left[\beta^2 \cdot \gamma^2 \cdot B_{sr} + 2\beta \cdot A_{sr} \cdot (\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta})\right]^2 - 4\beta^2 \cdot A_{sr}^2 \cdot (\eta_0^{-\beta} - \eta_{dop}^{-\beta})^2}}{\beta^2 \cdot A_{sr}^2}.$$

6.2.2. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniające ich destrukcję przez zanieczyszczenia zawarte w cieczy hydraulicznej

6.2.2.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne

Zanieczyszczenia znajdujące się w cieczy hydraulicznej prowadzą do pogorszenia warunków współpracy hydraulicznych par precyzyjnych i stwarzają korzystne warunki do rozwoju procesów zużyciowych powierzchni tych par. Prowadzi to do narastania zmian wartości parametrów kontrolnych urządzenia hydraulicznego.

Szybkość zmiany wartości parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego w czasie, w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej na hydrauliczne pary precyzyjne tego urządzenia, opisuje zależność:

$$\frac{d\eta(t)}{dt} = -\alpha \cdot z_0^2 \cdot e^{-\frac{2t}{T_d}} \cdot \eta(t), \quad (6.27)$$

gdzie:

- η – mierzalny parametr kontrolny urządzenia hydraulicznego,
- α – współczynnik zużycia hydraulicznej pary precyzyjnej w wyniku oddziaływania na nią zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej,
- z_0 – początkowa koncentracja zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej,
- T_d – stała czasowa procesu destrukcji cząstek zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej.

Po rozdzieleniu zmiennych równanie (6.27) można przekształcić do postaci:

$$\int_{\eta_0}^{\eta(t)} \frac{d\eta(t)}{\eta(t)} = - \int_0^t \alpha \cdot z_0^2 \cdot e^{-\frac{2t}{T_d}} \cdot dt, \quad (6.28)$$

gdzie: η_0 – wartość początkowa parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego.

Po wykonaniu całkowania równania (6.28) otrzymujemy zależność opisującą dynamikę zmiany parametru kontrolnego urządzenia hydraulicznego po czasie t :

$$\eta(t) = \eta_0 \cdot \exp \left[-\frac{\alpha \cdot T_d \cdot z_0^2}{2} t \right] \quad \text{lub} \quad \frac{\eta(t)}{\eta_0} = \exp \left[-\frac{\alpha \cdot T_d \cdot z_0^2}{2} t \right]. \quad (6.29)$$

Jeżeli po wprowadzeniu do hydraulicznej pary precyzyjnej urządzenia hydraulicznego zanieczyszczeń w postaci cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej z danego przedziału wymiarowego parametr kontrolny zmienia wartość do określonej wartości η_{zk} , to równanie (6.29) przyjmuje postać:

$$\frac{\eta_{zk}}{\eta_0} = \exp \left[-\frac{\alpha \cdot T_d \cdot z_0^2}{2} t \right]. \quad (6.30)$$

Z równania (6.30) wyznacza się współczynnik zużycia hydraulicznej pary precyzyjnej w wyniku oddziaływania na nią zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej:

$$\alpha = -\frac{2}{z_0^2 \cdot T_d} \cdot \ln \left[\frac{\eta_{zk}}{\eta_0} \right]. \quad (6.31)$$

Jeżeli współczynnik zużycia hydraulicznej pary precyzyjnej α i stała czasowa destrukcji T_d zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej dla danego przedziału wymiarów cząstek są znane, wówczas równanie (6.31) może być użyte do określenia zmiany parametru kontrolnego. Odwrotnie, jeżeli znana jest wartość

parametru kontrolnego dla danego poziomu zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej, równanie (6.31) może być użyte dla znalezienia wartości współczynnika zużycia hydraulicznej pary precyzyjnej i czasu destrukcji T_d zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy roboczej. Współczynnik zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń w postaci cząstek zawartych w cieczy hydraulicznej można wyznaczyć w oparciu o wieloprzejściowy test przy użyciu zanieczyszczeń testowych o rozkładzie jednostronnie uciętym i stałym poziomie grawimetrycznym.

Jeżeli, badając dane urządzenie hydrauliczne, zmierzmy wartość parametru kontrolnego i określimy η_{zk} / η_0 , to wyznaczmy stałą czasową procesu niszczenia T_d z zależności:

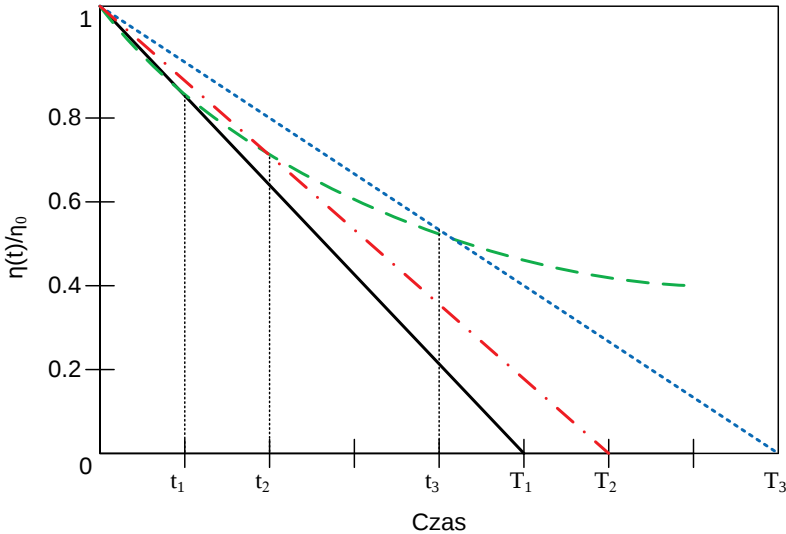
$$T_d = -\frac{t}{\ln \frac{\eta_{zk}}{\eta_0}}. \quad (6.32)$$

Po dokonaniu j pomiarów wartości η_{zk} / η_0 można obliczyć stałą czasową jako średnią:

$$T_j = \frac{\sum T_{dj}}{j}. \quad (6.33)$$

gdzie: j – liczba pomiarów wartości η_{zk} / η_0 .

Na rys. 6.1 przedstawiono przykładowy wykres umożliwiający wyznaczenie graficzne stałej czasowej T_d .



Rys. 6.1. Przykładowy wykres umożliwiający wyznaczenie stałej czasowej T_d

W obliczeniach praktycznych wygodniej jest posługiwać się klasą czystości cieczy roboczej K niż koncentracją zanieczyszczeń $z(t)$. Zgodnie z równaniem (5.108), określającym dla wszystkich cząstek większych od $5\ \mu\text{m}$ zależność między koncentracją zanieczyszczeń $z(t)$ a klasą czystości cieczy hydraulicznej K , koncentrację zanieczyszczeń znajdującą się w cieczy roboczej i -tej klasy czystości opisuje równanie o postaci:

$$z_i = 2^{K+1} \cdot \frac{N_i}{100} \quad [\text{cząstek/ml}] \quad (6.34)$$

gdzie: N_i – liczba cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej.

Uwzględniając zależność (6.34), współczynnik zużycia hydraulicznej pary precyzyjnej α , w warunkach oddziaływania na parę zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej z i -tej klasy czystości cieczy, ma postać:

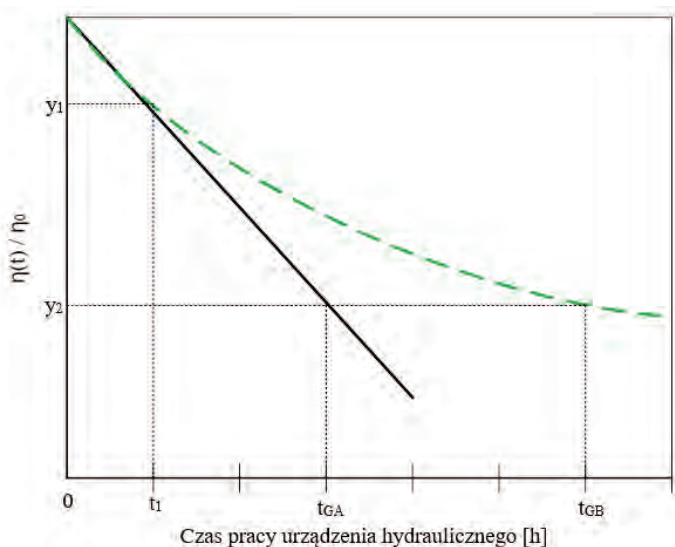
$$\alpha = - \frac{2}{\left(2^{K+1} \cdot \frac{N_i}{100}\right)^2 \cdot T_d} \cdot \ln \left[\frac{\eta_{zk}}{\eta_0} \right]. \quad (6.35)$$

We wzorze (6.35) K jest klasą czystości cieczy roboczej np. wg NAS 1638 i dla klasy 00 należy przyjąć $K = -1$.

Rozkład zanieczyszczeń w postaci cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej, na których działanie narażona jest hydrauliczna para precyzyjna urządzenia hydraulicznego, utrzymywany jest w stanie niezmiennym na skutek procesów stałego wnikania, powstawania i filtracji zanieczyszczeń w napędzie hydrostatycznym. W związku z tym można przyjąć zasadę jednoprzeciściowego obiegu zanieczyszczeń w urządzeniu hydraulicznym. Zasada ta umożliwia wykorzystanie równania (6.30), opisującego przepływ dynamiczny cieczy hydraulicznej, do prognozowania trwałości urządzenia hydraulicznego. Z równania (6.30) można wyznaczyć czas, w którym w warunkach pracy napędu hydrostatycznego, jego parametr techniczny zmieni swoją wartość ale nie przekroczy poziomu dopuszczalnego.

Graficzną interpretację wyznaczania trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniającej zanieczyszczenia zawarte w cieczy hydraulicznej przedstawiono na rys. 6.2.

Linia ciągła na rys. 6.2 wyznaczona jest z liniowego przybliżenia funkcji wykładniczej (metoda przybliżona), zaś linia przerywana z zależności (6.30) (metoda dokładna). Przy założeniu, że $y_2 = y_{gr}$, ze wzorów (6.36) i (6.41) można obliczyć trwałość rozporządzalną urządzenia hydraulicznego pracującego z cieczą hydrauliczną o określonej klasie czystości.



Rys. 6.2. Graficzna interpretacja wyznaczania trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniającej zanieczyszczenia zawarte w cieczy hydraulicznej

Błąd bezwzględny przybliżenia liniowego funkcji wykładniczej w powyższej metodzie wyznacza się ze wzoru:

$$\Delta t_G = t_{GB} - t_{GA} = t_1 \cdot \left[\frac{\ln y_2}{\ln y_1} - \frac{1-y_2}{1-y_1} \right],$$

zaś błąd względny ze wzoru:

$$\delta t_G = \frac{t_{GB} - t_{GA}}{t_{GB}} 100\%.$$

6.2.2.1.1. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego z wykorzystaniem liniowego przybliżenia funkcji wykładniczej (metoda przybliżona)

Jeśli po upływie czasu t_1 pracy urządzenia hydraulicznego w określonych warunkach testowych jego parametr kontrolny $\eta(t)$ zmieni swoją wartość do pewnego poziomu y_1 (rys. 6.2), tj. $\eta(t) = y_1$, to czas, po którym nastąpi zmiana parametru kontrolnego $\eta(t)$ do wartości poziomu dopuszczalnego y_2 , wyznacza się ze wzoru:

$$t_{GA} = t_1 \cdot \frac{1-y_2}{1-y_1}. \quad (6.36)$$

Jest to liniowe przybliżenie funkcji eksponentialnej.

6.2.2.1.2. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego z wykorzystaniem funkcji wykładniczej (metoda dokładna)

Jeśli po upływie czasu t_1 pracy urządzenia hydraulicznego w określonych warunkach testowych jego parametr kontrolny zmieni swoją wartość do pewnego poziomu y_1 (rys. 6.2), określonego jako:

$$y_1 = \exp\left(-\frac{\alpha \cdot z^2 \cdot t_1}{2}\right), \quad (6.37)$$

oraz określimy dopuszczalną wartość parametru kontrolnego, to można obliczyć czas t_{GB} (rys. 6.2), określający trwałość rozporządzalną urządzenia hydraulicznego ze wzoru:

$$y_2 = \exp\left(-\frac{\alpha \cdot z^2 \cdot t_{GB}}{2}\right). \quad (6.38)$$

Przekształcając równania (6.37) i (6.38), otrzymamy:

$$\begin{cases} \ln y_1 = -\frac{\alpha \cdot z^2 \cdot t_1}{2}, \\ \ln y_2 = -\frac{\alpha \cdot z^2 \cdot t_{GB}}{2}. \end{cases} \quad (6.39)$$

Ze wzoru (6.39) otrzymamy:

$$\frac{\ln y_1}{\ln y_2} = \frac{t_1}{t_{GB}}. \quad (6.40)$$

Wzór (6.40) pozwala obliczyć trwałość rozporządzalną urządzenia hydraulicznego t_{GB} metodą dokładną (patrz rys. 6.2):

$$t_{GB} = t_1 \cdot \frac{\ln y_2}{\ln y_1}. \quad (6.41)$$

6.2.2.2. Weryfikacja liczbowa szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego z uwzględnieniem wpływu zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej

Korzystając z zależności (6.36) i (6.41) wykonano obliczenia trwałości rozporządzalnej lotniczej tłoczkowej pompy hydraulicznej metodą przybliżoną i dokładną. Do obliczeń przyjęto parametry hydrauliczne lotniczej tłoczkowej pompy hydraulicznej o regulowanej wydajności typu NP-34M-1T:

- wydajność początkowa $Q_0 = 39,5 \text{ dm}^3/\text{min}$,
- wydajność graniczna $Q_{gr} = 34 \text{ dm}^3/\text{min}$,

- graniczna sprawność hydrauliczna $y_2 = \frac{Q_{gr}}{Q_0} = \frac{34 \text{ dm}^3}{39,5 \text{ dm}^3} = 0,86$ (rys. 6.2),
- sprawność hydrauliczna po upływie czasu t_1 badań testowych $y_1 = \frac{Q(t_1)}{Q_0}$,
- czas pracy w określonych warunkach badań testowych $t_1 = 1 \text{ h}$ i $t_1 = 50 \text{ h}$ (rys. 6.2).

Szacowanie trwałości urządzeń hydraulicznych z uwzględnieniem wpływu zanieczyszczeń w postaci cząstek twardych zawartych w cieczy hydraulicznej został zweryfikowany praktycznymi badaniami testowymi. Badania testowe lotniczych tłoczkowych pomp hydraulicznych typu NP-34M-1T przeprowadzono z użyciem cieczy hydraulicznej w trzech klasach czystości: 6, 9 i 12 wg NAS 1638. Ilość wagowa i rozkład wymiarowy proszku testowego w cieczy hydraulicznej użytej w badaniach stanowiskowych przedstawiono w tabeli 6.1. Schemat stanowiska do badań testowych lotniczych tłoczkowych pomp hydraulicznych przedstawiono na rys. 4.32.

Tabela 6.1

Ilość wagowa i rozkład wymiarowy proszku testowego w cieczy hydraulicznej użytej w badaniach stanowiskowych pomp hydraulicznych

Numer klasy czystości cieczy wg NAS 1638	Liczba cząstek w 100 ml cieczy hydraulicznej większych od:		Ilość wagowa proszku testowego w cieczy hydraulicznej [mg /dm ³]	Numer klasy czystości cieczy wg ISO 4406
	5 μm	15 μm		
7	38924	6904	1,68	16/13
8	77849	13802	3,36	17/14
9	155698	27698	6,72	18/15
10	311396	55396	13,4	19/16
11	622792	110092	26,8	20/17
12	1245584	221584	53,7	21/18

Wyniki obliczeń trwałości rozporządzalnej lotniczej tłoczkowej pompy hydraulicznej metodą przybliżoną i dokładną z danymi dla czasu pracy pompy $t_1 = 1 \text{ h}$ w badaniach testowych z cieczą hydrauliczną w trzech klasach jej czystości tj. 6, 9 i 12 zamieszczono w tabeli 6.2, a dla czasu pracy $t_1 = 50 \text{ h}$ w tabeli 6.3.

Tabela 6.2

Wyniki obliczeń trwałości lotniczej tłoczkowej pompy hydraulicznej dla czasu jej pracy $t_1 = 1$ h w określonych warunkach badań testowych

	Numer klasy czystości cieczy hydraulicznej wg NAS 1638		
	6	9	12
$Q(t_1)$	39,47	39,38	39,12
$y_1 = \frac{Q(t_1)}{Q_0}$	0,9992	0,9970	0,9900
T_d (patrz wzór (6.32))	6400	1600	100
t_{GA}	1920	480	30
t_{GB}	2231	570	36

Tabela 6.3

Wyniki obliczeń trwałości lotniczej tłoczkowej pompy hydraulicznej dla czasu jej pracy $t_1 = 50$ h w określonych warunkach badań testowych

	Numer klasy czystości cieczy hydraulicznej wg NAS 1638		
	6	9	12
$Q(t_1)$	39,35	38,95	37,25
$y_1 = \frac{Q(t_1)}{Q_0}$	0,9962	0,9861	0,9430
T_d (patrz wzór (6.32))	12500	3571	847
t_{GA}	1842	504	123
t_{GB}	1888	539	128

6.2.3. Szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w oparciu o teorię wartości ekstremalnych tarcia statycznego w hydraulicznych parach precyzyjnych

6.2.3.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne

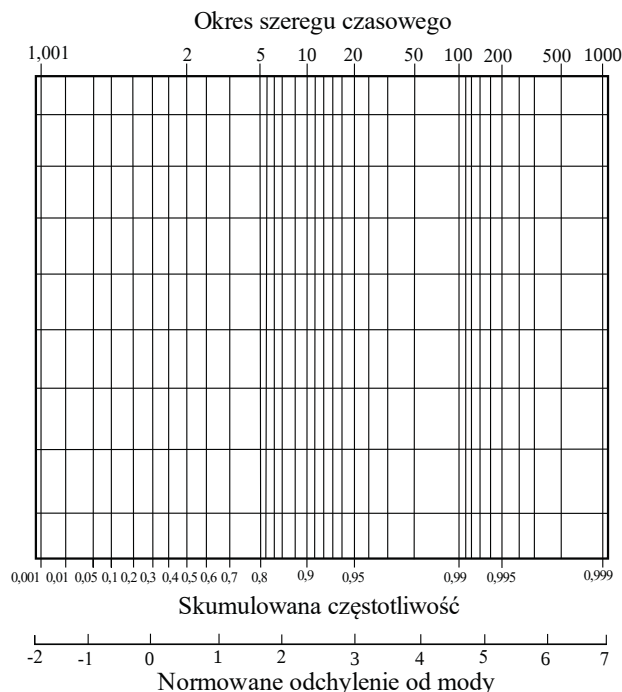
Jednym z ważniejszych parametrów określających zdolność do pracy urządzeń hydraulicznych jest wielkość tarcia statycznego w ich parach suwakowych, tj. opór

ruszenia suwaka z miejsca po pewnym czasie znajdowania się w spoczynku pod ciśnieniem. Dlatego na etapie projektowania i konstruowania urządzeń hydraulicznych ważne jest określenie największej wartości siły ruszenia suwaka z miejsca, jaka może powstać w hydraulicznej parze suwakowej tego urządzenia w czasie jego eksploatacji. Do szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego uwzględniającego wpływ tarcia statycznego w parze hydraulicznej, wynikającego z czynników eksploatacyjnych, wykorzystać można asymptotyczny rozkład wartości skrajnych, tzw. siatkę prawdopodobieństwa Gumbela [32]. Rozpatrywanym czynnikiem eksploatacyjnym może być np. czas wytrzymania suwaka hydraulicznej pary precyzyjnej w spoczynku przy zadanej wartości ciśnienia. W celu graficznego zobrazowania prawdopodobieństwa pojawiania się największych wartości sił tarcia w parze hydraulicznej urządzenia hydraulicznego autor niniejszej monografii zbudował siatkę ekstremalno-probabilistyczną opartą na siatce prawdopodobieństwa Gumbela.

Zmodyfikowaną siatkę ekstremalno-probabilistyczną charakterystyki siły tarcia (siły ruszenia z miejsca) suwaka w parze hydraulicznej przedstawiono na rys. 6.3 [124]. Na dolnej osi poziomej odłożono w skali liniowej wartości zmiennej zredukowanej od $y = -2$ do $y = 7$: $y = \alpha(x + \beta)$, gdzie α i β są parametrami rozkładu. Powyżej na osi poziomej naniesiono przyporządkowane prawdopodobieństwa wynikające z dystrybuanty rozkładu: $P = \Psi(y) = \exp(-e^{-y})$, przy czym w niniejszej

pracy przyjęto za Gumbel $P = \frac{n}{N+1}$ jako wartość oczekiwaną skumulowanej częstości n -tej statystyki pozycyjnej dla liczności prób N . Na górnej osi poziomej naniesiono okresy szeregu czasowego obliczone ze związku: $T = \frac{1}{1-P}$.

Do szacowania wartości siły tarcia statycznego w hydraulicznej parze precyzyjnej wykorzystuje się wyniki badań laboratoryjnych. Badania należy prowadzić przy założonej koncentracji zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej wg normy NAS 1638, przy zadanej wartości ciśnienia w urządzeniu hydraulicznym i zadanym czasie utrzymania suwaka w spoczynku. Badania należy wykonać przy trzech lub więcej wartościach ciśnienia i zachowaniu niezmiennych wszystkich pozostałych warunków badania. Wartości siły tarcia statycznego w hydraulicznej parze precyzyjnej należy rejestrować w niezmiennych warunkach badania w minimum 15 cyklach jego pracy.



Rys. 6.3. Zmodyfikowana siatka ekstremalno-probabilistyczna przeznaczona do zbudowania charakterystyki siły tarcia (siły ruszania z miejsca suwaka) w hydraulicznej parze precyzyjnej

W celu określenia wielkości tarcia statycznego w hydraulicznej parze precyzyjnej, wykorzystując teorię wartości ekstremalnych, należy:

- 1) Uporządkować największe wartości siły ruszenia z miejsca suwaka, rejestrowane w niezmiennych warunkach badania hydraulicznej pary precyzyjnej w 15 cyklach pracy, w kolejności uzyskiwanych wyników. Każdej wartości przypisuje się numer porządkowy od pierwszej najmniejszej do ostatniej największej.
- 2) Dla każdej największej wartości siły tarcia otrzymanej w jednym eksperymencie należy obliczyć skumulowane prawdopodobieństwo wystąpienia (częstotliwość) Ψ :

$$\Psi(n) = \frac{n}{N+1} \quad (6.42)$$

gdzie:

n – numer porządkowy wartości,

N – liczba wartości.

- 3) Obliczyć średnie wartości siły tarcia $\bar{F}$ i odchylenie standardowe S :

$$\bar{F} = \frac{\sum_{n=1}^N F_n}{N} ; \quad S = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N (F_n - \bar{F})^2}{N-1}} \quad (6.43)$$

- 4) Określić granice kontrolne. Granice kontrolne powinny być położone równolegle do prostej teoretycznej (prosta aproksymacji wartości obserwacji) na odcińku $(0,15-0,85) \Psi(n)$. Jeżeli w granice kontrolne trafi nie mniej niż 60% wszystkich obserwacji to powinny one utrzymywać się na prostej teoretycznej w zakresie $\Delta \approx \pm 0,895S$.
- 5) Określić prostą aproksymacji wartości siły tarcia:

$$F = u + \frac{1}{a} \cdot y \quad (6.44)$$

gdzie:

$$u = \bar{F} - y_n \cdot \frac{1}{a},$$

$$\frac{1}{a} = \frac{s}{\sigma_n} \text{ jest miarą dyspersji rozkładu,}$$

y_n jest wartością średnią zmiennej zredukowanej przedstawioną w tabeli 6.4, σ_n jest odchyleniem średnim zmiennej zredukowanej przedstawionym w tabeli 6.4.

- 6) Na siatkę ekstremalno-probabilistyczną (rys. 6.3) nanieść prostą aproksymacji wartości obserwacji i granice kontrolne. Jeżeli punkty odpowiadające wartościom obserwacji trafiają do obszaru ograniczonego granicami kontrolnymi, to wartości obserwacji są jednorodne.

Tabela 6.4

Wartość średnia i odchylenie średnie zmiennej zredukowanej odpowiednio do wartości N

N	y_n	σ_n	N	y_n	σ_n
10	0,4952	0,9497	21	0,5252	1,0696
11	0,4996	0,9676	22	0,5268	1,0754
12	0,5035	0,9833	23	0,5283	1,0811
13	0,5070	0,9972	24	0,5296	1,0864
14	0,5100	1,0095	25	0,53086	1,09145
15	0,5128	1,02057	26	0,5320	1,0961
16	0,5157	1,0316	27	0,5332	1,1004
17	0,5282	1,0493	28	0,5343	1,1047
18	0,5181	1,0411	29	0,5353	1,1086
19	0,5220	1,0566	30	0,53622	1,11238
20	0,52355	1,06283			

- 7) Na podstawie wyznaczonej prostej aproksymacji („wyrównującej”) określić empiryczną zależność siły ruszenia z miejsca suwaka w hydraulicznej parze precyzyjnej od warunków obciążenia. Empiryczna zależność siły ruszenia z miejsca suwaka (siły tarcia) od ciśnienia cieczy hydraulicznej ma następującą formę:

$$F_{max} = m \cdot \lg p + n \quad (6.45)$$

gdzie:

- p jest ciśnieniem cieczy hydraulicznej;
- m i n są stałymi współczynnikami, których wartości określa się metodą wybranych punktów, średnich arytmetycznych lub najmniejszych kwadratów.

6.2.3.2. Weryfikacja liczbowa szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego w oparciu o asymptotyczny rozkład wartości ekstremalnych tarcia statycznego

Wyniki badań laboratoryjnych w symulowanych warunkach obciążeń eksploatacyjnych rozdzielczej pary suwakowej urządzenia hydraulicznego w zakresie wartości sił potrzebnych do przesunięcia (ruszenia) suwaka dla zadanych ciśnień oraz ich dane statystyczne przedstawiono w tabeli 6.5. Wartości siły potrzebnej do przesunięcia (ruszenia) suwaka rejestrowano po 5 minutach jego pozostawiania w spoczynku pod ciśnieniem. Badania prowadzono dla cieczy hydraulicznej o czystości nieprzekraczającej 6 klasy wg normy NAS 1638.

Średnia wartość siły potrzebnej do przesunięcia suwaka $\bar{F}$ i odchylenie standardowe S wynoszą: $\bar{F} = 28,45$ i $S = 17,827$.

Granice kontrolne wynoszą: $\Delta \approx \pm 0,895S = \pm 15,955$. Z tabeli 6.3 odczytujemy dla $N = 15$ wartości zmiennej zredukowanej: $\sigma_n = 1,02057$ i $y_n = 0,5128$.

Miara dyspersji rozkładu wynosi: $\frac{1}{a} = \frac{S}{\sigma_n} = \frac{17,827}{1,02057} = 17,47$, oraz

$$u = \bar{F} - y_n \frac{1}{a} = 28,45 - 0,5128 \cdot 17,47 = 18,491.$$

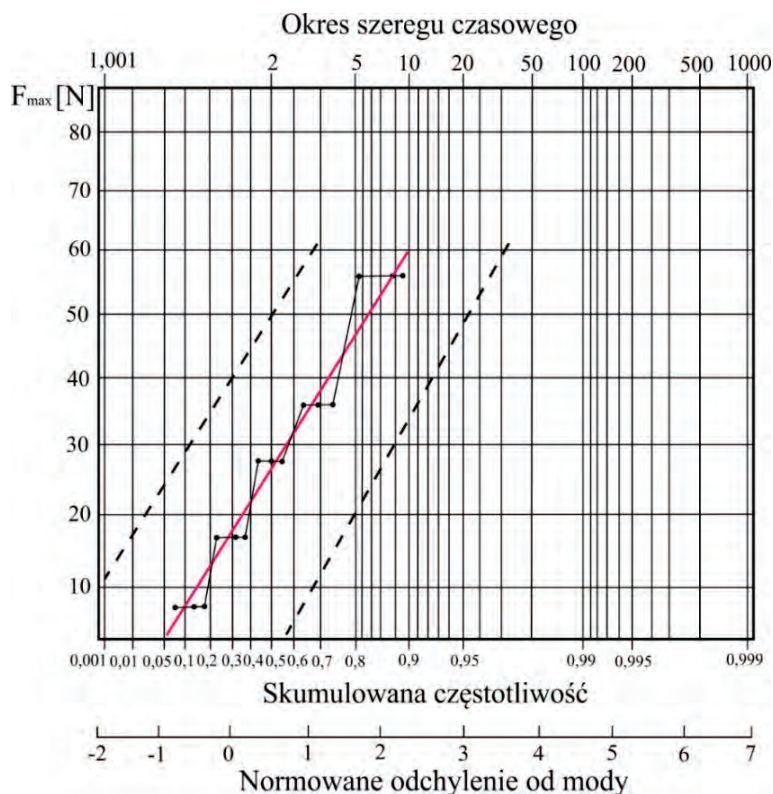
Prosta aproksymacji wartości siły potrzebnej do przesunięcia suwaka w urządzeniu hydraulicznym jednej z serii badań, wykonanej w jednakowych warunkach ma postać:

$$F = u + \frac{1}{a} y = 18,491 + 17,47 y$$

Tabela 6.5**Dane z badań laboratoryjnych rozdzielczej pary suwakowej urządzenia hydraulicznego**

Numer porządkowy	Ciśnienie	Siła potrzebna do przesunięcia suwaka	Skumulowane prawdopodobieństwo wystąpienia $\Psi(n)$	$F_n - \overline{F_0}$	$(F_n - \overline{F_0})^2$
-	MPa	N	-	-	-
1	5	6,2	0,063	22,25	495,063
2	5	6,2	0,125	22,25	495,063
3	5	6,2	0,188	22,25	495,063
4	10	16,0	0,250	12,45	155,0
5	10	16,0	0,313	12,45	155,0
6	10	16,1	0,375	12,35	152,523
7	15	28,1	0,438	0,35	0,1225
8	15	28,1	0,500	0,35	0,1225
9	15	28,1	0,563	0,35	0,1225
10	20	35,3	0,625	6,85	46,923
11	20	35,3	0,688	6,85	46,923
12	20	35,3	0,750	6,85	46,923
13	25	56,5	0,813	28,05	786,803
14	25	56,5	0,875	28,05	786,803
15	25	56,5	0,938	28,05	786,803
		$\sum F_{\max} = 426,7$			$\sum (F_n - \overline{F_0})^2 = 4449,26$

Na siatkę ekstremalno-probabilistyczną przedstawioną na rys. 6.3 naniesiono dane z badań, prostą aproksymacji wartości siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej i granice kontrolne. Na rys. 6.4 przedstawiono wykres wartości siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej urządzenia hydraulicznego pracującego w cieczy hydraulicznej o czystości nie przekraczającej 6 klasy wg normy NAS 1638, po 5 minutach pozostawania suwaka w spoczynku pod ciśnieniem do 25 MPa. Z wykresu na rys. 6.4 wynika, że punkty odpowiadające wynikom pomiarów układają się z niewielkim rozrzutem wzdłuż linii prostej (wartości obserwacji są jednorodne) i znajdują się w obszarze ograniczonym granicami kontrolnymi. Rozkład wartości siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej urządzenia hydraulicznego jest linią prostą dopasowaną do punktów pomiarowych. Dla dowolnej wartości siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej możemy odczytać przyporządkowane jej prawdopodobieństwo P (z osi skumulowanej częstotliwości) pojawienia się wartości mniejszej lub równej wartości maksymalnej.



Rys. 6.4. Graficzne zobrazowanie wartości siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej urządzenia hydraulicznego w danych warunkach obciążenia

Z uzyskanego wykresu wynika, że wartość siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej w danych warunkach obciążenia powinna być mniejsza lub równa 60 N z prawdopodobieństwem równym 0,9. Na podstawie wyznaczonej prostej „wyrównującej” (rys. 6.4) z zależności (6.44) określamy empiryczną zależność siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej urządzenia hydraulicznego od ciśnienia cieczy hydraulicznej. Stałe współczynniki w zależności (6.44) określamy metodą wybranych punktów. Wykorzystując dane z tabeli 6.5 i rys. 6.4 przyporządkowujemy skrajnym wartościom ciśnienia odpowiadające im skrajne siły ruszenia z miejsca suwaka.

Dla zakresu ciśnienia pracy od 5 MPa do 25 MPa siły ruszenia z miejsca suwaka wynoszą odpowiednio 6,2 N i 56,5 N. Do zależności (6.45) podstawiono skrajne wartości ciśnienia i maksymalnej siły ruszenia z miejsca suwaka:

$$\begin{cases} 6,2 = m \cdot \lg 5 + n \\ 56,5 = m \cdot \lg 25 + n \end{cases}$$

i wyznaczono stałe współczynniki $m = 71,96$ i $n = -44,10$.

Empiryczna zależność siły ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej od ciśnienia cieczy hydraulicznej z zakresu od 5 MPa do 25 MPa ma postać:

$$F_{\max} = 71,96 \cdot \lg p - 44,10.$$

Z powyższej zależności wyznacza się maksymalną siłę ruszenia z miejsca suwaka w rozdzielczej parze suwakowej dla dowolnego ciśnienia roboczego. Przykładowo przy ciśnieniu 9 MPa maksymalna siła ruszenia z miejsca suwaka wynosi 24,6 N, przy 15 MPa wynosi 40,5N, a przy 21 MPa wynosi 51,0 N.

6.3. Monitorowanie trwałości urządzeń hydraulicznych w fazie ich eksploatacji

6.3.1. Monitorowanie trwałości urządzeń hydraulicznych z wykorzystaniem tolerancji resztkowej

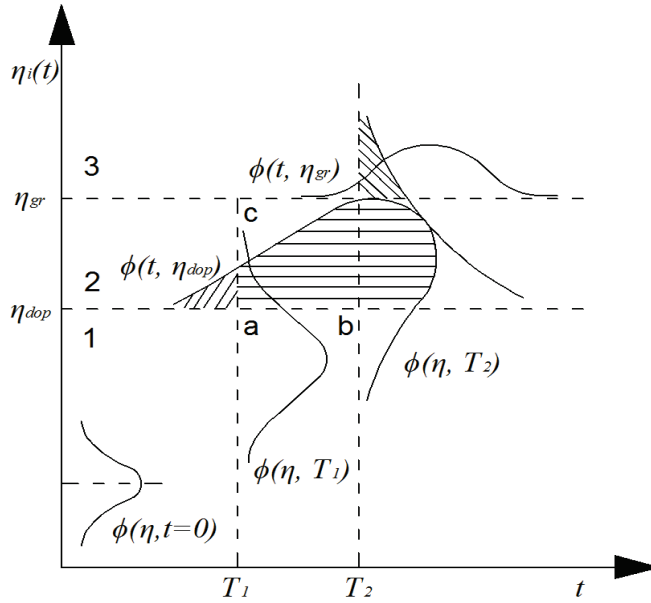
6.3.1.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne

Aby można było oszacować trwałość urządzenia hydraulicznego, należy dysponować konkretną postacią funkcji gęstości prawdopodobieństwa [126].

Na rys. 6.5 przedstawiono zmiany jednowymiarowej funkcji gęstości rozkładu $\phi(\eta, t)$ losowego parametru kontrolnego i funkcji gęstości rozkładu $f(\eta_{dop}, t)$ przecięcia granicy pola trwałości resztkowej. Przebiegi zmiany funkcji gęstości dzielą trwałość urządzenia hydraulicznego na trzy obszary:

- 1) obszar dopuszczalny, w którym urządzenie hydrauliczne jest w stanie trwałości rozporządzalnej,
- 2) obszar przedawaryjny, w którym występuje ścisły związek wartości tolerancji resztkowej kontrolowanego parametru z okresowością sprawdzeń, przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności (wyznaczona *a priori* trwałość resztkowa),
- 3) obszar graniczny, w którym urządzenie hydrauliczne przechodzi w stan niezdatności do pracy.

Z rys. 6.5 wynika, że aby we właściwym czasie wykryć stan przedawaryjny, należy określić związek okresowości sprawdzeń $\Delta\tau = T_2 - T_1$ i tolerancji uprzedzających (trwałości resztkowej) $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ na kontrolowany parametr, przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności. Moment sprawdzenia powinien być wybrany w ten sposób, żeby $\eta_{dop} < \eta(T) < \eta_{gr}$.



Rys. 6.5. Charakterystyka trwałości urządzenia hydraulicznego dla przypadku procesu losowego $\eta(t)$ zmiany parametru kontrolnego tego urządzenia

Dla poziomu parametru kontrolnego η_{dop} mamy $x \leq T_1$ wtedy i tylko wtedy, gdy $\eta > \eta_{dop}$, a dla poziomu η_{gr} mamy $x \leq T_2$ wtedy i tylko wtedy, gdy $\eta > \eta_{gr}$. Stąd do przecięcia zdarzeń na poziomie η_{dop} mamy $\{x \leq T_1\} \cap \{x \leq T_2\} = \{x \leq T_1\}$ wtedy i tylko wtedy, gdy dla czasu T_2 mamy $\{\eta > \eta_{dop}\} \cap \{\eta > \eta_{gr}\} = \{\eta > \eta_{gr}\}$. Możemy więc zapisać, że: $P\{x \leq T_1\}_{\eta_{dop}} = P\{\eta > \eta_{gr}\}_{T_2}$, co oznacza, że prawdopodobieństwo $P\{x \leq T_1\}$ przy poziomie dopuszczalnym parametru kontrolnego η_{dop} jest równe prawdopodobieństwu $P\{\eta > \eta_{gr}\}$ w czasie T_2 sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego. Zapisuje się to w następującej postaci:

$$\int_0^{T_1} f(x/\eta_{dop})dx = \int_{\eta_{gr}}^{\infty} \phi(\eta/T_2,) d\eta \quad (6.46)$$

gdzie:

$f(x/\eta_{dop})$ – warunkowa funkcja gęstości rozkładu wielkości losowej czasu x , pod warunkiem że parametr kontrolny przyjął wartość η_{dop} ,

$\phi(\eta/T_2)$ – warunkowa funkcja gęstości rozkładu wielkości losowej $\eta(t)$, pod warunkiem że czas pracy osiągnął czas T_2 sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego.

Podobnie jak równanie (6.46) wyprowadza się równanie dla poziomu dopuszczalnego η_{dop} w czasie T_2 :

$$\int_0^{T_2} f(x/\eta_{dop}) dx = \int_{\eta_{dop}}^{\infty} \phi(\eta/T_2) d\eta \quad (6.47)$$

Porównując równanie (6.46) z równaniem (6.47), otrzymuje się:

$$\int_{T_1}^{T_2} f(t/\eta_{dop}) dt = \int_{\eta_{dop}}^{\eta_{gr}} \phi(\eta/T_2) d\eta \quad (6.48)$$

Z równania (6.48) wynika, że dla monotonicznego procesu losowego $\eta(t)$ z danym czasem T_1 i znanej wartości poziomu granicznego η_{gr} wyznaczyć można kolejny termin sprawdzenia stanu technicznego T_2 i wartość poziomu dopuszczalnego η_{dop} w tym czasie. Następnym wynikającym z zapisu równania (6.48) jest następujące równanie:

$$\int_{T_1}^{T_2} f(t/\eta_{gr}) dt = \int_0^{T_1} f(t/\eta_{dop}) dt \quad (6.49)$$

Z powyższego równania wynika, że zmiana wartości wybranego parametru kontrolnego, po przecięciu poziomu dopuszczalnego η_{dop} przy przepracowanym czasie $t_1 \leq \tau < t_2$ nie przetnie do czasu t_2 poziomu η_{gr} . Wszystkie trajektorie procesu losowego parametru kontrolnego, przechodząc z obszaru ab (patrz rys. 6.5) do obszaru bc , powodują zmianę częstotliwości sprawdzeń urządzenia hydraulicznego.

Zmiany wartości wybranych parametrów kontrolnych urządzenia hydraulicznego przebiegają nieprzerwanie w czasie i jego przejście z jednego stanu do drugiego następuje w wyniku procesów zużycia hydraulicznych par precyzyjnych tych urządzeń. Przyjmując przypadkowość zmian intensywności procesu zużycia elementu urządzenia hydraulicznego, można założyć liniowy przebieg tego procesu. Pozwala to opisać proces zużycia precyzyjnych par tribologicznych zespołu hydraulicznego rozkładem normalnym.

Dla rozkładu normalnego wartość oczekiwana $m_\eta(t)$ i odchylenie standardowe $\sigma_\eta(t)$ są aproksymowane zależnościami liniowymi:

$$m_\eta(t) = m_a + m_b t, \quad (6.50)$$

$$\sigma_{\eta}(t) = \sigma_a + \sigma_b t.$$

Stałe współczynniki m_a i m_b określa się wzorami:

$$m_a = \frac{t_{i+1} m_{\eta}(t_i) - t_i m_{\eta}(t_{i+1})}{t_{i+1} - t_i}, \quad (6.51)$$

$$m_b = \frac{m_{\eta}(t_{i+1}) - m_{\eta}(t_i)}{t_{i+1} - t_i}.$$

Współczynniki σ_a i σ_b oblicza się z analogicznych wzorów. Funkcje momentów $m_{\eta}(t)$ i $\sigma_{\eta}(t)$ określa się z histogramów rozkładu $\phi(\eta, t_2)$ (patrz rys. 6.6–6.8).

Dla rozkładu normalnego funkcja gęstości rozkładu $\phi(\eta, t_2)$ wielkości losowej $\eta(t)$ w czasie t_2 sprawdzenia stanu technicznego ma postać:

$$\phi(\eta/t_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}(\sigma_a + \sigma_b t_2)} \exp \left[-\frac{(\eta - m_a - m_b t_2)^2}{2(\sigma_a + \sigma_b t_2)^2} \right]. \quad (6.52)$$

Na podstawie zależności (6.52) funkcja gęstości rozkładu czasu pierwszego przecięcia poziomu przedawaryjnego $f(\eta_{dop}, t)$ ma postać:

$$f\left(\frac{t}{\eta_{dop}}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}(\sigma_a + \sigma_b t)} \exp \left[-\frac{(\eta_{dop} - m_a - m_b t)^2}{2(\sigma_a + \sigma_b t)^2} \right] \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\eta_{dop} - m_a - m_b t}{\sigma_a + \sigma_b t} \right). \quad (6.53)$$

Podstawiając wyrażenie (6.52) i (6.53) do równania (6.48), wykonując całkowanie i niezbędne przekształcenia otrzymano zależności na η_{dop} i $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ dla rozkładu normalnego parametru kontrolnego:

$$\eta_{dop} = \frac{\eta_{gr}(\sigma_a + \sigma_b T_1) - (m_b \sigma_a - m_a \sigma_b) \tau}{\sigma_a + \sigma_b T_1 + \sigma_b \tau}, \quad (6.54)$$

$$\Delta\eta = \frac{[(\eta_{gr} - m_a) \sigma_b + m_b \sigma_a] \tau}{\sigma_a + \sigma_b T_1 + \sigma_b \tau}. \quad (6.55)$$

Czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego T_1 , tj. czas pierwszego sprawdzania parametru kontrolnego, określić można z warunku założonego poziomu prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy P_{bp} zgodnie z następującym wyrażeniem:

$$P\{\eta_{gr} < \eta \leq \infty, t_1\} = \int_{\eta_{gr}}^{\infty} \phi(\eta/t_1) d\eta \leq \delta_{dop}, \quad (6.56)$$

gdzie $\delta_{dop} = 1 - P_{bp}$ jest dopuszczalnym prawdopodobieństwem uszkodzenia.

Podstawiając funkcję gęstości rozkładu $\phi(\eta, t_2)$, tj. zależność (6.53) do wyrażenia (6.57), określimy czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego T_1 , tj. moment pierwszego sprawdzenia parametru kontrolnego, w następującej postaci:

$$T_1 = \frac{\eta_{gr} - m_a - u_{p_{bp}} \sigma_a}{m_b - u_{p_{bp}} \sigma_a}, \quad (6.57)$$

gdzie: $u_{p_{bp}}$ jest kwantylem rozkładu normalnego odpowiadającym prawdopodobieństwu P_{bp} .

Czas pierwszego sprawdzenia zespołu hydraulicznego jako całości (osiągnięcie przez którykolwiek parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego) określa się z warunku:

$$t_1 = \min(T_{1v}, T_{1p}, T_{1\delta}), \quad (6.58)$$

gdzie: T_{1v} , T_{1p} , $T_{1\delta}$ są wybranymi parametrami kontrolnymi zespołu hydraulicznego, np. maksymalne ciśnienie tłoczenia, współczynnik sprawności objętościowej itp.

6.3.1.2. Weryfikacja liczbowa monitorowania trwałości urządzeń hydraulicznych

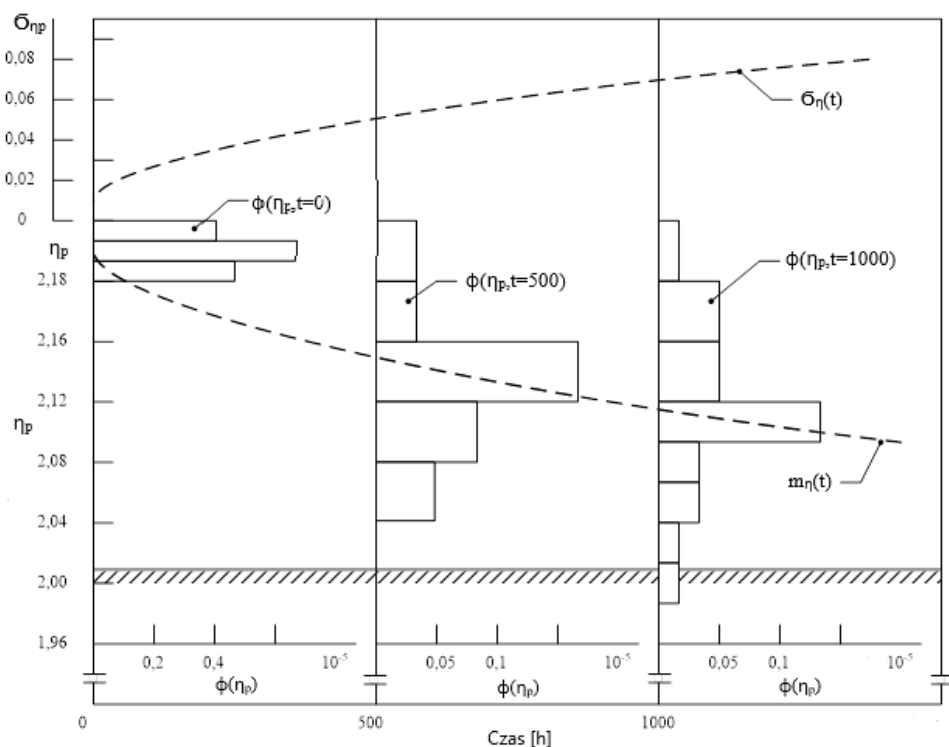
Jako przykład określenia czasu osiągnięcia przez parametr kontrolny $\eta(t)$ poziomu dopuszczalnego (zakres trwałości rozporządzalnej) i czasu przeprowadzania sprawdzenia stanu technicznego po przekroczeniu poziomu dopuszczalnego η_{dop} parametru kontrolnego $\eta(t)$ posłuży nam pompa tłoczkowa z tarczą rozdzielczą i regulacją wydatku.

W czasie badań pomp rejestrowano m.in. następujące jej parametry kontrolne: maksymalne ciśnienie tłoczenia p_{tmax} , współczynnik sprawności objętościowej ϑ_{vp} i sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych δ_{pt} . Powyższe parametry traktowane są jako wielkości losowe, tj. $\eta_p(t_i)$, $\eta_v(t_i)$, $\eta_\delta(t_i)$.

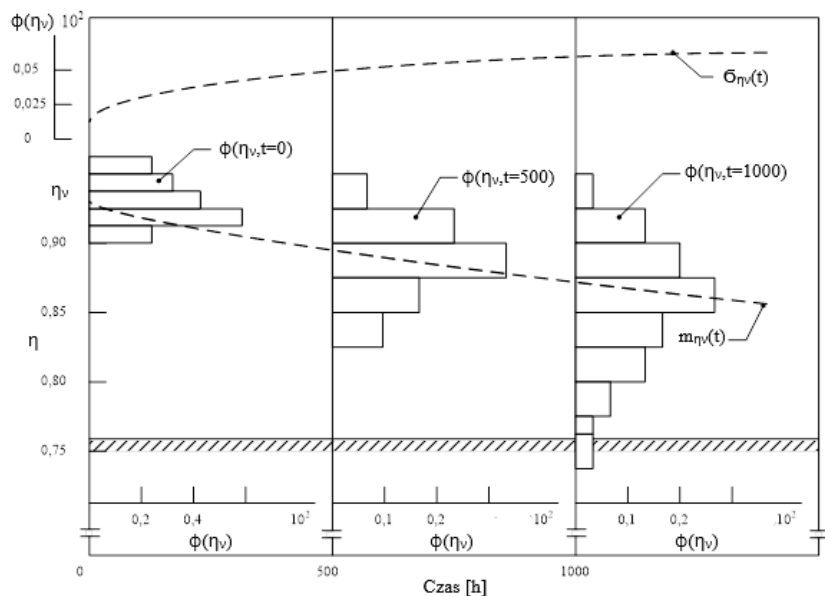
Dla ustalonych wartości czasu pracy t_i tłoczkowych pomp hydraulicznych wynoszących: 0 h, 500 h i 1000 h, dla każdej wielkości losowej $\eta_i(t_i)$ określono empiryczną funkcję gęstości rozkładu $\phi(\eta_i, t_i)$, wartość oczekiwaną m_i i średnie odchylenie kwadratowe σ_i . Parametry stochastyczne $\phi(\eta_i, t_i)$, m_i i σ_i dla parametrów

kontrolnych, tj.: maksymalne ciśnienie tłoczenia, współczynnik sprawności objętościowej pompy i sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych uzyskano z badań laboratoryjnych i sprawdzeń kontrolnych w czasie eksploatacji pomp na samolocie. Podstawiając wartości parametrów kontrolnych do zależności (6.47), a następnie wartości tych współczynników do (6.46) otrzymano dla założonego czasu pracy pompy funkcje momentów parametrów kontrolnych tłoczkowej pompy hydraulicznej.

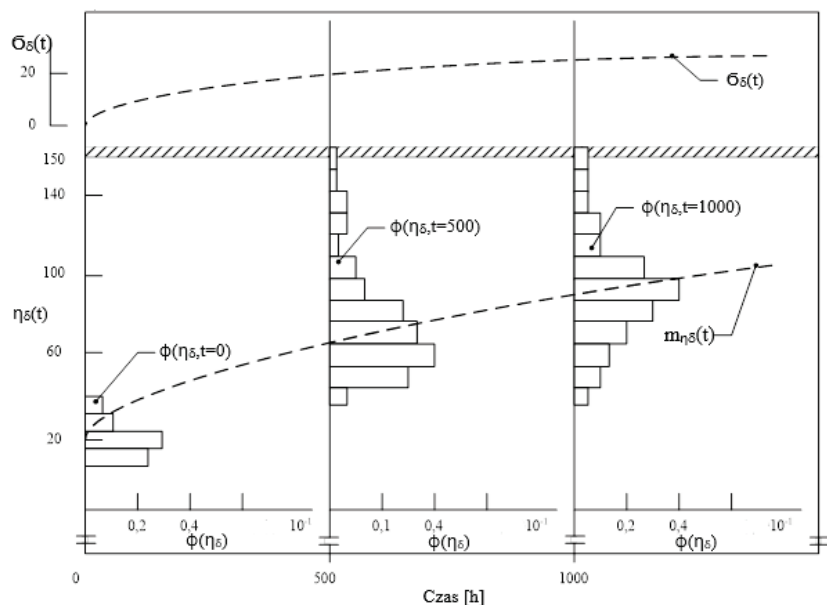
Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_\eta(t)$, $\sigma_\eta(t)$ dla ciśnienia maksymalnego przedstawiono na rys. 6.6, współczynnika sprawności objętościowej pompy hydraulicznej na rys. 6.7 i sumarycznych luzów osiowych w parach tłoczkowych pompy hydraulicznej na rys. 6.8.



Rys. 6.6. Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_\eta(t)$, $\sigma_\eta(t)$ dla ciśnienia maksymalnego



Rys. 6.7. Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_{\eta}(t)$, $\sigma_{\eta}(t)$ dla współczynnika sprawności objętościowej pompy hydraulicznej



Rys. 6.8. Histogramy rozkładów $\phi(\eta, t)$ i funkcji momentów $m_{\eta}(t)$, $\sigma_{\eta}(t)$ dla sumarycznych luzów osiowych w parach tłoczkowych pompy hydraulicznej

Dla współczynnika sprawności objętościowej ϑ_{vp} funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej będą następujące:

$$m_{\eta_v}(t) = 0,942 - 0,000065 \cdot t ,$$

$$\sigma_{\eta_v}(t) = 0,024 + 0,000015 \cdot t .$$

Dla maksymalnego ciśnienia p_{tmax} [Pa], funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej będą następujące:

$$m_{\eta_p}(t) = (215,6 - 0,0031 \cdot t)10^5 ,$$

$$\sigma_{\eta_p}(t) = (3,43 + 0,00054 \cdot t)10^5 .$$

Dla sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych δ_{pt} [μm], funkcje momentów parametrów tłoczkowej pompy hydraulicznej będą następujące:

$$m_{\eta_\delta}(t) = 49,34 - 0,00973 \cdot t ,$$

$$\sigma_{\eta_\delta}(t) = 18,8 + 0,0012 \cdot t .$$

Dla pomp hydraulicznych wyznaczono poziom graniczny: współczynnika sprawności objętościowej pompy, tj. $\eta_{grv} = 0,86$, maksymalnego ciśnienia pompy, tj. $\eta_{grp} = 200,9 \times 10^5$ Pa, oraz sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych, tj. $\eta_{gr\delta} = 0,150$ μm . Znając poziomy graniczne parametrów kontrolnych, określamy wg wzoru (6.58) czas osiągnięcia przez parametr kontrolny poziomu dopuszczalnego, tj. moment pierwszego sprawdzania parametru kontrolnego.

Dane wyjściowe do określenia funkcji momentów parametrów pompy hydraulicznej oraz zależności $\eta_{dop}(t_i)$ zamieszczono w tabeli 6.6. Sprawdzenie hipotezy o rozkładzie normalnym $\phi(\eta_i, t_r)$ testem zgodności Kołmogorowa wykazało jej zgodność z danymi optymalnymi.

Czas osiągnięcia przez parametr kontrolny pompy poziomu dopuszczalnego ze względu na jej współczynnik sprawności objętościowej wynosi $t_{1vp} = 857$ godz., ze względu na jej maksymalne ciśnienie $t_{1pmax} = 1232$ godz., ze względu na jej sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych $t_{1\delta} = 1326$ godz.

Czas osiągnięcia przez parametr kontrolny pompy hydraulicznej poziomu dopuszczalnego określimy z (6.58):

$$t_1 = \min(857, 1232, 1326) = 857 \text{ h}$$

Tabela 6.6**Dane wyjściowe do określenia momentów parametrów kontrolnych pompy hydraulicznej**

Parametry	η_{gr}	m_{ai}	m_{bi}	σ_{ai}	σ_{bi}
Współczynnik sprawności objętościowej pompy	0,860	0,915	-0,000062	0,020	0,000012
Maksymalne ciśnienie tłoczenia [Pa]	$2000,9 \cdot 10^5$	$214,9 \cdot 10^5$	$-0,0033 \cdot 10^5$	$3,53 \cdot 10^5$	$0,00059 \cdot 10^5$
Sumaryczny luz promieniowy w parach tłoczkowych [μm]	0,150	51,73	0,0397	18,5	0,0012

W oparciu o dane wyjściowe przedstawione w tab. 6.6 za pomocą wzoru (6.56) określamy zależność poziomu dopuszczalnego parametru kontrolnego η_{dop} od okresowości sprawdzeń dla rozpatrywanych parametrów pompy:

$$\eta_{dopv} = \frac{0,0263 + 0,00001243 \cdot \tau}{0,0268 + 0,000012 \cdot \tau},$$

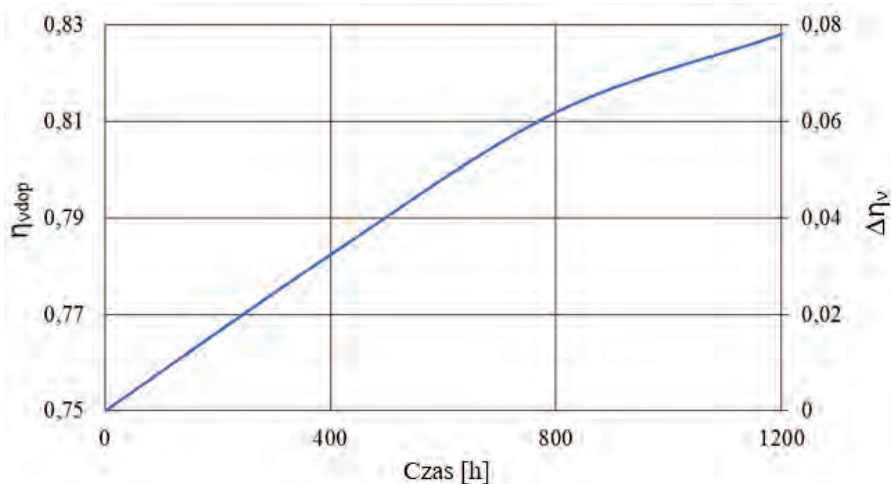
$$\eta_{dopp} = \frac{(801,12 + 0,1502 \cdot \tau) 10^5}{4,02 + 0,0006 \cdot \tau} \quad [\text{Pa}],$$

$$\eta_{dop\delta} = \frac{2879 - 0,6879 \cdot \tau}{18,95 + 0,012 \cdot \tau} \quad [\mu\text{m}].$$

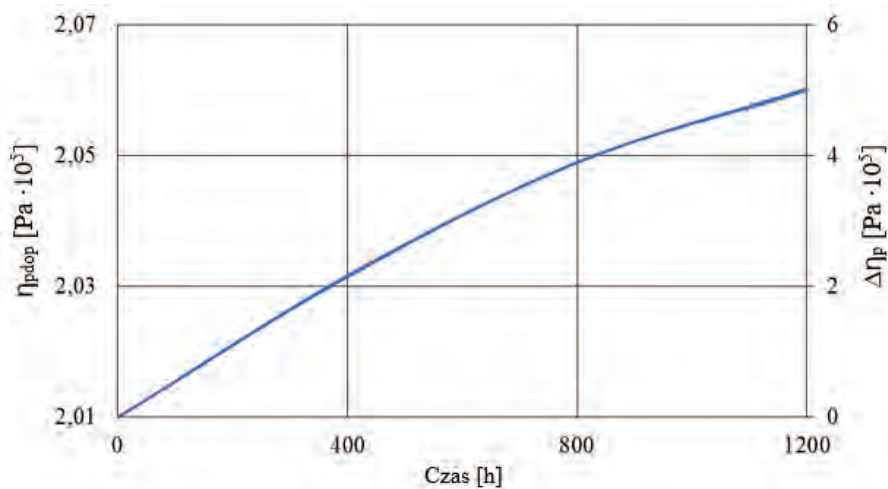
Wartości poziomu dopuszczalnego parametru kontrolnego η_{dop} ze względu na współczynnik sprawności objętościowej pompy przedstawiono na rys. 6.9, ze względu na maksymalne ciśnienie pompy na rys. 6.10, ze względu na sumaryczne luzy promieniowe w parach tłoczkowych na rys. 6.11.

Wykresy przedstawione na rys. 6.9, 6.10 i 6.11 wykonano na podstawie obliczeń za pomocą wzorów (6.53) i (6.54) dla funkcji i momentów rozkładu $\phi(\eta_i, t_i)$, m_i i σ_i parametrów kontrolnych dla czasu pracy $t > 500$ h. Mają one charakter poglądowy. Prezentują charakter zmiany poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji uprzedzającej $\Delta\eta$ dla wybranego parametru kontrolnego od okresowości sprawdzeń τ . Dla $\tau = 0$ wartość dopuszczalna wybranego parametru kontrolnego osiąga wartość graniczną tego parametru, tj. $\eta_{dop} = \eta_{gr}$, a tolerancja uprzedzająca $\Delta\eta = 0$. Osiągnięty jest kres trwałości urządzenia hydraulicznego ze względu na konkretny parametr kontrolny. Na podstawie wykresu dotyczącego np. współczynnika sprawności objętościowej pompy można określić okresowość sprawdzeń ze względu na ten parametr. Jeśli w czasie kontroli wartość współczynnika sprawności objętościowej będzie wynosiła 0,92, to czas następnego przeglądu będzie wynosił 800 h, natomiast

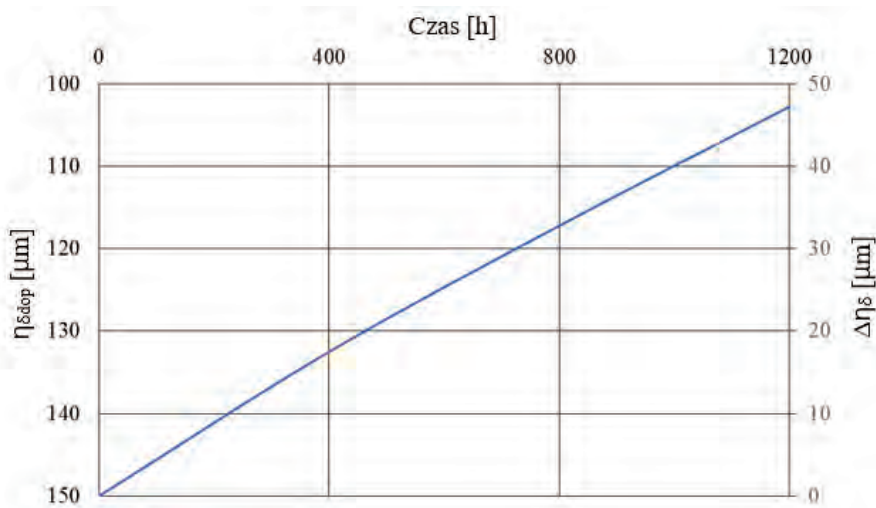
gdyby wartość tego współczynnika wynosiła 0,88, to czas następnego przeglądu będzie wynosił 400 h. Zmiana wartości dopuszczalnego współczynnika sprawności objętościowej w polu tolerancji uprzedzającej powoduje zmianę czasu kontroli (sprawdzenia).



Rys. 6.9. Zależność poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji resztkowej $\Delta \eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ od okresowości sprawdzeń τ dla współczynnika sprawności objętościowej pompy



Rys. 6.10. Zależność poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji resztkowej $\Delta \eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ od okresowości sprawdzeń τ dla maksymalnego ciśnienia pompy



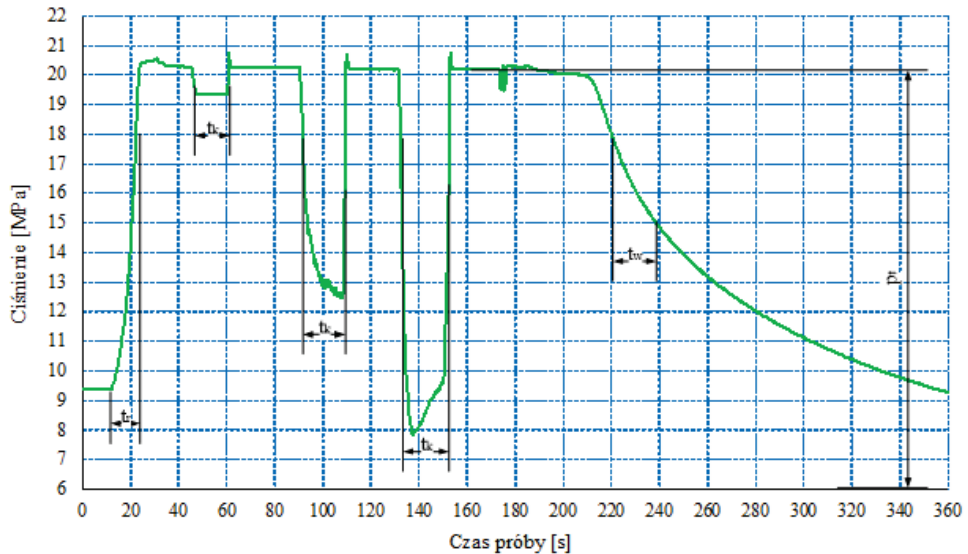
Rys. 6.11. Zależność poziomu dopuszczalnego η_{dop} i tolerancji resztkowej $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ od okresowości sprawdzeń τ dla sumarycznego luzu promieniowego w parach tłoczkowych

6.3.2. Monitorowanie trwałości napędu hydrostatycznego na podstawie identyfikacji jego stanu technicznego

6.3.2.1. Sformułowanie problemu i podstawy teoretyczne

Stopień degradacji napędu hydrostatycznego jest ciągły i zmienia się w czasie jego eksploatacji. Zbiór realizacji pomiarowych mierzalnego parametru strukturalnego napędu hydrostatycznego, znanego w kolejnych momentach czasu eksploatacji t , umożliwia obserwację stopniowych zmian w procesie zużycia urządzeń hydraulicznych napędu hydrostatycznego. Zmiana zasobu pracy urządzeń napędu hydrostatycznego w czasie ich eksploatacji spowodowana jest procesami zużywania się hydraulicznych par precyzyjnych tych urządzeń i jest zależna od czasu ich pracy, a także od ich cech indywidualnych, np. odporności i wrażliwości na narażenia wynikające z eksploatacji. Stopniowy ubytek zasobu pracy napędu hydrostatycznego jest wynikiem kumulacji różnych skutków zużycia hydraulicznych par precyzyjnych, których miarą jest czas. W rzeczywistości prędkość zużywania się hydraulicznych par precyzyjnych jest funkcją wielu zmiennych, które w ogólnym przypadku mają charakter losowy. Zatem prędkość zużywania się urządzeń hydraulicznych napędu jest funkcją argumentów losowych i taki charakter przyjmuje czas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej (węzeł cierny) do osiągnięcia zużycia granicznego, czyli osiągnięcia granicznej wartości parametru strukturalnego.

Zmianę zasobu pracy napędu hydrostatycznego można oceniać na podstawie zmiany współczynnika wolumetrycznego χ_w , zmiany ciśnienia w napędzie hydrostatycznym, czasu spadku ciśnienia poniżej określonej wartości i jego powrotu do tej wartości w czasie ruchu silnika hydraulicznego (elementu wykonawczego) oraz czasu spadku ciśnienia w napędzie hydrostatycznym od górnej wartości pomiarowej do dolnej wartości pomiarowej po wyłączeniu zespołu napędu pompy hydraulicznej. Na rys. 6.12 przedstawiono przykładowy przebieg zmian ciśnienia w lotniczym napędzie hydrostatycznym z zaznaczonymi czasami t_{ps} zmian ciśnienia w tym napędzie po uruchomieniu silnika hydraulicznego (elementu wykonawczego) oraz czasem t_{sc} spadku ciśnienia od górnej wartości pomiarowej do dolnej wartości pomiarowej po wyłączeniu zespołu napędowego napędzającego pompy hydrauliczne.



Rys. 6.12. Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w lotniczym napędzie hydrostatycznym

Zmianę zasobu pracy instalacji hydraulicznej można oceniać na podstawie współczynnika wolumetrycznego χ_w określonego jako stosunek wydajności pompy hydraulicznej Q_p zasilającej napęd hydrostatyczny do chłonności układów hydraulicznych $Q_{ch} = Q_{chp} + Q_{cho}$ (silnika hydraulicznego o prostoliniowym ruchu tłoka θ_{chp} i silnika hydraulicznego o ruchu obrotowym wału θ_{cho}), tj.:

$$\chi_w = \frac{Q_p}{Q_{ch}} \quad (6.59)$$

Wydajnością pompy hydraulicznej Q_p zasilającej napęd hydrostatyczny jest ilość cieczy hydraulicznej dostarczonej do przewodu tłocznego w jednostce czasu. Chłonnością układu hydraulicznego Q_{ch} jest ilość cieczy roboczej pobranej z układu zasilania w jednostce czasu. W sposób praktyczny współczynnik wolumetryczny instalacji χ_w określić można na podstawie pomiaru czasu i obrotów wirnika pompy hydraulicznej, przy których ciśnienie w napędzie hydrostatycznym osiąga zadaną wartość. Czas narastania ciśnienia w napędzie hydrostatycznym t_r podczas jego uruchamiania zależy od sprawności wolumetrycznej napędu η_v , wydajności pompy hydraulicznej Q_p , ciśnienia w napędzie hydrostatycznym p , tj. $t_r = f(\eta_v, Q_p, p) = f(\chi_w, p)$.

Czas zmiany ciśnienia w napędzie hydrostatycznym zależy od wielkości przecieków wewnętrznych wszystkich urządzeń hydraulicznych tego napędu. Przecieki wewnętrzne zdeterminowane są luzami konstrukcyjnymi w hydraulicznych parach precyzyjnych. Zwiększenie się luzu konstrukcyjnego w hydraulicznych parach precyzyjnych wynika z procesów ich zużycia. Im większy jest luz konstrukcyjny w hydraulicznej parze precyzyjnej, tym większy jest w niej przeciek wewnętrzny (natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych), a tym samym zwiększa się czas zmiany ciśnienia przy pracy silnika hydraulicznego (ruchu elementu wykonawczego).

Ruch elementu napędzanego po skokowym wymuszeniu przepływu w danym układzie napędu hydrostatycznego podzielić można na dwa etapy. W etapie pierwszym następuje wzrost ciśnienia do wartości odpowiadającej statycznemu obciążeniu zewnętrznemu układu napędu, zaś etap drugi rozpoczyna się po osiągnięciu wartości ciśnienia wynikającego z obciążenia statycznego.

Równanie bilansu przepływu w pierwszym etapie wymuszenia skokowego przepływu ma postać:

$$Q_p - q_v \cdot p_z - c \cdot \frac{dp_z}{dt} = 0, \quad (6.60)$$

gdzie:

Q_p – wydajność pompy hydraulicznej [m^3/s],

q_v – współczynnik natężenia przepływów nieszczelności wewnętrznych urządzeń hydraulicznych napędu [m^5/Ns],

p_z – zmiana ciśnienia w napędzie hydraulicznym [MPa],

c – pojemność hydrauliczna (kapacytancja) napędu [m^5/N],

t – czas [s].

Wzór na natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych urządzeń hydraulicznych napędu ma postać:

$$Q_n = q_v \cdot p , \quad (6.61)$$

gdzie:

Q_n – natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych [m^3/s],

P – ciśnienie w lotniczym napędzie hydraulicznym [MPa].

Z równania (6.60) otrzymujemy niejednorodne równanie różniczkowe określające przebieg ciśnienia o postaci:

$$\frac{c}{q_v} \cdot \frac{dp_z}{dt} + p_z = \frac{Q_p}{q_v} . \quad (6.62)$$

Równanie jednorodne ma postać:

$$\frac{c}{q_v} \cdot \frac{dp_z}{dt} + p_z = 0 , \quad (6.63)$$

stąd

$$\frac{dp_z}{p_z} = -\frac{q_v}{c} dt . \quad (6.64)$$

Całkując stronami równanie (6.64), otrzymuje się:

$$\ln p_z = -\frac{q_v}{c} t + \ln K , \quad (6.65)$$

gdzie K jest stałą całkowania. Dla $t = 0$ i $p_z = 0$ $K = -\frac{Q_p}{q_v}$.

Całka ogólna równania jednorodnego jest określona zależnością:

$$p_{zo} = K \cdot \exp\left(-\frac{q_v}{c} t\right) , \quad (6.66)$$

Całki szczególnej równania niejednorodnego poszukujemy w postaci stałej Γ . Podstawiając Γ do równania (6.62), otrzymuje się:

$$\Gamma = \frac{Q_p}{q_v} = p_z , \quad (6.67)$$

Rozwiązaniem równania (6.60) jest suma całek, ogólnej równania jednorodnego i szczególnej równania niejednorodnego:

$$p_z = K \cdot \exp\left(-\frac{q_v}{c} t\right) + \frac{Q_p}{q_v} , \quad (6.68)$$

Przebieg ciśnienia w napędzie hydrostatycznym określony jest równaniem:

$$p_z = \frac{Q_p}{q_v} \left[1 - \exp \left(-\frac{q_v}{c} t \right) \right], \quad (6.69)$$

z którego określa się czas zmiany ciśnienia (patrz rys. 6.12) wynikającego z obciążenia statycznego w napędzie hydrostatycznym:

$$t_r = \frac{q_v}{c} \cdot \ln \frac{Q_p}{Q_p - p_u \cdot q_v}, \quad (6.70)$$

gdzie p_u jest wartością ciśnienia, wynikającego z obciążenia statycznego w ruchu ustalonym, opisaną wzorem:

$$p_u = \frac{F_z \cdot L - \rho_w \cdot \omega_s}{q_{ch}}, \quad (6.71)$$

gdzie:

ω_s – prędkość kątowna silnika hydraulicznego [rad/s];

q_{ch} – chłonność jednostkowa silnika hydraulicznego [m³/rad];

F_z – siła statyczna obciążenia zewnętrznego;

L – skok (droga) trzonu [m];

ρ_w – współczynnik oporów wiskotycznych [Nms].

Podstawiając do zależności (6.70) wartości graniczne parametrów strukturalnych otrzymuje się graniczną wartość czasu wzrostu ciśnienia w instalacji do zadanej wartości.

Na podstawie doświadczeń i badań eksploatacyjnych stwierdzono, że napędy hydrostatyczne spełniają zadane funkcje, gdy stosunek wydajności hydraulicznej pompy zasilającej θ_p do chłonności układów hydraulicznych θ_{ch} jest nie mniejszy niż 0,95, co zapiszemy następująco: $\frac{Q_p}{Q_{ch}} \geq 0,95$. Obroty wirnika silnika napędzającego pompę, przy których ciśnienie w napędzie hydrostatycznym osiąga zadaną wartość wyznacza się z równania bilansu natężenia przepływu o postaci:

$$Q_p = \rho_p \cdot n_s - q_{vp} \cdot p_p \geq 0,95 \cdot Q_{ch}, \quad (6.72)$$

gdzie:

q_{vp} – współczynnik natężenia przepływów nieszczelności wewnętrznych pompy hydraulicznej, wyznaczany z zależności (6.60),

ρ_p – wydajność jednostkowa pompy.

Stąd graniczne obroty wirnika silnika napędzającego pompę, przy których ciśnienie w napędzie hydrostatycznym osiąga zadaną wartość, wyznacza się z zależności:

$$n_s \leq \frac{0,95 \cdot Q_{ch} + q_{vp} \cdot p_p}{\rho_p} \quad (6.73)$$

Po osiągnięciu wartości ciśnienia w napędzie wynikającego z obciążenia statycznego równanie bilansu przepływu ma postać:

$$c \cdot \frac{dp_z}{dt} = Q_p - q_v \cdot p_z - q_{ch} \cdot \omega_s \quad (6.74)$$

Równanie ruchu silnika hydraulicznego napędzającego elementy sterowania oraz elementy napędowe ma postać:

$$I \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = p_z \cdot q_{ch} - F_z \cdot l - \rho_w \cdot \omega_s \quad (6.75)$$

gdzie: I – moment bezwładności elementu ruchomego silnika hydraulicznego [kgm²].

Przebieg ciśnienia w napędzie hydrostatycznym po osiągnięciu wartości ciśnienia wynikającego z obciążenia statycznego przybiera postać:

$$\frac{I \cdot c}{q_{ch}^2} \cdot \frac{d^2 p_z}{dt^2} + \frac{\rho_w \cdot c + q_v \cdot I}{q_{ch}^2} \cdot \frac{dp_z}{dt} + p_z = p_u \quad (6.76)$$

Równanie (6.76) doprowadzone do równania w postaci znormalizowanej ma postać:

$$T^2 \cdot \frac{d^2 Q}{dt^2} + 2 \cdot \zeta \cdot T \cdot \frac{dQ}{dt} + Q = 1, \quad (6.77)$$

gdzie:

$$T = \frac{\sqrt{I \cdot c}}{q_{ch}} ; \quad \zeta = \frac{\rho_w \cdot c + q_v \cdot I}{2 \cdot q_{ch} \cdot \sqrt{c \cdot I}} ; \quad Q = \frac{p_z}{p_u}.$$

Dokonując przekształcenia Laplace'a dla (6.77), otrzymuje się transformatę wielkości ciśnienia bezwymiarowego (wartość ciśnienia w dziedzinie czasu). Z wyrażenia opisującego ciśnienie w dziedzinie czasu otrzymujemy wyrażenie określające przebieg ciśnienia w napędzie hydrostatycznym, spowodowany przesterowaniem suwaka rozdzielacza hydraulicznego, o postaci:

$$p_z = p_u + \frac{Q_p - p_u \cdot q_v}{c \cdot \omega} \cdot \exp\left(-\zeta \frac{t - t_r}{T}\right). \quad (6.78)$$

Częstość drgań ciśnienia w napędzie hydrostatycznym z silnikiem hydraulicznym o ruchu obrotowym ma postać:

$$\omega_{ro} = \sqrt{\frac{q_{ch}^2}{c \cdot I} - \left(\frac{I \cdot q_v + \rho_w \cdot c}{2 \cdot I \cdot c}\right)^2}, \quad (6.79)$$

zaś częstość drgań ciśnienia w napędzie hydrostatycznym z silnikiem hydraulicznym o ruchu liniowym ma postać:

$$\omega_{rl} = \sqrt{\frac{F_t^2}{c \cdot m} - \left(\frac{m \cdot q_v + \rho_s \cdot c}{2 \cdot m \cdot c}\right)^2}, \quad (6.80)$$

gdzie: F_t – powierzchnia tłoka siłownika (silnik hydrauliczny o ruchu liniowym).

Z zależności (6.78) określa się czas zmiany ciśnienia (patrz rys. 6.12) w napędzie hydrostatycznym w czasie pracy silnika hydraulicznego:

$$t_k = t_r + \frac{\zeta}{T} \cdot \ln \frac{c \cdot \omega (p_z - p_u)}{Q_p - p_u \cdot q_v}. \quad (6.81)$$

Po podstawieniu wartości parametrów strukturalnych napędu hydrostatycznego do równań (6.69) i (6.81) wyznaczmy graniczną wartość czasu zmiany ciśnienia w napędzie hydrostatycznym w czasie pracy silnika hydraulicznego.

Przepływ w linii zlewowej napędu hydrostatycznego (po wyłączeniu silnika napędowego napędzającego pompę hydrauliczną) wywołany zmianą objętości w hydroakumulatorze (pomiar ciśnienia) można opisać zależnością:

$$Q_n = \frac{V}{E} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (6.82)$$

gdzie:

V – objętość części olejowej hydroakumulatora [m^3],

E – moduł sprężystości objętościowej cieczy hydraulicznej [Pa],

P – zmiana ciśnienia w hydroakumulatorze [MPa],

T – czas zmiany ciśnienia w hydroakumulatorze [s].

Zmiana ciśnienia w hydroakumulatorze zależy również od wielkości natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych (6.61) w urządzeniach napędu hydrostatycznego. Przepływ w linii zlewowej napędu hydrostatycznego wywołany zmianą objętości w hydroakumulatorze (po wyłączeniu silnika napędowego napędzającego pompę hydrauliczną) można opisać zależnością:

$$q_v \cdot p = \frac{V}{E} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (6.83)$$

Po rozdzieleniu zmiennych równanie (6.83) można przekształcić do postaci:

$$\int_{p_G}^{p_D} \frac{dp}{p} = \frac{E \cdot q_v}{V} \cdot \int_0^t dt. \quad (6.84)$$

Po wykonaniu całkowania otrzymujemy zależność, z której można wyznaczyć czas spadku ciśnienia (patrz rys. 6.12) w napędzie hydrostatycznym po wyłączeniu zespołu napędzającego pompę hydrauliczną tego napędu:

$$t_w = \frac{V \cdot (\ln p_G - \ln p_D)}{E \cdot q_v}. \quad (6.85)$$

Po podstawieniu wartości parametrów do równań (6.85) wyznaczamy graniczną wartość czasu spadku ciśnienia w napędzie hydraulicznym po wyłączeniu zespołu napędzającego pompę hydrauliczną tego napędu.

Ciśnienie w napędzie hydrostatycznym z hydraulicznym silnikiem obrotowym, przy nagłym przesterowaniu suwaka rozdzielacza hydraulicznego można wyznaczyć ze wzoru:

$$p_{so} = p_u + \omega_{so} \cdot \sqrt{\frac{I_z}{c}} = \frac{M_u}{\rho_s \cdot \eta_{ms}} + \frac{Q_p \cdot \eta_v}{\rho_s} \cdot \sqrt{\frac{I_z}{c}}, \quad (6.86)$$

gdzie:

I_z – zredukowany moment bezwładności,

ρ_s – względna chłonność prędkościowa silnika hydraulicznego,

M_u – moment statyczny obciążenia zewnętrznego biernego.

η_{ms} – sprawność mechaniczna silnika hydraulicznego,

η_v – sprawność wolumetryczna silnika hydraulicznego.

Ciśnienie w napędzie hydrostatycznym z hydraulicznym silnikiem liniowym, przy nagłym przesterowaniu suwaka rozdzielacza hydraulicznego można wyznaczyć ze wzoru:

$$p_{so} = p_u + V_s \cdot \sqrt{\frac{m_z}{c}} = \frac{P_u}{F_t \cdot \eta_{ms}} + \frac{Q_p \cdot \eta_v}{F_t} \cdot \sqrt{\frac{m_z}{c}}, \quad (6.87)$$

gdzie:

m_z – masa zredukowana,

V_s – prędkość liniowa trzonu silnika hydraulicznego o prostoliniowym ruchu trzonu (kątowna w przypadku silnika hydraulicznego o ruchu obrotowym wału),

P_u – siła użyteczna,

F_t – powierzchnia tłoka.

Pogorszenie wartości parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego y (przyrost skutków zużycia hydraulicznych par precyzyjnych tego napędu – wzrost czasu zmiany ciśnienia w napędzie w czasie pracy silnika hydraulicznego lub obniżenie się czasu spadku ciśnienia w napędzie po wyłączeniu zespołu napędzającego pompę hydrauliczną tego napędu) w czasie jest prędkością degradacji tego parametru, tj. $v = \frac{dy}{dt} = f(y)$. Przy stałej prędkości zmiany parametru kontrolnego y (przyrost skutków zużycia – wzrost natężenia przepływu nieszczelności wewnętrznych w napędzie) zmianę tego parametru można opisać następującą zależnością:

$$v = \frac{dy}{dt} = g + k \cdot y , \quad (6.88)$$

gdzie:

$k = \tan \varphi$ – φ jest kątem nachylenia krzywej realizacji parametru kontrolnego,
 g jest przemieszczeniem realizacji parametru kontrolnego.

Przekształcając powyższą zależność, całkując lewą i prawą jego stronę odpowiednio po czasie i przyroście skutków zużycia oraz przyjmując, że po czasie pracy t_1 średnia wielkość zmiany parametru kontrolnego wynosi y_1 , otrzymuje się:

$$t - t_1 = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{g+k \cdot y}{g+k \cdot y_1} . \quad (6.89)$$

$$y = \left(y_1 + \frac{g}{k} \right) \cdot e^{(t-t_1) \cdot k} - \frac{g}{k} . \quad (6.90)$$

Oznaczając $\frac{1}{k \cdot \ln e} = A$ oraz $\frac{g}{k} = h$ i wprowadzając do powyższego wyrażenia zamiast logarytmu naturalnego logarytm dziesiętny, otrzymuje się:

$$y = (y_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h . \quad (6.91)$$

Współczynnik A określa kształt krzywej pogorszenia parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego, zaś h jest współczynnikiem przemieszczenia (określa położenie krzywej).

Górną granicę procesu pogorszenia się parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego określa się z równania:

$$y_{max} = (y_1 + \sigma_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h , \quad (6.92)$$

zaś dolną granicę z równania:

$$y_{min} = (y_1 - \sigma_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h , \quad (6.93)$$

gdzie:

y_{max} – bieżąca górna granica,

y_{min} – bieżąca dolna granica,

σ_1 – średnie odchylenie kwadratowe pogorszenia się parametru kontrolnego w czasie t_1 .

Współczynniki A i h określa się z zależności:

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\log \frac{\sigma_2}{\sigma_1}}, \quad h = \frac{y_2 - y_1 \frac{\sigma_2}{\sigma_1}}{\frac{\sigma_2}{\sigma_1} - 1}, \quad (6.94)$$

gdzie:

y_2 – średnia wielkość zmiany parametru funkcjonalnego w momencie t_2 ,

σ_2 – średnie odchylenie kwadratowe w momencie t_2 .

Znając wartości momentów parametru kontrolnego lotniczego napędu hydrostatycznego, tj. wartość oczekiwaną $m_y(t)$ (6.50) i średnie odchylenie kwadratowe $\sigma_y(t)$ (6.50), wyznacza się średnią wartość zmiany tego parametru y_{sr} i przedziały ufności procesu pogorszenia się tego parametru.

6.3.2.2. Weryfikacja liczbowa monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego

Proces monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego w zaproponowanej metodzie składa się z trzech zasadniczych czynności:

- 1) wyznaczenie wielkości granicznych czasu zmiany ciśnienia w napędzie hydrostatycznym (patrz pkt. 6.3.2.1),
- 2) pozyskanie informacji z bieżących badań napędu hydrostatycznego w zakresie zmian ciśnienia w napędzie,
- 3) porównanie czasu zmiany ciśnienia w napędzie hydrostatycznym z jego wielkością graniczną oraz analiza charakteru powstania odchylenia.

Na podstawie zależności przedstawionych w pkt. 6.3.2.1 dokonano obliczeń wartości wybranych parametrów kontrolnych napędu hydrostatycznego samolotu, tj. czasu narastania ciśnienia w napędzie t_r podczas jego uruchamiania do charakterystycznej wartości, czasu pełnego ruchu elementu wykonawczego (klapa) t_k z jednego skrajnego położenia w drugie, czasu spadku ciśnienia w napędzie t_w , w zakresie wartości charakterystycznych po wyłączeniu silnika, maksymalnego ciśnienia w napędzie hydrostatycznym p_t . Czas t_r , po którym ciśnienie w napędzie hydrostatycznym osiągnie wartość charakterystyczną dla tego samolotu (16,0 MPa), nie powinien być dłuższy niż 7 s. Czas spadku ciśnienia w napędzie hydrostatycznym t_w w zakresie wartości charakterystycznych dla tego samolotu (od 18,0 MPa do 15,0 MPa) po wyłączeniu silnika samolotu nie powinien być krótszy niż 15 s. Czas pełnego ruchu

klap t_k z jednego skrajnego położenia w drugie powinien zawierać się w przedziale 4,5–6 s. Ciśnienie w napędzie hydrostatycznym, przy niepracujących elementach wykonawczych, nie powinno być niższe niż 20,0 MPa.

Na rys. 6.13 zamieszczono, w celach porównawczych, przebiegi ciśnienia w napędzie hydrostatycznym samolotu z uruchomionym silnikiem napędowym, kolejno po 448, 925 i 1443 godzinach jego pracy na samolocie. Z analizy przebiegów ciśnień (rys. 6.13) wynika, że wartości wybranych parametrów kontrolnych napędu hydrostatycznego samolotu, tj. t_r , t_k , t_w , p_t , ulegają zmianie w czasie eksploatacji tego napędu w samolocie. Zwiększanie się czasu narastania ciśnienia w napędzie hydrostatycznym t_r i czasu pełnego ruchu elementów wykonawczych t_k z jednego skrajnego położenia w drugie świadczą o zmniejszaniu się wydajności pompy hydraulicznej i zwiększaniu się chłonności urządzeń napędu hydrostatycznego. Zmniejszanie się wartości ciśnienia maksymalnego p_t w napędzie hydrostatycznym w funkcji czasu jego pracy na samolocie świadczy o zmniejszaniu się wydajności pompy hydraulicznej i zwiększaniu się chłonności urządzeń napędu. Zmniejszanie się czasu spadku ciśnienia w napędzie hydrostatycznym t_w , po wyłączeniu silnika, w funkcji czasu jego pracy na samolocie świadczy o zwiększaniu się chłonności urządzeń napędu hydrostatycznego.

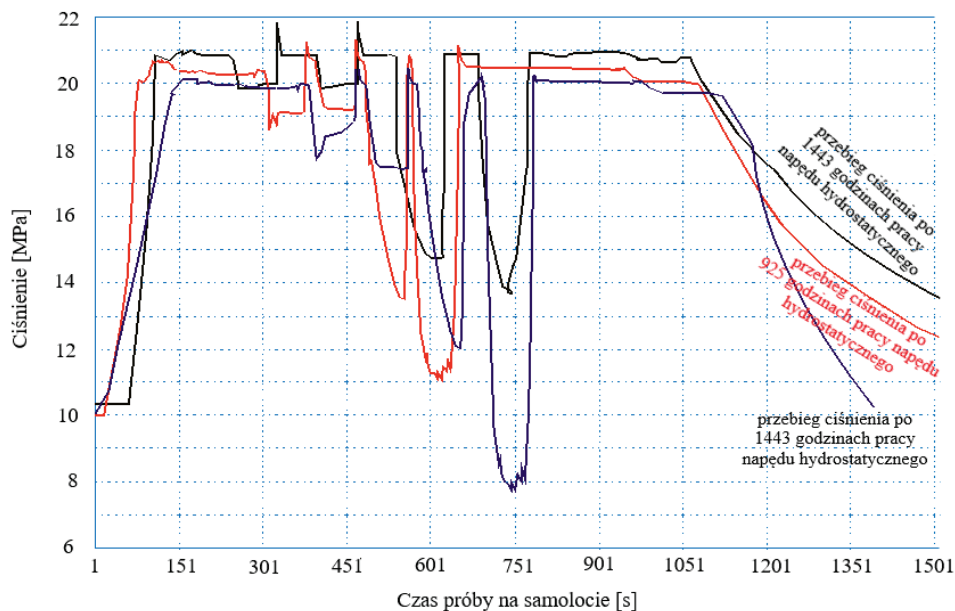
Na podstawie przebiegów ciśnienia w napędzie hydrostatycznym samolotu oraz zmian wartości parametrów kontrolnych w funkcji czasu eksploatacji napędu na samolocie (patrz rys. 6.13), wykorzystując zależności przedstawione w pkt. 6.3.2.1, obliczono średnią prędkość degradacji parametrów kontrolnych: t_r , t_k , t_w , p_t . Średnia prędkość degradacji czasu narastania ciśnienia w napędzie hydrostatycznym t_r wynosi 0,46 s na 100 h pracy napędu na samolocie. Średnia prędkość degradacji czasu spadku ciśnienia w napędzie hydrostatycznym t_w , w zakresie wartości charakterystycznych, po wyłączeniu silnika wynosi 0,47 MPa na 100 h pracy napędu na samolocie. Średnia prędkość degradacji ciśnienia maksymalnego w napędzie hydrostatycznym, przy niepracujących elementach wykonawczych, wynosi 0,1 MPa na 100 h pracy napędu na samolocie.

Estymowaną trwałość napędu hydrostatycznego T określamy z warunku:

$$T = \min(T_r, T_w, T_p) = \min(2100, 1900, 2500) = 1900 \text{ godzin.}$$

Wyznacza się ją na podstawie pomiarów trzech parametrów kontrolnych:

- czasu narastania ciśnienia w napędzie T_r (w omawianym przypadku wynosi 2100 godz.),
- czasu spadku ciśnienia w napędzie T_w (w omawianym przypadku wynosi 1900 godz.),
- czasu utrzymania maksymalnego ciśnienia w napędzie T_p (w omawianym przypadku wynosi 2500 godz.).



Rys. 6.13. Porównanie przebiegów ciśnienia w napędzie hydrostatycznym samolotu, przy uruchomionym silniku napędowym, kolejno po 448, 925 i 1443 godzinach jego pracy

6.4. Probabilistyczny model zmiany luzu w hydraulicznej parze precyzyjnej w funkcji czasu jej użytkowania

6.4.1. Ustalenie modelu zmian luzu w hydraulicznej parze precyzyjnej w funkcji czasu

Wyznaczenie modelu zmiany luzu L w hydraulicznej parze precyzyjnej w funkcji czasu jej pracy zależy od zjawisk fizycznych zachodzących w procesie zużywania się jej współpracujących elementów. Z doświadczeń z eksploatacji urządzeń hydraulicznych wynika, że okres docierania ich hydraulicznych par precyzyjnych jest bardzo krótki i praktycznie może być pominięty, a katastroficznego okresu zużycia można nie uwzględniać [104,117]. Należy rozpatrywać więc jedynie okres ustabilizowanego zużywania się współpracujących elementów hydraulicznej pary precyzyjnej, tj. zużywania się współpracujących elementów w takim przedziale dopuszczalnego zużycia, w którym docieranie już się skończyło, a okres katastroficznego zużywania się jeszcze się nie zaczął.

Wiadomo, że wymagania konstrukcyjne dla danego typu urządzenia hydraulicznego zawierają granice tolerancji dla wartości początkowej parametru stereometrycznego. Załóżmy więc, że luz L jest parametrem stereometrycznym służącym m.in. do oceny stanu technicznego dwóch współpracujących ze sobą elementów hydraulicznych par precyzyjnych w czasie pracy urządzenia hydraulicznego. Niech $\langle l_d, l_g \rangle$ będzie przedziałem eksploatacyjnym dopuszczalnych wartości luzu, tzn. gdy $L \in \langle l_d, l_g \rangle$, urządzenie hydrauliczne jest w stanie technicznym zdatnym do użycia.

W czasie eksploatacji luz we współpracujących ze sobą elementach hydraulicznej pary precyzyjnej ulega zmianie (powiększa się). Szybkość wzrostu luzu zależy od podatności współpracujących ze sobą elementów hydraulicznej pary precyzyjnej na zużycie oraz od warunków ich pracy, tj. zależy od losowego charakteru własności początkowych nadanych elementom hydraulicznej pary precyzyjnej w procesie ich wytwarzania oraz zaawansowania losowych procesów destrukcyjnych w procesie ich użytkowania. Luz L należy więc traktować jako zmienną losową i opisywać funkcją gęstości rozkładu prawdopodobieństwa $g_1(l)$. Należy tu dodać, że podatność na zużycie współpracujących ze sobą elementów urządzenia w pewnych określonych warunkach jego pracy zależy od parametrów fizycznych elementów takich jak twardość czy gładkość powierzchni oraz oddziaływania na ten element cieczy hydraulicznej. Podatność na zużycie współpracujących ze sobą elementów urządzenia hydraulicznego w ustalonych warunkach jego pracy zależy więc od stanu warstwy wierzchniej. Ogólna charakterystyka stanu warstwy wierzchniej jest opisana w pracach [29,84], dlatego nie będzie szczegółowo omawiana w niniejszej monografii.

Parametry opisujące stan warstwy wierzchniej są współzależne. Można w przybliżeniu założyć, że odporność na zużycie warstwy wierzchniej jest zdeterminowana przez twardość. Z charakteru stosowanych technologii w procesie produkcji elementów urządzeń hydraulicznych wynika, że ich twardość jest również zmienną losową. Zmienną losową twardości oznaczmy przez X , a funkcję gęstości rozkładu prawdopodobieństwa dla dwóch współpracujących ze sobą elementów przez $g_2(x)$ i $\hat{g}_2(x)$. Zgodnie z rzeczywistością można przyjąć, że twardość w przekroju poprzecznym warstwy wierzchniej jest stała. W ogólnym przypadku można przyjąć, że dla czasu użytkowania $t = 0$ luz L oraz twardość X elementów urządzenia są zmiennymi losowymi niezależnymi.

Innym czynnikiem mającym wpływ na szybkość zużywania się współpracujących ze sobą elementów hydraulicznych par precyzyjnych są warunki ich pracy w urządzeniu hydraulicznym. W rozważaniach bierzemy pod uwagę tylko takie warunki pracy elementów, które dają się zredukować do obciążenia. Z charakteru warunków pracy elementów hydraulicznej pary precyzyjnej wynika, że ich obciążenie jest zmienną losową, którą oznaczmy przez G , o wartościach z przedziału $\langle g_d, g_g \rangle$. Funkcją gęstości dla zmiennej losowej G , której postać nie zmienia się w czasie, będzie $g_3(g)$.

Model zmian luzu pomiędzy współpracującą ze sobą parą elementów urządzenia hydraulicznego powinien uwzględniać następujące założenia:

- W chwili początkowej luz jest zmienną losową L o funkcji gęstości rozkładu prawdopodobieństwa $g_1(l)$.
- Okres zużywania się elementów hydraulicznej pary precyzyjnej jest ustalony.
- Odporność na zużycie elementów hydraulicznej pary precyzyjnej zależy od ich twardości. Twardość elementów hydraulicznej pary precyzyjnej jest zmienną losową o wartościach z przedziału $< x_d, x_g >$ i o funkcji gęstości rozkładu prawdopodobieństwa $g_2(x)$ i $\hat{g}_2(x)$. Twardość obu elementów hydraulicznej pary precyzyjnej w warstwie wierzchniej jest stała.
- Obciążenie G jest zmienną losową o wartościach z przedziału $< g_d, g_g >$ i funkcji gęstości rozkładu prawdopodobieństwa $g_3(g)$.

W czasie pracy (eksploatacji) urządzeń hydraulicznych następuje zużywanie się współpracujących ze sobą elementów hydraulicznych par precyzyjnych, objawiające się ubytkiem ich masy, a więc wiąże się ze wzrostem luzu. Zmienna losowa luzu pomiędzy parą współpracujących ze sobą elementów hydraulicznej pary precyzyjnej w przedziale czasu pracy równym $[0, t]$ może być wyrażona wzorem:

$$\bar{L}_t = L_{t=0} + \Delta\bar{L}_{[0,t]} \quad (6.94)$$

gdzie:

$L_{t=0}$ – zmienna losowa luzu dla czasu $t = 0$,

$\Delta\bar{L}_{[0,t]}$ – zmienna losowa przyrostu luzu w przedziale czasu pracy urządzenia hydraulicznego równym $[0, t]$ powstałego w wyniku zużywania się obu współpracujących ze sobą elementów hydraulicznej pary precyzyjnej.

Zmienną losową $\Delta\bar{L}_{[0,t]}$ można przedstawić w następujący sposób:

$$\Delta\bar{L}_{[0,t]} = \Delta L_{[0,t]} + \Delta\hat{L}_{[0,t]} \quad (6.95)$$

gdzie:

$\Delta L_{[0,t]}$ – zmienna losowa przyrostu luzu w wyniku zużycia się pierwszego elementu hydraulicznej pary precyzyjnej do czasu t ,

$\Delta\hat{L}_{[0,t]}$ – zmienna losowa przyrostu luzu w wyniku zużycia się drugiego elementu hydraulicznej pary precyzyjnej do czasu t .

Dla określenia modelu zmiany luzu pomiędzy współpracującymi ze sobą elementami hydraulicznej pary precyzyjnej należy podać sposób wyznaczenia funkcji gęstości rozkładu prawdopodobieństwa zmiennej losowej $\bar{L}_t$. Z zależności (6.95) wynika, że do tego celu potrzebna jest postać funkcji gęstości zmiennej losowej

$\Delta\bar{L}_{[0,t]}$. Dla wyznaczenia funkcji gęstości zmiennej losowej $\Delta\bar{L}_{[0,t]}$ należy w pierwszej kolejności wyznaczyć funkcję gęstości zmiennej losowej $\Delta L_{[0,t]}$, a następnie funkcję gęstości zmiennej losowej $\Delta\hat{L}_{[0,t]}$.

Do ustalenia prawidłowości zmian zużywania się elementów hydraulicznej pary precyzyjnej urządzenia hydraulicznego wykorzystywane są dyskretne zbiory wartości luzu. Niech h będzie krokiem dla zbioru wartości parametru L , a τ krokiem dla czasu pracy urządzenia hydraulicznego t . Wiążemy kroki h i τ zależnością: $\tau = Z(h)$ tak, aby spełnione były warunki:

- a) przyrost zużycia elementu hydraulicznej pary precyzyjnej w przedziale czasu o długości $[t, t+\tau]$ jest wartością skończoną (mieści się w przedziale będącym wielokrotnością h);
- b) jeżeli $h \rightarrow 0 \Rightarrow \tau \rightarrow 0$. Zbieżność h i $L \in \langle l_d, l_g \rangle$ do zera powinna być taka, aby wartość oczekiwana i wariancja przyrostu zużycia elementu hydraulicznej pary precyzyjnej były skończone dla dowolnego czasu.

Krok h określimy ze wzoru: $h = \frac{l_g - l_d}{n}$, gdzie n jest liczbą naturalną. Mając ustalony krok h , wyznaczamy τ tak, aby spełnić podane powyżej warunki. Ponadto parametr l jest w stanie $\tilde{l}_i$, jeżeli spełniony jest warunek $l \in \left[l_i - \frac{h}{2}, l_i + \frac{h}{2} \right]$.

6.4.2. Wyznaczenie prawdopodobieństwa przejść z jednego ustalonego stanu do innego w przedziale czasu o pewnej długości

Z przyjętych w pkt. 6.4.1 założeń wynika, że podatność elementu hydraulicznej pary precyzyjnej na zużywanie się nie zależy od początkowej i chwilowej wartości luzu, a zależy jedynie od twardości współpracujących elementów i ich obciążenia. Zakładamy, że luz znajduje się w stanie $\tilde{l}_i$. Przyrost luzu ΔL w wyniku zużywania się elementu hydraulicznej pary precyzyjnej w czasie τ jest zmienną losową, którą można określić następująco: $\Delta L = \Phi_\tau(G, X)$. Realizacje zmiennej losowej ΔL można powiązać ze zmiennymi losowymi X i G zależnością:

$$\Delta l = \Phi_\tau(g, x). \quad (6.97)$$

Zauważmy, że Φ jest funkcją o wartościach nieujemnych. Stąd wynika, że jeżeli luz znajduje się w i -tym stanie, to prawdopodobieństwo przejścia do stanów niższych od i jest równe zero, czyli istnieją prawdopodobieństwa przejścia tylko do stanów wyższych.

Prawdopodobieństwo przejścia ze stanu i do stanu $i+j$ można określić w następujący sposób:

$$\begin{aligned}
P_{i, i+j} &= P \left\{ \left(l_j + \frac{h}{2} \right) - \left(l_i + \frac{h}{2} \right) \leq \Delta L < \left(l_{j+1} + \frac{h}{2} \right) - \left(l_i + \frac{h}{2} \right) \right\} \\
&= P \{ l_j - l_i \leq \Delta L < l_{j+1} - l_i \} = P \{ j \cdot h \leq \Delta L < (j+1) \cdot h \}.
\end{aligned}$$

Stąd:

$$P_{i, i+j} = \int_{j \cdot h}^{(j+1) \cdot h} W(\Delta L) d(\Delta L), \quad (6.98)$$

gdzie: $W(\Delta L)$ – funkcja gęstości zmiennej losowej ΔL .

Korzystając z funkcji gęstości zmiennych losowych twardości X i obciążenia G , można wyznaczyć prawdopodobieństwo określone zależnością (6.98). Zmienne te należą do pewnych skończonych przedziałów. Wybór τ zapewnia, że wartości funkcji Φ będą też należały do pewnego skończonego przedziału. Przyjmując podział tego przedziału zgodny z podziałem, jaki został wprowadzony przy określaniu prawdopodobieństwa przejścia, tj. $j \cdot h \leq \Delta L < (j+1) \cdot h$ (gdzie j jest liczbą naturalną) można przyjąć, że dla podzbiorów E_j słuszna jest zależność:

$$\int_{j \cdot h}^{(j+1) \cdot h} W(\Delta L) d(\Delta L) = \iint_{E_j} f(x, g) dx dg, \quad (6.99)$$

gdzie: $f(x, g)$ – gęstość dwuwymiarowej zmiennej losowej (X, G) .

Zmienne losowe X i G są niezależne, a więc $f(x, g) = g_2(x) \cdot g_3(g)$, stąd:

$$P_{i, i+j} = \iint_{E_j} g_2(x) \cdot g_3(g) dx dg. \quad (6.100)$$

Wzór (6.100) określa prawdopodobieństwa przejścia ze stanu i do stanów wyższych $i+j$ w pierwszym kroku.

Istnieją pewne szczególne przypadki postaci funkcji Φ , gdy jest ona w postaci jawnej np.:

$$\begin{cases} \Delta l = a \cdot \tau \cdot \tilde{x} \cdot g, \\ \Delta l = a \cdot \tau \cdot \frac{1}{x} \cdot g, \\ \Delta l = \sqrt{a \cdot \frac{g}{x}}, \end{cases} \quad (6.101)$$

gdzie:

- a – współczynnik proporcjonalności,
- $\tilde{x}$ – parametr charakteryzujący podatność elementu hydraulicznej pary precyzyjnej (parametr odwrotny do twardości).

Wykorzystując pierwszą zależność z (6.101) wyznaczmy prawdopodobieństwo przejścia:

$$P_{i,i+j} = P\{j \cdot h \leq \Delta L < (j+1) \cdot h\}, \quad j = 0, 1, 2, \dots \quad (6.102)$$

$$P_{i,i+j} = P\left\{\frac{j \cdot h}{a \cdot \tau} \leq G \cdot \tilde{X} < \frac{(j+1) \cdot h}{a \cdot \tau}\right\}.$$

Niech $\tilde{g}_2(\tilde{x})$ będzie funkcją gęstości zmiennej losowej X . Wprowadzimy nową zmienną losową Y o postaci: $Y = G \cdot \tilde{X}$. Funkcja gęstości zmiennej losowej Y , będąca iloczynem dwóch niezależnych zmiennych losowych, ma postać:

$$g(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{|\tilde{x}|} \cdot \tilde{g}_2(\tilde{x}) \cdot g_3\left(\frac{y}{\tilde{x}}\right) \cdot d\tilde{x}. \quad (6.103)$$

Stąd prawdopodobieństwa przejścia ze stanu i do stanów wyższych $i+j$ w jednym kroku będą:

$$P_{i,i+j} = \int_{-\frac{(j+1) \cdot h}{a \cdot \tau}}^{\frac{j \cdot h}{a \cdot \tau}} g(y) dy - \int_{-\frac{j \cdot h}{a \cdot \tau}}^{\frac{(j+1) \cdot h}{a \cdot \tau}} g(y) dy, \quad \text{dla } j = 0, 1, 2, \dots \quad (6.104)$$

6.4.3. Określenie równania różniczkowego dla zużycia jednego elementu hydraulicznej pary precyzyjnej

Założmy, że rozważany element hydraulicznej pary precyzyjnej urządzenia hydraulicznego znajduje się w chwili początkowej w stanie $\tilde{l}_i$. Niech l_i będzie punktem odniesienia dla przyszłych możliwych położzeń. Ponieważ wybrany element hydraulicznej pary precyzyjnej ma określoną twardość x_0 , więc prawdopodobieństwo przejścia określone zależnością (6.99) będzie funkcją obciążenia G przy ustalonym parametrze x_0 .

Niech h i τ będą tak dobrane, że prawdopodobieństwo przejścia wybranego elementu hydraulicznej pary precyzyjnej urządzenia hydraulicznego do wyższych stanów wynoszą:

$$P_{(x_0)i,i} = P_1(x_0) \quad P_{i,i+j}(x_0) = 0 \text{ dla } j > 2,$$

$$P_{(x_0)i,i+1} = P_2(x_0),$$

$$P_{(x_0)i,i+2} = P_3(x_0).$$

Ponieważ twardość elementu hydraulicznej pary precyzyjnej urządzenia hydraulicznego jest stała w czasie, więc w każdym kroku prawdopodobieństwa przejścia do innych stanów są stałe.

Niech $U_{k,i+j}$ oznacza prawdopodobieństwo, że w chwili $t = k \cdot \tau$ element hydraulicznej pary precyzyjnej, który wystartował ze stanu $\tilde{l}_i$, znajdzie się w stanie $\tilde{l}_{i+j}$.

Wykorzystując przyjęte oznaczenia, można napisać następujące równanie różnicowe:

$$U_{k+1,i+j} = P_1(x_0) \cdot U_{k,i+j} + P_2(x_0) \cdot U_{k,i+j-1} + P_3(x_0) \cdot U_{k,i+j-2}. \quad (6.105)$$

Równanie (6.105) ma następujący sens. Aby element, który był w chwili $t = 0$ w stanie $\tilde{l}_i$, znalazł się w czasie $(k+1) \cdot \tau$ w stanie $\tilde{l}_{i+j}$, potrzeba, aby w chwili $k \cdot \tau$ był w stanie $\tilde{l}_{i+j}$, $\tilde{l}_{i+j-1}$, $\tilde{l}_{i+j-2}$.

Wykorzystując równanie różnicowe (6.105), można napisać równanie różniczkowe cząstkowe. Rozkład prawdopodobieństwa $U_{k,i+j}$ można zastąpić funkcją gęstości prawdopodobieństwa $U(t, \Delta l)$. Prawdopodobieństwo $U_{k,i+j}$ odpowiada całce funkcji gęstości $U(t, \Delta l)$ w przedziale o długości h i o środku $\Delta l = j \cdot h$. Stąd: $U_{k,i+j} = U(k \cdot \tau, j \cdot h)h$ i $U(k \cdot \tau, j \cdot h) = \frac{U_{k,i+j}}{h}$. Tak zdefiniowana funkcja $U(t, \Delta l)$ dla $t > 0$ i dowolnych Δl ma ciągle pochodne drugiego rzędu.

Wykorzystując powyższe, równanie różnicowe (6.103) można napisać w postaci:

$$U(t + \tau, \Delta l) = P_0(x_0) \cdot U(t, \Delta l) + P_2(x_0) \cdot U(t, \Delta l - h) + P_3(x_0) \cdot U(t, \Delta l - 2h) \quad (6.106)$$

Dodajemy i odejmujemy od prawej strony $U(t, \Delta l)$.

$$U(t + \tau, \Delta l) = P_1(x_0) \cdot U(t, \Delta l) + U(t, \Delta l) - U(t, \Delta l) + P_2(x_0) \cdot U(t, \Delta l - h) + P_3(x_0) \cdot U(t, \Delta l - 2h).$$

$$U(t + \tau, \Delta l) - U(t, \Delta l) = (P_1(x_0) - 1) \cdot U(t, \Delta l) + P_2(x_0) \cdot U(t, \Delta l - h) + P_3(x_0) \cdot U(t, \Delta l - 2h).$$

$$P_1(x_0) + P_2(x_0) + P_3(x_0) = 1 \Rightarrow P_1(x_0) - 1 = -P_2(x_0) - P_3(x_0).$$

$$U(t + \tau, \Delta l) - U(t, \Delta l) = -P_2(x_0) \cdot [U(t, \Delta l) - U(t, \Delta l - h)] - P_3(x_0) \cdot [U(t, \Delta l) - U(t, \Delta l - 2h)].$$

Po rozwinięciu w szereg Taylora:

$$U(t + \tau, \Delta l) = U(t, \Delta l) + \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial t} \tau + 0(\tau)$$

$$U(t, \Delta l - h) = U(t, \Delta l) - \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} \cdot h + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2} \cdot h^2 + 0(h).$$

$$U(t, \Delta l - 2h) = U(t, \Delta l) - \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} \cdot 2h + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2} \cdot 4h^2 + 0(h).$$

Podstawiając, otrzymamy:

$$\begin{aligned} \tau \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial t} = & -P_2(x_0) \cdot \left[U(t, \Delta l) - U(t, \Delta l - h) + \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} \cdot h + \right] \cdot \\ & \left[+ \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2} \cdot \frac{h^2}{2} \right] - P_3(x_0) \cdot \left[U(t, \Delta l) - U(t, \Delta l) + 2h \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} + \right] \cdot \\ & \cdot \left[-2h^2 \cdot \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2} \right]. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial t} = & -P_2(x_0) \cdot h \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} + \frac{P_2(x_0)h^2}{2} \cdot \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2} + \\ & -2P_3(x_0) \cdot h \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} + 2h^2 \cdot P_3(x_0) \cdot \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial t} = & -\frac{h[P_2(x_0) + 2P_3(x_0)]}{\tau} \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} + \frac{h^2[P_2(x_0) + 4P_3(x_0)]}{2\tau} \cdot \\ & \cdot \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2}. \end{aligned}$$

Przyjmując następujące oznaczenia:

$$b(x_0) = \frac{h[1 - P_1(x_0) + P_3(x_0)]}{\tau},$$

$$a(x_0) = \frac{h^2[1 - P_1(x_0) + 3 \cdot P_3(x_0)]}{\tau},$$

otrzymamy równanie typu probabilistycznego zwane równaniem Fokkera–Plancka:

$$\frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial t} = -b(x_0) \cdot \frac{\partial U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l} + \frac{1}{2} \cdot a(x_0) \cdot \frac{\partial^2 U(t, \Delta l)}{\partial \Delta l^2}. \quad (6.107)$$

Szczególne rozwiązanie równania (6.107) spełnia następujące wymaganie: gdy $t \rightarrow 0$, rozwiązanie jest zbieżne do funkcji Diraca, a więc funkcji gęstości $U(t, \Delta l) \rightarrow 0$ dla $\Delta l \neq 0$ i $U(t, 0) \rightarrow +\infty$, ale tak że całka funkcji U jest równa 1 dla wszystkich $t > 0$.

Dla $a(x_0) > 0$ i gdy $b(x_0)$ jest dowolną stałą, szukane rozwiązanie równania (6.107) ma postać:

$$U(t, \Delta l; x_0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot a(x_0) \cdot t}} \cdot \exp \left[-\frac{(\Delta l - b(x_0) \cdot t)^2}{2 \cdot a(x_0) \cdot t} \right]. \quad (6.108)$$

Funkcja określona wzorem (6.108) przedstawia rozkład prawdopodobieństwa przyrostu luzu powstałego w hydraulicznej parze precyzyjnej w wyniku zużywania się jednego ze współpracujących elementów pary o twardości $x = x_0$ w przedziale czasu pracy $[0, t]$.

6.4.4. Wyznaczenie funkcji gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej przyrostu luzu

Postać zmiennej losowej przyrostu luzu w przedziale czasu pracy urządzenia hydraulicznego równym $[0, t]$ powstałego w wyniku zużywania się obu współpracujących ze sobą elementów hydraulicznej pary precyzyjnej opisana jest wzorem (6.96). Aby otrzymać funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej $\Delta L_{[0, t]}$ (6.96), należy uwzględnić dodatkowo, że twardość elementu jest zmienną losową X o funkcji gęstości $g_2(x)$. Wykonać to można w następujący sposób:

$$U(t, \Delta l) = \int_{x_d}^{x_g} U(t, \Delta l, x) \cdot g_2(x) dx \quad (6.109)$$

Zależność (6.109) jest szukaną funkcją gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej $\Delta L_{[0, t]}$.

Postępując identycznie, można wyznaczyć funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej $\Delta \hat{L}_{[0, t]}$ (6.96). Funkcja ta będzie miała postać:

$$\hat{U}(t, \Delta \hat{l}) = \int_{x_d}^{x_g} \hat{U}(t, \Delta \hat{l}, x) \cdot \hat{g}_2(x) dx \quad (6.110)$$

Uwzględniając zależności (6.109) i (6.110), funkcja gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej $\Delta \bar{L}_{[0, t]}$ ma postać:

$$\bar{U}(t, \Delta \bar{l}) = \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{U}(t, \Delta \bar{l} - \Delta l) \cdot U(t, \Delta l) d\Delta l \quad (6.111)$$

Postać funkcji gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej $\Delta \bar{l}_{[0,t]}$ zależy od obciążenia występującego w czasie eksploatacji urządzenia hydraulicznego oraz od podatności elementów hydraulicznej pary precyzyjnej na zużycie.

6.4.5. Wyznaczenie funkcji gęstości prawdopodobieństwa luzu w elementach hydraulicznej pary precyzyjnej w zależności od czasu jej pracy

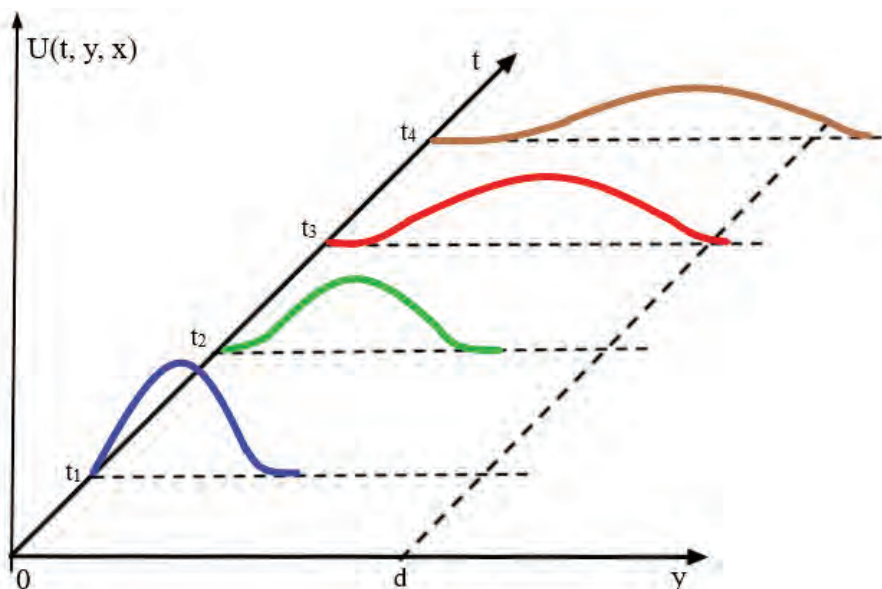
Zmienna losowa luzu pomiędzy parą współpracujących ze sobą elementów hydraulicznej pary precyzyjnej w przedziale czasu pracy równym $[0, t]$ ma postać opisaną wzorem (6.95). Funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej luzu dla czasu $t = 0$ $L_{t=0}$ znamy z założenia, natomiast zmienna losowa przyrostu luzu w przedziale czasu pracy urządzenia hydraulicznego równym $[0, t]$ $\Delta \bar{l}_{[0,t]}$ określona jest zależnością (6.111). Wykorzystując zależność (6.111) oraz funkcję $g_1(l)$, można wyznaczyć funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej L_t . Wyraża się ona następującą zależnością:

$$\Phi(\bar{l}, t) = \int_{l_d}^{l_g} \bar{U}(t, \bar{l} - l) \cdot g_1(l) dl. \quad (6.112)$$

W zależności (6.112) czas t spełnia funkcję parametru.

Funkcję gęstości prawdopodobieństwa zużywania się elementu hydraulicznej pary precyzyjnej o twardości $x = \text{const.}$ w zależności od czasu pracy t przedstawiono schematycznie na rys. 6.14. Wymiar d oznacza wymiar warstwy elementu hydraulicznej pary precyzyjnej podlegającej zużyciu, a $\Delta l = y$ oznacza bieżącą wartość zużycia elementu.

Z założeń dokonanych w pkt. 6.4.1 wynika, że zużycie elementu w czasie $t = 0$ jest równe zero z prawdopodobieństwem równym jedności. Tak więc proces zużycia elementu hydraulicznej pary precyzyjnej sprowadzony został do modelu opisującego ruch Browna.



Rys. 6.14. Schemat zużywania się elementu hydraulicznej pary precyzyjnej o twardości x

Do wyznaczenia parametrów funkcji gęstości prawdopodobieństwa przyrostu zużycia Δy (wzrostu luzu) w hydraulicznej parze precyzyjnej (6.113) wykorzystamy funkcję wiarygodności. Funkcja wiarygodności jest funkcją nieznanymi parametrów funkcji gęstości $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$ przy ustalonym wyniku doświadczenia i jest iloczynem funkcji gęstości prawdopodobieństwa przyrostu procesu:

$$L = f(t_0, y_0, \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m) \prod_{k=0}^{n-1} f(t_k, y_k, t_{k+1}, y_{k+1}, \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m)$$

gdzie:

- $f(t_0, y_0, \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m)$ – funkcja gęstości prawdopodobieństwa całkowitego,
- $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_m$ – parametry funkcji gęstości,
- $y_0, y_1, \dots, y_n$ – zaobserwowane wartości procesu odpowiednio w czasie $t_0, t_1, \dots, t_n$.

Rozpatrujemy funkcję wiarygodności L jako funkcję nieznanymi parametrów funkcji gęstości. Estymatory największej wiarygodności wyznacza się z równań:

$$\frac{\partial \log L}{\partial \theta_i} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, m)$$

Oznaczając $a(x) = \sigma^2(x)$, gdzie σ jest odchyleniem standardowym, i wstawiając do wzoru (6.112) otrzymamy jego nową postać:

$$\begin{aligned} & U(t_1, y_1, t_2, y_2, b(x_0), a(x_0)) = \\ & = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi \cdot (t_2 - t_1)}} \cdot \exp \left[-\frac{[y_2 - y_1 - b(x) \cdot (t_2 - t_1)]^2}{2 \cdot \sigma^2(x) \cdot (t_2 - t_1)} \right]. \end{aligned} \quad (6.114)$$

Na podstawie obserwacji zużycia elementu hydraulicznej pary precyzyjnej o twardości x otrzymujemy: $[(y_0 = 0, t_0), (y_1, t_1), \dots, (y_n, t_n)]$, gdzie: $t_0 < t_1 < t_2 < \dots < t_n$.

Korzystając ze wzoru (6.114) otrzymujemy następujące wyrażenie na funkcję wiarygodności:

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{2\pi \cdot \sigma^n \cdot \frac{n}{2}} \cdot \prod_{k=0}^{n-1} \frac{1}{\sqrt{t_{k+1} - t_k}} \cdot \\ & \cdot \exp \left[-\frac{[y_{k+1} - y_k - b(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)]^2}{2 \cdot \sigma^2(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)} \right]. \end{aligned} \quad (6.115)$$

Logarytmując zależność (6.114), otrzymujemy:

$$\frac{\partial \log L}{\partial b(x)} = \sum_{k=0}^{n-1} \frac{y_{k+1} - y_k - b(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)}{\sigma^2(x)} = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow [y_{k+1} - y_k - b(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)] = 0 \rightarrow y_n - b(x) \cdot t_n = 0.$$

Stąd:

$$b^*(x) = \frac{y_n}{t_n}. \quad (6.116)$$

$$\frac{\partial \log L}{\partial \sigma(x)} = -\frac{n}{\sigma} + \sum_{k=0}^{n-1} \frac{[y_{k+1} - y_k - b(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)]^2}{\sigma^3(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)} = 0.$$

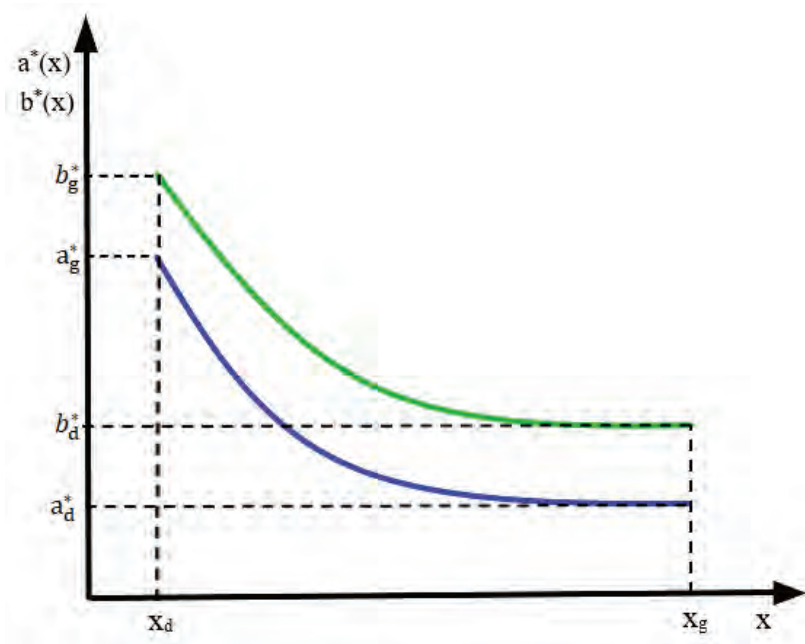
Stąd:

$$\sigma^2(x) = a(x) = \frac{1}{n} + \sum_{k=0}^{n-1} \frac{[y_{k+1} - y_k - b(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)]^2}{(t_{k+1} - t_k)}.$$

Podstawiając za $b(x) \approx b^*(x)$ otrzymujemy:

$$a^*(x) = \frac{1}{n} + \sum_{k=0}^{n-1} \frac{[y_{k+1} - y_k - b^*(x) \cdot (t_{k+1} - t_k)]^2}{(t_{k+1} - t_k)} . \quad (6.117)$$

Jak już wcześniej wykazano (patrz pkt. 6.4.1), twardość elementów hydraulicznej pary precyzyjnej jest zmienną losową o funkcji gęstości prawdopodobieństwa $g_2(x)$. Dla każdej wartości twardości x otrzymamy różne wartości estymatorów $a^*(x)$ i $b^*(x)$. Zużycie elementu hydraulicznej pary precyzyjnej będzie więc procesem Markowa o różnych wartościach $a(x)$ i $b(x)$. Dlatego fakt ten należy uwzględnić przy wyznaczaniu funkcji gęstości prawdopodobieństwa przyrostu luzu w hydraulicznej parze precyzyjnej. Parametry funkcji gęstości $a(x)$ i $b(x)$ są funkcjami twardości. Ponieważ twardość x jest zmienną losową, również i parametry $a(x)$ i $b(x)$ będą zmiennymi losowymi. Oznaczając te zmienne losowe przez $A(x)$ i $B(x)$, wyznaczmy ich funkcję gęstości prawdopodobieństwa. Dla dyskretnych wartości x_h twardości z pewnego przedziału $\langle x_d, x_g \rangle$ można obliczyć parametry $a^*(x)$ i $b^*(x)$ z zależności (6.116) i (6.117). Wykresy parametrów $a^*(x)$ i $b^*(x)$ w funkcji twardości x przedstawiono na rys. 6.15.



Rys. 6.15. Wykresy parametrów $a^*(x)$ i $b^*(x)$ w funkcji twardości x

Mając postacie analityczne $a^*(x)$ i $b^*(x)$ możemy wyznaczyć funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennych losowych $A(x)$ i $B(x)$, tj.:

$$g_4(a) = g_2[a^{*-1}(a)] \cdot \left| \frac{d[a^{*-1}(a)]}{da} \right|, \quad (6.118)$$

$$g_5(a) = g_2[b^{*-1}(b)] \cdot \left| \frac{d[b^{*-1}(b)]}{db} \right|, \quad (6.119)$$

gdzie:

a – wartość funkcji $a^*(x)$,

b – wartość funkcji $b^*(x)$.

Ponieważ $a(x)$ i $b(x)$ są wspólnie zależne od twardości x , istnieje również zależność pomiędzy wartościami tych funkcji. Niech zależność tę opisuje wzór: $b = \Omega(a)$. Wykorzystując ten wzór, można napisać zależność na funkcję gęstości prawdopodobieństwa dla dowolnego elementu hydraulicznej pary precyzyjnej z rozważanej populacji, która ma postać:

$$\Phi(t, y) = \int_{a_d}^{a_g} \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot a \cdot t}} \cdot \exp \left[-\frac{[y - \Omega(a) \cdot t]^2}{2 \cdot a \cdot t} \right] \cdot g_4(a) da. \quad (6.120)$$

6.4.6. Wyznaczenie modelu zmian wartości parametru technicznego urządzenia hydraulicznego

Dotychczasowe rozważania zmierzające do wyznaczenia modelu zmian parametru stereometrycznego można również przenieść na parametry techniczne urządzenia hydraulicznego. Każdy typ urządzenia hydraulicznego ma ściśle określony zbiór parametrów technicznych charakteryzujących jego stan techniczny, np. ciśnienie, natężenie przepływu, natężenie przepływów wewnętrznych (szczelność wewnętrzna). Wiadome jest, że parametry techniczne zmieniają się w czasie pracy urządzenia hydraulicznego.

Ustalając model zmian parametru technicznego, rozpatrzmy jego zmianę na konkretnym przykładzie. Przyjmijmy więc, że rozważanym parametrem technicznym jest natężenie przepływów wewnętrznych, a urządzeniem, w którym ten parametr kontrolujemy, jest wzmacniacz hydrauliczny. Natężenie przepływów wewnętrznych zależy tylko od wartości luzu pomiędzy elementami rozdzielczej pary suwakowej (patrz pkt 2.2.2), tj. suwakiem rozdzielczym a cylindrem. Niech zależność wiążąca wielkość luzu z natężeniem przepływów wewnętrznych ma postać:

$$\psi = W(\bar{l}), \quad (6.121)$$

gdzie:

ψ – natężenie przepływów wewnętrznych przez rozdzielczą parę suwakową,

$\bar{l}$ – luz pomiędzy suwakiem rozdzielczym a cylindrem.

W pkt. 6.4.1–6.4.5 wykazano, że luz $\bar{L}_t$ pomiędzy współpracującymi ze sobą elementami hydraulicznej pary precyzyjnej jest zmienną losową o funkcji gęstości prawdopodobieństwa wyznaczoną zależnością (6.111). Natężenie przepływów wewnętrznych jest również zmienną losową Γ_t . Funkcja W w zależności (6.121) przekształca przedział wartości luzów w przedział wartości natężenia przepływów wewnętrznych przez rozdzielczą parę suwakową. Jest to funkcja różnowartościowa, tzn. jeżeli $\bar{l}_1 \neq \bar{l}_2 \Rightarrow W(\bar{l}_1) \neq W(\bar{l}_2)$.

Jest to również funkcja ciągła i można przyjąć, że jest różniczkowalna. Funkcja odwrotna do zależności (6.121) ma postać:

$$\bar{l} = W^{-1}(\psi). \quad (6.122)$$

Funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Γ można napisać w postaci:

$$f(\psi, t) = \Phi[W^{-1}(\psi), t] \cdot \left| \frac{dW^{-1}(\psi)}{d\psi} \right| \quad (6.123)$$

Jeżeli przekształcenie parametru $\bar{L}$ (luzu) w parametr techniczny Γ (natężenie przepływów wewnętrznych) nie byłoby przekształceniem wzajemnie jednoznaczny, należy wówczas dokonać przekształcenia poprzez dystrybuantę [33].

Funkcję gęstości prawdopodobieństwa parametru technicznego Γ , zależną od czasu pracy urządzenia hydraulicznego, można wyznaczyć, wykorzystując metodę podaną w punktach 6.4.1–6.4.5.

Dla omawianego przykładu należy przyjąć następujące dane wejściowe:

- funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Γ , jaką jest natężenie przepływów wewnętrznych, w chwili początkowej;
- funkcję gęstości prawdopodobieństwa twardości elementów hydraulicznej pary precyzyjnej $g_2(x)$ i $\hat{g}_2(x)$;
- funkcję gęstości prawdopodobieństwa obciążenia G elementów hydraulicznej pary precyzyjnej $g_3(g)$.

Nowym elementem niniejszego rozważania jest konieczność ustalenia innej postaci funkcji przejścia od twardości współpracujących ze sobą elementów hydrau-

licznej pary precyzyjnej i ich obciążenia do parametru technicznego, jakim jest natężenie przepływów wewnętrznych. Chodzi więc o zastąpienie funkcji określonej zależnością (6.97) inną postacią.

Nową funkcję przejścia można określić zależnością:

$$\varrho_{\tau}(x, g) = W_{\tau} \cdot \Phi_{\tau}, \quad (6.124)$$

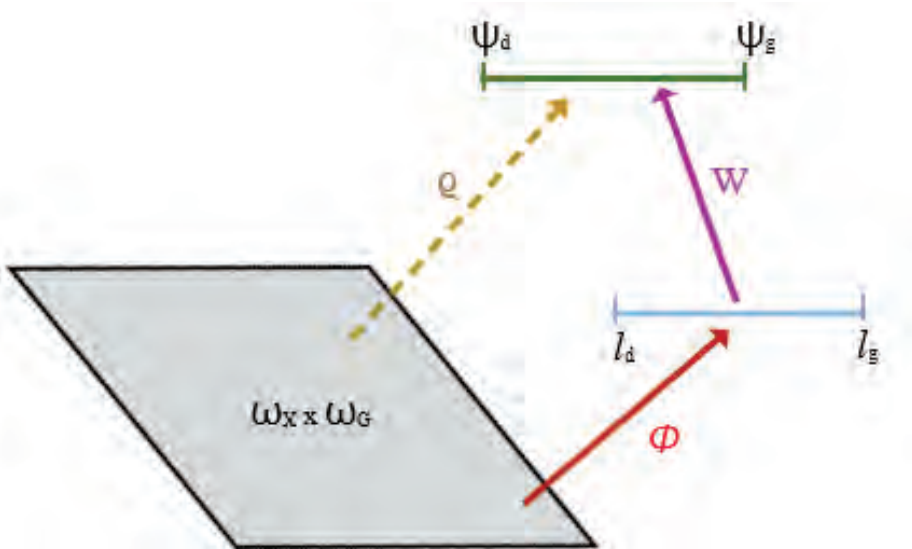
gdzie:

ϱ_{τ} – funkcja przejścia określona w iloczynie kartezjańskim $\omega_X \times \omega_G$ – jest ona superpozycją funkcji Φ_{τ} i W_{τ} ,

Φ_{τ} – funkcja określona w iloczynie kartezjańskim $\omega_X \times \omega_G$ o wartościach Δl , tj. zgodnie ze wzorem (6.97),

W_{τ} – funkcja określona wzorem (6.121).

Schemat wyznaczania funkcji przejścia ϱ , tj. działanie funkcji (6.124) pokazane jest na rys. 6.16.



Rys. 6.16. Schemat wyznaczania funkcji przejścia ϱ

PODSUMOWANIE

W monografii omówiono zagadnienia związane z szeroko pojętą trwałością napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych, rozpatrywane z punktu widzenia inżynierii mechanicznej. Problematyka ta jest ciągle aktualna, a jej znaczenie wzrasta w miarę podnoszenia parametrów eksploatacyjnych takich napędów, umożliwiających przenoszenie większych mocy z jak najmniejszymi stratami, czy miniaturyzacji urządzeń hydraulicznych.

Zaprezentowano predykcyjne spojrzenie na trwałość napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych oraz kształtowanie ich trwałości oparte na takim doborze materiałów i zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych ich węzłów kinematycznych w fazie projektowania i wytwarzania oraz taki dobór warunków pracy w obecności cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych, aby wystąpił efekt synergii. W podejściu tym o trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych decydują stan techniczny ich węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) ukształtowanych w procesie projektowania i produkcji oraz warunki ich pracy w obecności cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych. Ruchome skojarzenia węzła kinematycznego traktowane są jako węzeł tribologiczny składający się z: tłoczka lub suwaka, cieczy hydraulicznej, cząstek twardych, cylindra. Dlatego też ciecz hydrauliczna traktowana jest jako jeden z ważniejszych elementów konstrukcyjnych urządzenia hydraulicznego.

Zaproponowano również dwuetapową estymację trwałości urządzeń hydraulicznych. Pierwszym etapem jest szacowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego projektowania oraz wytwarzania i polega na określeniu tzw. trwałości rozporządzalnej. Na tym etapie bada się, w jaki sposób powstają zjawiska destrukcyjne w urządzeniu hydraulicznym lub czy i kiedy występowały w przeszłości (retrospekcja), aby oszacować, kiedy mogą się pojawić w przyszłości. Drugim etapem

jest monitorowanie trwałości urządzenia hydraulicznego w fazie jego eksploatacji, oparte na okresowo przeprowadzanych pomiarach kontrolnych parametrów hydraulicznych. Na tym etapie określa się trwałość resztkową. Bada się, jak zmiany parametrów funkcjonalnych urządzenia hydraulicznego, wynikające z występowania w nim zjawisk destrukcyjnych, wpływają na jego stan techniczny, aby wiedzieć, kiedy spowodują przekroczenie stanu granicznego.

Problem trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych należy rozpatrywać z różnych punktów widzenia. Dlatego obszar omawianych w monografii zagadnień dotyczył:

- właściwości i relacji (oddziaływań) między elementami węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych,
- właściwości cieczy hydraulicznej jako elementu konstrukcyjnego napędu hydrostatycznego, w tym jej przepływu w postaci dwufazowej (ciecz hydrauliczna + zanieczyszczenia w formie cząstek twardych) przez luzy konstrukcyjne (szczeliny hydrauliczne) i jej opis matematyczny,
- procesów zużywania się węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych, traktowanych jako węzły tribologiczne, oraz ich opisu matematycznego,
- wrażliwości zanieczyszczeniowej węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych oraz jej opisu matematycznego,
- predykcyjnego szacowania trwałości napędu hydrostatycznego i jego urządzeń hydraulicznych z wykorzystaniem metod probabilistycznych.

Pierwszy problem, na który zwrócono uwagę, to czynniki konstrukcyjno-technologiczne i eksploatacyjne węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych z punktu widzenia ich trwałości. Przedstawiono nowe zasady podziału węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych. Usystematyzowanie węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych pozwoliło:

- zidentyfikować ich rozwiązania konstrukcyjne i warunki pracy,
- określić właściwości ich współdziałania z uwzględnieniem obciążenia, kinematyki ich ruchu i własności stosowanych materiałów,
- oszacować czynniki konstrukcyjno-technologiczne i eksploatacyjne, zarówno sprzyjające, jak i utrudniające określeniu obiektywnych oznak ich destrukcji.

Pozwoliło to również na syntetyczne przedstawienie właściwości i relacji (oddziaływania) między elementami węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych i węzłów uszczelniających) urządzeń hydraulicznych wg kryterium kinematyki ich ruchu i warunków obciążenia. Analiza czynników konstrukcyjno-technologicznych i eksploatacyjnych węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych

wykazała, że ich trwałość zależy od właściwości ich współdziałania z uwzględnieniem obciążenia, kinematyki ich ruchu, własności stosowanych materiałów oraz warunków ich pracy w środowisku zanieczyszczonej cząstkami twardymi cieczy hydraulicznej.

Ważnym zagadnieniem trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych jest ciecz hydrauliczna, traktowana jako ich element konstrukcyjny, a której właściwości zmieniają się w czasie jej użytkowania. Badania stanowiskowe i eksploatacyjne cieczy hydraulicznej (np. na statkach powietrznych) wykazały, że wskutek oddziaływania na nią wysokiej temperatury oraz tlenu z powietrza, obecności katalitycznie oddziałujących metali oraz mechanicznych sił ścinających ciecz hydrauliczna zmienia barwę, zmniejsza lepkość, zwiększa liczbę kwasową, obniża właściwości reologiczne w rezultacie ścinania dodatków lepkościowych, powstają w niej osady i laki, wzrasta zawartość cząstek stałych (zanieczyszczeń stałych). Wychodząc z przesłanki traktującej ciecz hydrauliczną jako element konstrukcyjny urządzenia hydraulicznego, autor postawił tezę, że jej jakość odzwierciedla stan techniczny urządzenia. W związku z tym, zaproponowano nowe podejście do kontroli jakości cieczy hydraulicznej w czasie jej użytkowania, polegające na monitorowaniu jej stanu technicznego. Monitorowanie stanu technicznego cieczy hydraulicznej polega na pobieraniu jej próbki w określonych odstępach czasu jej użytkowania, badaniu jej wybranych parametrów (metodami przybliżonymi – polowymi lub w warunkach laboratoryjnych) i porównywaniu ich z wartością graniczną. Zdaniem autora zaproponowane rozwiązanie jest bardziej racjonalne od dotychczasowego, tzw. planowo-zapobiegawczego, polegającego na wymianie cieczy hydraulicznej po z góry ustalonym czasie użytkowania, nie badając jej właściwości. Głównym zagadnieniem w problematyce monitorowania stanu technicznego cieczy hydraulicznej jest określenie kryterium i wartości jej stanu granicznego. W tym celu wyłoniono i zaproponowano grupę parametrów kontrolnych, wynikających z warunków pracy większości urządzeń hydraulicznych i wspólnych dla większości cieczy hydraulicznych. Parametrami tymi są: lepkość kinematyczna, liczba kwasowa, zawartość wody, stan zanieczyszczenia stałymi cząstkami obcymi. Przyjęto, na podstawie wieloletnich badań stanowiskowych i eksploatacyjnych (m.in. na statkach powietrznych), że ciecz hydrauliczna w czasie jej użytkowania w średnociśnieniowych napędach hydrostatycznych osiąga stan graniczny, gdy:

- lepkość kinematyczna w temperaturze 313 K zmieni się w zakresie powyżej $\pm 10\%$ w stosunku do cieczy świeżej,
- liczba kwasowa wzrośnie o 0,3–0,4 mg KOH/g lub osiągnie wartość większą niż 0,5 mg KOH/g,
- zawartość zanieczyszczeń:
 - przekroczy wartość 0,5 mg/100 cm³ oleju,

- osiągnięte stężenie i skład granulometryczny przekraczające wymaganą klasę czystości dla danego rodzaju układu hydraulicznego (wg normy PN-ISO 4406 lub NAS 1638),
- zawartość wody przekroczy wartość 0,2%.

Wykazano, że decydującym parametrem stanu granicznego cieczy hydraulicznej jest jej klasa czystości, tj. stężenie i skład granulometryczny zanieczyszczeń stałych w niej zawartych. Wyniki badań eksperymentalnych, stanowiskowych, eksploatacyjnych (m.in. na statkach powietrznych) pozwalają stwierdzić, że:

- zmiana stopnia czystości cieczy hydraulicznej (koncentracji zanieczyszczeń), jak i rozmiaru zanieczyszczeń znacząco wpływa na wielkości i prawdopodobieństwo podwyższenia tarcia w hydraulicznych parach suwakowych i tłoczkowych (nurnikowych). Siła tarcia zależy od wymiarów zanieczyszczeń i ma maksymalną wartość, gdy wymiary zanieczyszczeń są bliskie wysokości szczeliny. Ze wzrostem luzu promieniowego między suwakiem a tuleją siła tarcia zwiększa się. Jest to słuszne do momentu, gdy luz promieniowy jest większy od wymiarów cząstek;
- zwiększenie na wlocie do przestrzeni pary suwakowej ciśnienia cieczy hydraulicznej o czystości do 5 klasy wg NAS 1638 nie powoduje znaczącego wzrostu wielkości siły tarcia w tej parze. Natomiast, im większy jest spadek ciśnienia w szczelinie, tym większa siła jest potrzebna do przesunięcia suwaka w parze suwak–tuleja po tym samym czasie postoju suwaka. Zwiększenie zaś ciśnienia cieczy hydraulicznej o czystości powyżej 9 klasy wg NAS 1638 podwyższa prawdopodobieństwo tego, że tarcie między elementami pary suwakowej może przewyższyć ustalony dopuszczalny poziom;
- w przypadku użycia cieczy hydraulicznej o czystości powyżej 6 klasy wg NAS 1638, ze wzrostem czasu przebywania suwaka w spoczynku znacznie zwiększają się siły potrzebne do zmiany jego położenia, osiągając przy tym wartości dopuszczalne;
- siła potrzebna do zmiany położenia suwaka składa się z siły tarcia wywołanej zanieczyszczeniami zawartymi w cieczy hydraulicznej, a także siły tarcia wywołanej jednostronnym dociśnięciem elementów pary suwakowej w wyniku działania na nią nie zrównoważonej promieniowej siły hydrostatycznej. Przy czym decydującą rolę odgrywają tu zanieczyszczenia zawarte w cieczy hydraulicznej.

Dla warunków pracy większości urządzeń hydraulicznych i większości cieczy hydraulicznych zaproponowano:

- minimalne wymagania w stosunku do czystości cieczy hydraulicznej dla napędów hydrostatycznych z uwzględnieniem ich roboczego ciśnienia i klasy dokładności urządzenia hydraulicznego (technika proporcjonalna – średnia

dokładność działania lub serwozaworowa – wysoka dokładność działania) (patrz rys. 4.21),

- zalecane klasy czystości cieczy hydraulicznych, według oznaczeń kodowych ISO 4406:1999 dla typowych urządzeń hydraulicznych, średniociśnieniowych napędów hydrostatycznych (patrz tabela 4.1),
- poziomy czystości cieczy hydraulicznej dla różnych typów napędów hydrostatycznych, zdefiniowane zgodnie z normami ISO i NAS, oraz odpowiadające im minimalne zalecane poziomy filtracji w mikrometrach (patrz tabela 4.2),
- dobór wielkości filtrów zamontowanych w linii wysokiego ciśnienia (tłoczenia) napędu hydrostatycznego i w jego linii niskiego ciśnienia (spływowej) metoda nomogramów (patrz rys. 4.27 i 4.28).

Zdaniem autora optymalnymi metodami monitorowania czystości cieczy hydraulicznych w czasie ich użytkowania są metoda granulometryczna, tj. badanie stężenia i składu granulometrycznego zanieczyszczeń stałych w niej zawartych, oraz metoda optycznej spektrometrii emisyjnej, tj. badanie zawartości w cieczy pierwiastków o wymiarach do 10 μm (patrz podrozdz. 3.6). Koncentracja pierwiastków w produktach zużywania informuje o elementach, które ulegają zużyciu w urządzeniu hydraulicznym.

W monografii wykazano, że jednym z najważniejszych czynników wpływających na trwałość urządzeń hydraulicznych jest zużywanie się ich węzłów kinematycznych. Zagadnienie zużywania się węzłów kinematycznych urządzeń hydraulicznych przedstawiono jako synergii różnych oddziaływań w określonych warunkach współpracy. W związku z tym węzły kinematyczne urządzeń hydraulicznych traktowane są jako węzły tribologiczne. Na podstawie badań stanowiskowych i eksploatacyjnych (m.in. na statkach powietrznych) stwierdzono, że zmiana makro- i mikrogeometrii powierzchni roboczych węzłów kinematycznych (hydraulicznych par precyzyjnych) zachodzi wskutek procesów zużycia, takich jak: zużywanie na skutek utleniania, zużywanie adhezyjne na zimno i zużywanie ściernie. Wykazano, że dominującym procesem zużycia elementów par suwakowych i tłoczkowych (nurnikowych) jest zużycie wskutek utleniania. Dominowanie podczas pracy hydraulicznej pary precyzyjnej procesu zużywania wskutek utleniania gwarantuje małą intensywność zużywania się współpracujących powierzchni pary i jest traktowane jako zużywanie normalne i uważane za jedyne dopuszczalne. Zużywanie wskutek utleniania uwarunkowane jest przede wszystkim zachowaniem podczas pracy nacisków i prędkości poślizgu elementów hydraulicznej pary precyzyjnej poniżej wartości krytycznej (patrz pkt 4.4). Głównym czynnikiem w procesie zużywania wskutek utleniania jest szybkość ścierania, tj. tworzenia czystych powierzchni pozbawionych warstewki tlenków metalu i odtwarzania tlenków metalu na współpracujących powierzchniach pary suwakowej. Szybkość ścierania i odtwarzania tlenków metalu na

współpracujących powierzchniach hydraulicznej pary precyzyjnej zależy od wartości nacisków w styku współpracujących powierzchni pary hydraulicznej. Tworzenie się powierzchni czystych (bez tlenków metalu) jest możliwe tylko przy określonym skojarzeniu prędkości ścierania i odtwarzania tlenków oraz absorbowanych na powierzchni błonek olejowych. Gdy szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach hydraulicznej pary precyzyjnej jest większa od szybkości ich ścierania, zachodzi proces zużywania wskutek utleniania. Przy nadkrytycznych wartościach prędkości poślizgu następuje skokowa i gwałtowna zmiana ilościowa współczynnika tarcia pomiędzy powierzchniami elementów pary hydraulicznej. Po osiągnięciu krytycznej prędkości poślizgu szybkość tworzenia warstewek tlenków metalu na współpracujących powierzchniach suwakowej pary hydraulicznej jest mniejsza od szybkości ich ścierania i zainicjowany zostaje proces zacierania adhezyjnego (szczepiania). Warunkiem wystąpienia procesu zacierania adhezyjnego (szczepiania) w suwakowej parze hydraulicznej urządzenia regulacyjnego jest jej obciążenie kontaktowo-wibracyjne.

Zaproponowano analityczny opis ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym, który pozwala przeprowadzić zarówno jakościową, jak i ilościową analizę wpływu parametrów wibracji i obciążenia na wystąpienie zacierania adhezyjnego (szczepiania) w suwakowych parach hydraulicznych urządzeń regulacyjnych. Do rozwiązania równania różniczkowego opisującego proces ścierania i odtwarzania tlenków metalu w styku tarciovym należy określić wartość współczynników k , a_1 , a_2 (patrz pkt 4.4.3). Współczynniki te charakteryzują intensywność odtwarzania i opór ścierania tlenków metalu oraz czas pojawiania się powierzchni czystej i odtwarzania się warstewki tlenków metalu na tej powierzchni. Wartości współczynników k , a_1 , a_2 można w przybliżeniu oszacować na podstawie badań eksperymentalnych. Podczas badań należy oszacować prędkość ścierania tlenków metalu oraz ich odtwarzania na powierzchniach czystych przy różnych wartościach prędkości poślizgu i nacisku (ciśnieniu) w styku tarciovym oraz odporność na zużycie stali w warunkach tarcia granicznego. Wpływ prędkości poślizgu i obciążenia można oszacować na drodze badania próbek w warunkach zbliżonych do warunków powstawania zacierania adhezyjnego (szczepiania), gdy występuje jeszcze zużycie utleniające. Zaproponowany model procesu wywołującego zacieranie adhezyjne w suwakowej parze hydraulicznej przy jej obciążeniu wibracyjnym pozwala określić rząd granicznych wartości wibracji i ciśnienia w styku współpracujących powierzchni, po których przekroczeniu występuje zużycie adhezyjne w tej parze.

Badanie zużywania ściernego realizowano autorską metodą kolmatacyjną, tj. badano hydrauliczne pary precyzyjne w czasie ich pracy z cieczą hydrauliczną o różnej ilości i wielkości cząstek twardych. Jest to metoda pośrednia, ze względu na to, że wartość zużycia i intensywność zużywania oceniano ilościowo metodą pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę

między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej (natężenie przepływu nieszczelności wewnętrznych). Wnikanie ziaren w luz konstrukcyjny hydraulicznej pary precyzyjnej jest swobodne i nieograniczone, nawet dla większych ziaren, co powoduje w czasie ruchu tłoczka lub suwaka ich udział w zużywaniu ściernym. Przepływ przez szczelinę hydrauliczną odwzorowuje więc wartość zużycia badanego skojarzenia. Ocena zużycia za pomocą pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu cieczy hydraulicznej przepływającej przez szczelinę hydrauliczną między trącymi elementami hydraulicznej pary precyzyjnej jest oparta na zasadzie badania szczelności, tj. zmian ciśnienia w układzie, lub zmianie natężenia przepływu przez szczelinę hydrauliczną. W miarę zużywania ściernego hydraulicznej pary precyzyjnej jej luz konstrukcyjny (szczelina hydrauliczna) zwiększa się, co powoduje spadek ciśnienia rejestrowany przez manometr lub zwiększenie natężenia przepływu cieczy rejestrowanego przepływomierzem. Po określonym czasie pracy zespołów hydraulicznych na stanowisku badawczym dokonywano pomiaru parametrów charakteryzujących ich strukturę i funkcjonowanie. Charakter i gradient zmian mierzonego parametru stanowi ocenę zużywania ściernego hydraulicznej pary precyzyjnej. Do badań stanowiskowych zużywania ściernego wykorzystano rozdzielcze pary suwakowe, w których skojarzono suwak i tuleję wykonane ze stali 20XA o twardość HRC = 58 oraz ciecz hydrauliczną zawierającą pył testowy glinokrzemian potasowy o rozmiarach cząstek od 4,5 μm do 25 μm . W pierwszym przypadku wartość luzu pomiędzy suwakiem a tuleją wynosiła 0,003–0,004 mm, a w drugim 0,08–0,010 mm. W efekcie tych badań zaproponowano, w odniesieniu do przykładowo analizowanych rozdzielczych par suwakowych, podział zanieczyszczeń obecnych w cieczy według kryterium rozmiarowego, na trzy grupy:

- inicjatory zużywania ściernego pary: cząstki stałe mniejsze od 9 μm ,
- intensyfikatory zużywania ściernego pary: cząstki stałe z przedziału od 10 μm do 14 μm ,
- integratory zużywania ściernego pary: cząstki stałe większe od 15 μm .

Jedną z podstawowych trudności, na które napotykają projektanci i użytkownicy napędów hydrostatycznych, jest ustalenie, przy jakiej czystości cieczy hydraulicznej uzyskamy optymalną trwałość tego napędu. W monografii zaprezentowano mechanizm i opisano analitycznie przepływ przez luzy konstrukcyjne (szczeliny hydrauliczne) cieczy hydraulicznej zawierającej cząstki twardych zanieczyszczeń stałych. Parametry przepływu przez szczeliny hydrauliczne cieczy hydraulicznej zawierającej zanieczyszczenia w postaci cząstek twardych wyznaczają wrażliwość zespołu hydraulicznego na te zanieczyszczenia. Zaprezentowane w pracy zależności analityczne umożliwiają wyznaczenie parametrów przepływu zanieczyszczonej cieczy hydraulicznej przez wybraną klasę szczelin hydraulicznych. Parametrami tymi są: natężenie przepływu cieczy hydraulicznej w szczelinie i za szczeliną, przyrost

objętości zanieczyszczeń zatrzymanych w szczelinie, zmiana średniego pola przekroju szczeliny, średnia prędkość wypływu cieczy hydraulicznej ze szczeliny, czas całkowitego napełniania szczeliny cieczą hydrauliczną. Znajomość powyższych parametrów umożliwia obliczanie sił i momentów kolmatacji w urządzeniach hydraulicznych.

Opisano relacje i szybkość zmiany parametrów krytycznych urządzenia hydraulicznego w czasie (zużywanie się jego hydraulicznych par precyzyjnych), w wyniku oddziaływania na parę hydrauliczną tego urządzenia zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej w postaci cząstek twardych. Do opisu wykorzystano założenia analogiczne do ściśliwości i modułu odkształcenia objętościowego cieczy hydraulicznej. Zaproponowany współczynnik wrażliwości zanieczyszczeniowej może być wygodnym parametrem służącym do porównania urządzeń hydraulicznych pracujących w tych samych warunkach. Zaprezentowany model umożliwia wyznaczenie współczynnika zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń i stałą czasową destrukcji cząstek dla danego przedziału wymiarów cząstek. Iloczyn współczynnika zużycia w wyniku oddziaływania zanieczyszczeń i stałej czasowej destrukcji cząstek dla danego przedziału wymiarów cząstek umożliwia prognozowanie trwałości urządzenia hydraulicznego.

Zaproponowana doświadczalno-analityczna metoda wyznaczania charakterystyk przepływu cieczy hydraulicznej pozwala na oszacowanie z dużą dokładnością rzeczywistych zjawisk fizycznych zachodzących w szczelinach hydraulicznych. Pozwala również na uzyskanie danych do modeli probabilistycznych oceny trwałości napędu hydrostatycznego.

W monografii zaprezentowano metody modelowania matematycznego (opisy matematyczne) umożliwiające estymowanie trwałości napędu hydrostatycznego i jego urządzeń hydraulicznych na etapie ich projektowania oraz monitorowanie i szacowanie ich trwałości w czasie ich użytkowania.

Jednym z zaprezentowanych modeli jest model probabilistyczny, w którym szybkość zmiany parametru kontrolnego zależy od zużycia hydraulicznych par precyzyjnych w danych warunkach pracy oraz odporność ich materiału na zużycie, traktowanych jako dowolne procesy losowe. Prędkość zmiany parametru kontrolnego opisana jest stochastycznym równaniem różniczkowym z małym parametrem. Zmiana parametru kontrolnego zależy od:

- bieżącej wartości tego parametru,
- wrażliwości hydraulicznych par precyzyjnych na zanieczyszczenia zawarte w cieczy roboczej,
- odporności materiału hydraulicznych par precyzyjnych na zużycie,
- czasu użytkowania napędu.

Występujący w stochastycznym równaniu różniczkowym mały parametr spełnia dwie funkcje: służy do analizy zbieżności w tej metodzie i jest średnią odpornością materiału hydraulicznych par precyzyjnych na zużycie. Druga funkcja małego parametru zdeterminowana jest fizyką zjawiska i zależy od stopnia oddziaływania zanieczyszczeń znajdujących się w cieczy hydraulicznej na powierzchnie hydraulicznych par precyzyjnych. Wartość małego parametru wyznacza się z badań eksperymentalnych dla określonych hydraulicznych par precyzyjnych wykorzystywanych w napędzie hydrostatycznym. Rozwiązaniem wejściowego równania stochastycznego jest równanie różniczkowe cząstkowe opisujące chwilową zmianę funkcji gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego napędu. Równanie różniczkowe cząstkowe jest uogólnionym równaniem Fokkera-Plancka. Rozwiązaniem równania Fokkera-Plancka jest funkcja gęstości prawdopodobieństwa parametru kontrolnego o dystrybucie standaryzowanego rozkładu normalnego. Funkcja ta zależy od:

- wartości parametru kontrolnego,
- losowej odporności hydraulicznych par precyzyjnych napędu hydraulicznego na zużycie,
- parametrów będących funkcjami losowych zakłóceń oddziałujących na hydrauliczne pary precyzyjne napędu hydraulicznego,
- czasu użytkowania napędu.

W celu praktycznego wykorzystania funkcji gęstości do obliczeń trwałości współczynniki momentowe tej funkcji wyznaczono, wykorzystując funkcję wiarygodności i dane z rzeczywistego przebiegu wartości parametru kontrolnego w funkcji czasu pracy. Zaprezentowany model umożliwia ocenę zmiany parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego i szacowanie jego trwałości przy niewielkiej ilości informacji pochodzących z badań eksperymentalnych.

Innym zaprezentowanym w monografii modelem jest model pozwalający oszacować trwałość napędu hydrostatycznego w zależności od wielkości i koncentracji zanieczyszczeń zawartych w cieczy hydraulicznej. Do oceny trwałości wykorzystany jest parametr kontrolny. Szybkość zmiany parametru kontrolnego opisana jest równaniem różniczkowym uwzględniającym wrażliwość na zanieczyszczenia hydraulicznych par precyzyjnych napędu hydraulicznego oraz dynamikę zmian koncentracji zanieczyszczeń w cieczy hydraulicznej omywającej tę parę. Rozwiązaniem równania różniczkowego jest zależność wyrażająca zmianę parametru kontrolnego w funkcji czasu. Należy tu dodać, że model ten nie uwzględnia losowości procesu zużycia hydraulicznych par precyzyjnych napędu hydrostatycznego oraz nie daje jednoznacznej odpowiedzi dotyczącej poziomu ufności rezultatu i spodziewanego zakresu jego zmienności.

W pracy przedstawiono również metodę monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego w fazie jego użytkowania (eksploatacji). Metoda określa związek wartości tolerancji uprzedzających kontrolowanego parametru z okresowością

sprawdzeń (trwałość resztkowa), przy zapewnieniu zadanego poziomu nieuszkodzalności. Tolerancje uprzedzające stanowią zbiór wartości parametru kontrolnego zawartych między poziomami dopuszczalnym i granicznym. Jeżeli wartość dowolnego parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego η przekroczy wartość dopuszczalną η_{dop} , ale nie przekroczy wartości granicznej η_{gr} , tj. $\eta_{dop} \leq \eta \leq \eta_{gr}$, to należy uważać, że napęd hydrostatyczny znajduje się w stanie trwałości resztkowej. Osiągnięcie przez parametr techniczny poziomu dopuszczalnego związane jest ze zmianą częstotliwości kontroli, tj. $\Delta\tau = t_2 - t_1$. Wielkość $\Delta\eta = \eta_{gr} - \eta_{dop}$ jest związana z częstotliwością kontroli $\Delta\tau = t_2 - t_1$ w taki sposób, aby proces zmiany parametru kontrolnego napędu, po przecięciu poziomu dopuszczalnego η_{dop} przy pracowanym czasie $t_1 \leq \tau < t_2$ nie przeciął do chwili t_2 poziomu granicznego η_{gr} z prawdopodobieństwem $P(t) \geq P_{bw}$, gdzie P_{bw} jest założonym prawdopodobieństwem bezawaryjnej pracy napędu w czasie $\Delta\tau$. Jeżeli wartość dowolnego parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego η przekroczy wartość graniczną η_{gr} , tj. $\eta \geq \eta_{gr}$, to napęd osiąga kres trwałości. Należy tu dodać, że metoda ta została wdrożona do monitorowania napędów hydrostatycznych samolotów i helikopterów wojskowych użytkowanych w Siłach Zbrojnych RP.

Godna poświęcenia uwagi jest metoda szacowania trwałości urządzenia hydraulicznego w oparciu o teorię wartości ekstremalnych tarcia statycznego w hydraulicznych parach precyzyjnych (patrz pkt. 6.2.3). Metoda ta umożliwi oszacowanie, na etapie projektowania i konstruowania suwakowych urządzeń hydraulicznych, największej wartości siły ruszenia suwaka pary precyzyjnej z miejsca po pewnym czasie znajdowania się jego w spoczynku pod ciśnieniem.

Stopień degradacji napędu hydrostatycznego i jego urządzeń hydraulicznych jest ciągły i zmienia się w czasie jego eksploatacji. Dlatego w monografii zaproponowano metodę monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego na podstawie identyfikacji jego stanu technicznego. Zbiór realizacji pomiarowych mierzalnego parametru kontrolnego napędu hydrostatycznego, znanego w kolejnych momentach czasu eksploatacji, umożliwia obserwację stopniowych zmian w procesie zużywania się urządzeń hydraulicznych napędu hydrostatycznego. Proces monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego w zaproponowanej metodzie składa się z trzech zasadniczych czynności:

- 1) wyznaczenia wielkości granicznych czasu zmiany parametru kontrolnego w napędzie hydrostatycznym (patrz pkt. 6.3.2.1),
- 2) pozyskania informacji z bieżących badań napędu hydrostatycznego w zakresie zmian parametru kontrolnego w napędzie,
- 3) porównania czasu zmiany parametru kontrolnego w napędzie hydrostatycznym z jego wielkością graniczną oraz analizy charakteru powstania odchylenia.

Metoda monitorowania trwałości napędu hydrostatycznego na podstawie identyfikacji jego stanu technicznego została wdrożona do przedłużania resursów samolotów i helikopterów wojskowych użytkowanych w Siła Zbrojnych RP.

Zaprezentowane w monografii metody estymowania i szacowania trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych należą do metod przyspieszonych, gdyż z założenia nie wymaga się prowadzenia prób do czasu osiągnięcia przez nie granicznych wartości parametru kontrolnego. Ocenę trwałości przeprowadza się na bazie analizy zmiany wartości liczbowych parametrów kontrolnych charakteryzujących stopień zużycia hydraulicznych par precyzyjnych. Wymaga ona poszukiwania rozkładu charakterystyk zmian parametrów kontrolnych, w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa czasu zmiany wartości tych parametrów dla wybranego czasu badań. Na tej podstawie ustala się parametry rozkładu czasu poprawnej pracy napędu hydrostatycznego (nieprzekroczenia wartości granicznej przez parametr kontrolny).

Przedstawione w monografii metody i modele trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych mogą stanowić użyteczne narzędzie do dalszych badań doświadczalnie potwierdzających:

- zaproponowany w monografii mechanizm zużywania adhezyjnego i ściernego hydraulicznych par precyzyjnych,
- wpływ warunków użytkowania (eksploatacji) cieczy hydraulicznej na jej stan techniczny,
- przyjęte przez autora parametry stanu granicznego cieczy hydraulicznej,
- wpływ warunków użytkowania (eksploatacji) uszczelnień elastomerowych węzłów uszczelniających na ich stan techniczny.

W monografii poruszono wiele zagadnień w pozornie zróżnicowanych tematyce rozdziałach. W zasadzie każdy rozdział mógłby być traktowany oddzielnie. Wynika to z faktu, że problematyka trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych łączy w sobie szereg dziedzin nauki od mechaniki, tribologii, inżynierii kontaminacji po technologię produkcji i inżynierię eksploatacji. Jednakże, zdaniem autora, w efekcie końcowym komponują się w metody pozwalające na szacowanie i monitorowanie trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych. Przedstawiony w monografii sposób spojrzenia na szacowanie i monitorowanie trwałości napędów hydrostatycznych i ich urządzeń hydraulicznych nie pretenduje do uniwersalności i nie jest jedynym możliwym. Wyniki dotychczasowych badań teoretycznych i eksperymentalnych, choć poszerzyły dotychczasową wiedzę o roli różnych mechanizmów wpływających na trwałość napędu hydrostatycznego i jego urządzeń hydraulicznych oraz proces szacowania i monitorowania tej trwałości, to nie wyczerpują wszystkich złożonych i sprzężonych aspektów tego problemu.

Zdaniem autora oryginalnymi osiągnięciami pracy są:

- 1) Opracowanie zależności analitycznych dla modelowania przepływu przez szczeliny hydrauliczne cieczy roboczej zawierającej zanieczyszczenia.
- 2) Opracowanie metod estymowania i monitorowania trwałości napędów hydrostatycznych i ich zespołów hydraulicznych uwzględniających:
 - procesy destrukcyjne w hydraulicznych parach precyzyjnych zanieczyszczeniami zawartymi w cieczy hydraulicznej,
 - tolerancje reszkowe trwałości hydraulicznych par precyzyjnych,
 - zmianę stanu technicznego hydraulicznych par precyzyjnych.
- 3) Matematyczny opis wrażliwości zanieczyszczeniowej hydraulicznych par precyzyjnych urządzeń hydraulicznych.
- 4) Matematyczny opis procesów zużywania się hydraulicznych par precyzyjnych w różnych warunkach ich pracy.

LITERATURA

1. Achten P., Potma J., Eggenkamp S.: *A New Hydraulic Pump and Motor Test Bench for Extremely Low Operating Speeds*. In ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control; American Society of Mechanical Engineers Digital Collection: New York, NY, USA, 2017.
2. Agamirov L.V., Vestyak V.A.: *Statistical analysis of results of testing aviation products in the conditions of random evaluation*. "Software products and systems" 2017, 1 (30).
3. Andrzejczak K., Selech J.: *Generalised Gamma Distribution in the Corrective Maintenance Prediction of Homogeneous Vehicles*. "Reliability and Statistics in Transportation and Communication: Selected Papers from the 18th International Conference on Reliability and Statistics in Transportation and Communication", RelStat'18, 17-20 October 2018, Riga, Latvia.
4. Antsupov Jr, A.V., Antsupov A.V., Antsupov V.P. et al.: *Energy-mechanical concept of the durability prediction of friction units on the wear resistance criterion of elements*. "Journal of Friction and Wear" 2016, 37.
5. Ao D., Hu Z., Mahadevan S.: *Design of validation experiments for life prediction models*. "Reliability Engineering & System Safety" 2017, 165.
6. Argo Hytos. OPCom Particle Monitor. Catalogue V 2.01.16 EN. Available online: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Datasheet_OPCom_Portable_Oil_Lab_100.60_EN_US_0221.pdf (dostęp 10.05.2024).
7. ASTM D 892:2018. Standard Test Method for Foaming Characteristics of Lubricating Oils.
8. ASTM D 974:2022. Standard Test Method for Acid and Base Number by Color-Indicator Titration.
9. ASTM D 4636-09: 2021. Standard Test Method for Corrosiveness and Oxidation Stability of Hydraulic Oils, Aircraft Turbine Engine Lubricants and Other Highly Refined Oils.
10. ASTM D 943-20: 2018. Standard Test Method for Oxidation Characteristics of Inhibited Mineral Oils.
11. Baczewski K., Szczawiński P.: *Investigation of the process of ageing of hydraulic oil during its use*. "The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji" 2016, 73(3).
12. Bansal R K.: *Fluid Mechanics and Hydraulics Machines* (Edition 9th). New Delhi: Laxmi Publications Private Limited (chapter 6), 2011.
13. Bektas O., Jones J.A., Sankararaman S., Roychoudhury I., Goebel K.: *A neural network filtering approach for similarity-based remaining useful life estimation*. "The International Journal of Advanced Manufacturing Technology" 2019, 101.

14. Bensch L.E.: *Setting target cleanliness levels for hydraulic systems and then monitoring*. Presented at Workshop on Contamination/Filtration - Issues and Perspective. National Fluid Power Association, Chicago, Illinois, USA, January 1998.
15. Blancke O., Tahan A., Komljenovic D., Amyot N., Claude M.L.: *A holistic multi-failure mode prognosis approach for complex equipment*. "Reliability Engineering & System Safety" 2018, 180.
16. Brazhenko V.N., Mochalin E.V., Jian-Cheng C.: *Mechanical Admixture Influence in the Working Fluid on Wear and Jamming of Spool Pairs from Aircraft Hydraulic Drives*. "Journal of Friction and Wear" 2020, 41.
17. Brewer R., Pelkey A., Miller A.: *Limitations of Offline Oil Analysis for Determining Gearbox Health*, Poseidon Systems & EDF Renewables, 2022.
18. Byington C.S., Watson M., Edwards D.: *Data driven neural network methodology to remaining life predications for aircraft actuator components*. In "IEEE Aerospace Conference Proceedings" (IEEE Cat. No.04TH8720) 2004.
19. Cassenti B.N., Staroselsky A.: *Deformation and stability of compressible rubber O-rings*. "International Journal of Mechanical and Materials Engineering" 2017, 12, 5.
20. Chao Q., Zhang J.H., Wang Q.N., Xu B., Chen Y.: *Experimental verification of slipper spinning motion in axial piston pumps*. In "Proceedings of the ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control", Sarasota, FL, USA, 16–19 October 2017.
21. Chao Q., Zhang J.H., Xu B.: *Spline design for the cylinder block within a high-speed electro-hydrostatic actuator pump of aircraft*. "Meccanica" 2018, 53.
22. Chao Q., Zhang J.H., Xu B., Huang H.P., Zhai J.: *Effects of inclined cylinder ports on gaseous cavitation of high-speed electro-hydrostatic actuator pumps: A numerical study*. "Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics" 2019, 13.
23. Chao Q., Zhang J.H., Xu B.: *Centrifugal effects on cavitation in the cylinder chambers for high-speed axial piston pumps*. "Meccanica" 2019, 54.
24. Chenxiao N., Xushe Z.: *Study on vibration and noise for the hydraulic system of hydraulic hoist*. "Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material Science". MEM 2012.
25. Chowdhury M.A., Nuruzzaman D.M.: *Experimental Investigation on Friction and Wear Properties of Different Steel Materials*. "Tribology in Industry" 2013, 35 (1).
26. Cunge J.A.: *Applied hydrodynamics: an introduction to ideal and real fluid flows*. "Journal of Hydraulic Research" 2008, 46 (2).
27. Dai J., Tang J., Huang S., Wang Y.: *Signal-Based Intelligent Hydraulic Fault Diagnosis Methods: Review and Prospects*. "Chinese Journal of Mechanical Engineering" 2019, 32, 75.
28. Dunaeva S.P., Pankiv M.D., Lunev A.S., Karnaukhov I.V., Afanasov V.I.: *Influence of Temperature Fluctuation on Friction inside Hydraulic Cylinder*. "Journal of Physics: Conference Series" 2021, 2094, 042085.
29. Esteves P.J., Seriacopi V., de Macêdo M.C.S., Souza R.M., Scandian C.: *Combined effect of abrasive particle size distribution and ball material on the wear coefficient in micro-scale abrasive wear tests*. "Wear" 2021, 476, 203639.
30. Fan Y., Wu Z., Wang W.: *Reliability testing and assessment of a hydraulic cylinder for precision production*. "Vibroengineering Procedia" 2023, 51.

31. Fitch E.C.: *Fluid Power and Control Systems*. The McGraw-Hill Book Companies. New York 2005.
32. Gumbel E.J., *Statistics of extremes*, New York 1958.
33. Ge L., Quan L., Zhang X., Zhao B., Yang J.: *Efficiency improvement and evaluation of electric hydraulic excavator with speed and displacement variable pump*. "Energy Convers. Manag." 2017, 150, 62–71.
34. Ge W., Wang S.: *Wear condition prediction of hydraulic pump*. "Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics" 2011, 37.
35. Gessner T.: *Analizing a hydraulic system performance*. "Fluid Power Journal" 2018, 25 (9).
36. Gorle J.M.R.: *Correlation between flow and fluid parameters for hydraulic filter element's lifetime*. In "Proceedings of the 29th CIMAC World Congress on Internal Combustion Engines", Vancouver, BC, Canada, 10-14 June 2019.
37. Grinchar N.G., Sorokina P.A., Karpychevb V.A., Sergeevc K.A.: *Analysis of change in the state of hydraulic drive of machines in operation according to the diagnostic results*. Sharif University of Technology. "Scientia Iranica, Transactions B: Mechanical Engineering" 2020, 27.
38. Grinis L., Haslavsky V., Tzadka U.: *Self-excited vibration in hydraulic ball check valve*. "World Academy of Science Engineering and Technology" 2012, 6.
39. Gryboś R.: *Drgania konstrukcji wzbudzonej przepływem*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.
40. Gupta R.N., Harsha A.: *Antiwear and extreme pressure performance of castor oil with nano-additives*. "Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", Part J: "Journal of Engineering Tribology" 2018, 232 (9).
41. Hao-Wei Wang, Ke-Nan Teng: *Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data*, "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2016, 18(3).
42. Heiskanen V-M., Gorle J.M.R., Nissi S., Majas M.: *Effect of temperature, flow rate and contamination on hydraulic filtration*. "MM Science Journal" 2018, 10.
43. Heipl O., Murrenhoff H.F.: *Friction of hydraulic rod seals at high velocities*. "Tribology International" 2015, 85 (4).
44. Hryniewicz O., Kaczmarek K., Nowak P.: *Bayes statistical decisions with random fuzzy data – an application for the Weibull distribution*. "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2015, 17(4).
45. *Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles*, 4th Edition, Jan 2021, International Organization for Standardization (ISO).
46. HYDAC. ContaminationSensor CS 1000 Series. Catalogue E7.958.4/02.15. Available online: https://www.hydac.com/media/local_resources_usa/downloads/catalog/filter_systems/pdfs/cs1000.pdf (dostęp 10.05.2024).
47. Huang Y., Ding C., Wang H.Y.: *Numerical and experimental study on the churning losses of 2D high-speed piston pumps*. "Eng. Appl. Comput. Fluid Mech." 2020, 14.
48. Huang Y., Ruan J., Zhang C.C.: *Research on the mechanical efficiency of high-speed 2D piston pumps*. "Processes" 2020, 8, 853.

49. Huang Y., Ruan J., Chen Y.: *Research on the volumetric efficiency of 2D piston pumps with a balanced force*. "Energies" 2020, 13, 4796.
50. Idziaszek Z., Grzesik N.: *Object characteristics deterioration effect on task reliability - outline method of estimation and prognosis*. "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2014, 16 (3).
51. ISO 4407:2002. Napędy i sterowania hydrauliczne – Zanieczyszczenia cieczy roboczej – Wyznaczanie zanieczyszczeń w postaci cząstek stałych metodą zliczania za pomocą mikroskopu.
52. ISO 6072:2011. Rubber – Compatibility between hydraulic fluids and standard elastomeric materials.
53. ISO 15380:2023. Lubricants, industrial oils and related products (class L) - Family H (Hydraulic systems) - Specifications for hydraulic fluids in categories HETG, HEPG, HEES and HEPR.
54. Jędrzykiewicz Z., Stojek J., Rosikowski P.: *Napęd i sterowanie hydrostatyczne*. Wydawnictwo Vist Sp. Z o.o. Kraków 2017.
55. Jiang J.H., Yang K., Shen T., Yang G.W., Jiao L., Yang A.R.: *Flow ripple property of double row axial piston pump*. "China hydraulics pneumatics & seals association" 2017, 9.
56. Jiayi S., Liming W., Jianfeng L., Fangyi L., Jianyong L., Haiyang L.: *Online oil debris monitoring of rotating machinery: A detailed review of more than three decades*, "Mechanical Systems and Signal Processing" 2021, 149 (15), 107341.
57. Jin T.T., Yang Z.J., Wang D.C., Zhao X.Y., Tian H.L., Chen C.H.: *Reliability modeling for hydraulic components of heavy duty machine tools in distribution of degradation amount for oil contamination profile*. "China Mechanical Engineering" 2020, 31 (13).
58. Jovanović M., Sević D., Karanović V., Beker I., Dudić S.: *Increased Efficiency of Hydraulic Systems Through Reliability Theory and Monitoring of System Operating Parameters*. "Strojniški Vestnik - Journal of Mechanical Engineering" 2012, 58 (4).
59. Kałdoński T.: *Metodologia oceny zużycia ściernego hydraulicznych par precyzyjnych*. „Biuletyn WAT”, LII, 2003, 01.
60. Kałdoński T.: *Badanie i modelowanie procesów zużywania ściernego hydraulicznych par precyzyjnych*. Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 2008.
61. Ketelsen S., Padovani D., Andersen T.O., Ebbesen M.K., Schmidt L.: *Classification and Review of Pump-Controlled Differential Cylinder Drives*. Energies 2019, 12, 1293.
62. Klarecki K., Hetmańczyk M.P., Rabsztyn D.: *Influence of the selected settings of the controller on the behavior of the hydraulic servo drive*. "Mechatronics - Ideas for Industrial Application. Advances in Intelligent Systems and Computing" 2015, 317.
63. Klarecki K., Rabsztyn D., Czop P.: *Modeling of Filtration Phenomenon in Hydrostatic Drives*. "Machines" 2024, 12, 417.
64. Knežević D., Savić V.: *Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure, of mineral oils for hydraulic systems*. "Facta Universitatis Series: Mechanical Engineering" 2006, 4 (1).
65. Kopáček J., Fojtášek K., Dvůrák L.: *Reliability of fluid systems*. EPJ Web of Conferences 2016, Vol. 114.

66. Kopčanová S., Sejkorová M., Kučera M., Hnilicová M.: *Wear of hydraulic system components assessment based on the analysis of hydraulic oil degradation degree*. "Przemysł Chemiczny" 2020, 99/9.
67. Kosiba J., Tkáč Z., Jablonický J., Shcherbak V., Ganushchak-Yefimenko L., Paumer M., Bukoros T., Čurgaliová G., Zachar M.: *Experimental testing of the influence of the operating loading on the flow characteristics of hydraulic pump*. "Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability" 2022, 24 (3).
68. Kotnis G.: *Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach*. Wydawnictwo "KaBe" s.c. Krosno 2011.
69. Lei Y.F., Jang W.L., Jiang A.Q., Zhu F., Niu H.J., Zhang S.: *Fault diagnosis method for hydraulic directional valves integrating PCA and XGBoost*. "Processes" 2019, 7(9), 589.
70. Lee J., Wu F., Zhao W., Ghaffari M., Liao L., Siegel D.: *Prognostics and health management design for rotary machinery systems - Reviews methodology and applications*. "Mechanical Systems and Signal Processing" 2014, 42, 314.
71. Lewandowski M., Pawłowska U.: *Przewidywanie okresu trwałości elastomerów. Cz. I. Degradacja elastomerów i przewidywanie czasu życia*. „Elastomery” 2016, 20 (2).
72. Li H.S., Chen D.N., Yao C.Y.: *Reliability analysis of hydraulic drive system based on evidence theory and Bayesian network*. "Hydraulic & Pneumatics" 2017, 4.
73. Li J.: *Fundamental Theory and Application of Thermal Analysis for Hydraulic Piston Pumps*. Shanghai Science and Technology Press: Shanghai, China, 2016.
74. Li Y.Q., He C.H., Zhang W.D., Liu Q.J.: *Research on accelerated test method of hydraulic cylinder*. "Hydraulics Pneumatics and Seals" 2022, 4.
75. Lisnianski A., Levit E., Teper L.: *Short-term availability and performability analysis for a large-scale multi-state system based on robotic sensors*. "Reliability Engineering and System Safety" 2021, 205 (1).
76. Liu W.T., Zeng Q.L., Wan L. R., Wang C.: *A comprehensive method of apportioning reliability goals for new product of hydraulic excavator*, "Mathematical Problems in Engineering" 2019, 2019.
77. Livingstone G., Cavanaugh G.: *The real reasons why hydraulic fluids fail and strategies to stop problems before they start*. "Tribology and Lubrication Technology" 2015, 71.
78. Lovrec D., Tic V., Tasner T.: *Dynamic behaviour of different hydraulic drive concepts – comparison and limits*. "Int. J. Simul. Model" 2017, 16.
79. Lou W., Zhang W., Jin T., Liu X., Dai W.: *Synergistic Effects of Multiple Environmental Factors on Degradation of Hydrogenated Nitrile Rubber Seals*. "Polymers" 2018, 10(8), 897.
80. Markov D., Kelly D.: *Mechanism of adhesion-initiated catastrophic wear: pure sliding*. "Wear" 2000, 239.
81. Miller M.K., Khalid H., Michael P.W., Guevremont J.M.M., Garelick K.J., Pollard G.W., Devlin M.T.: *An investigation of hydraulic motor efficiency and tribological surface properties*. "Tribol. Trans." 2014, 57.
82. Mose B.R., Shin D.K., Alunda B.O. et al.: *Elastomeric seal stress analysis using photoelastic experimental hybrid method*. "Scientific Reports" 2022, 12, 19995.
83. NAS 1638 Cleanliness Requirements of Parts used in Hydraulics Systems.

84. Nosal S.: *Tribologia. Wprowadzenie do zagadnień tarcia, zużywania i smarowania*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2012.
85. Nosal S.: *Kształtowanie odporności na zacieranie adhezyjne z wykorzystaniem wybranych modeli*. „Tribologia” 2015, 3.
86. Nosal S., Wojciechowski Ł.: *Zastosowanie pomiarów swobodnej energii powierzchniowej do oceny odporności na zacieranie adhezyjne*. „Eksplotacja i Niezawodność” 2010, 45(1/2010).
87. Novak N., Trajkovski A., Kalin M., Majdič F.: *Degradation of Hydraulic System due to Wear Particles or Medium Test Dust*. “Applied Sciences” 2023, 13(13), 7777.
88. Ohtsu I., Yasuda Y., Gotom H.: *Wear and tribological test equipment hydraulic components*. “Journal of Hydraulic Research” 2001, 39 (2).
89. Olivares W., Vianna L., Yoneyama T.: *Predictive Maintenance Optimization for Aircraft Redundant Systems Subjected to Multiple Wear Profiles*. “Systems Journal IEEE” 2018, 12 (2).
90. Ouyang X.P.: *Hyundai Aircraft Hydraulic Technology*; Zhejiang University Press: Hangzhou, China, 2016.
91. Pereira O., Martín-Alfonso J.E., Rodríguez A., Calleja A., Fernández-Valdivielso A., López de Lacalle L.N.: *Sustainability analysis of lubricant oils for minimum quantity lubrication based on their tribo-rheological performance*. “Journal of Cleaner Production” 2017, 164.
92. Philips W.D., Staniewski J.W.G.: *The origin, measurement and control of fine particles in non-aqueous hydraulic fluids and their effect on fluid and system performance*. “Lubrication Science” 2016, 28.
93. PN-85/C-04066 Przetwory naftowe. Oznaczanie liczby kwasowej i zasadowej oraz kwasowości metodą miareczkowania wobec wskaźników.
94. PN-C-96057-03:1991 Przetwory naftowe – Oleje hydrauliczne do hydrostatycznych układów hydraulicznych. Oleje hydrauliczne typu L-HH.
95. PN-C-96057-04:1991 Przetwory naftowe – Oleje hydrauliczne do hydrostatycznych układów hydraulicznych. Oleje hydrauliczne typu L-HL.
96. PN-C-96057-05:1994 Przetwory naftowe – Oleje hydrauliczne do hydrostatycznych układów hydraulicznych. Oleje hydrauliczne typu L-HM.
97. PN-C-96057-06:1994 Przetwory naftowe – Oleje hydrauliczne do hydrostatycznych układów hydraulicznych. Oleje hydrauliczne typu L-HV.
98. PN-EN ISO 12922:2003 Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) – Grupa H (Układy hydrauliczne) – Wymagania dla olejów kategorii HFAE, HFAS, HFB, HFC, HFDR i HFDU.
99. PN-ISO 11158:2005 Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) – Grupa H (Układy hydrauliczne) – Wymagania dla olejów kategorii HH, HL, HM, HV i HG.
100. PN-ISO 4406:2005 Napędy i sterowania hydrauliczne - Ciecze robocze - Metoda kodowania poziomu zanieczyszczeń w postaci cząstek stałych.
101. PN-EN ISO 6743-4:2015-09 Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L). Klasyfikacja Cz. 4: Grupa H (Układy hydrauliczne).

102. PN-EN ISO 3104-02:2024 Przetwory naftowe. Oznaczanie lepkości kinematycznej i obliczanie lepkości dynamicznej.
103. Posmetyev V.I., Bartenev I.M., Malyukova M.A., Malyukov S.V.: *Energy saving of hydraulic drives of machines due to increase of effectiveness of hydraulic cylinders cuffs according to the results of simulation modeling*. IOP Conference Series: "Materials Science and Engineering" 2019, 483, 012107.
104. Prodan D., Bucuresteanu A., Balan E.: *Hydraulic installations for heavy machine-tools*. "Journal of Engineering Studies and Research" 2012, 18 (2).
105. Pugin K.G.: *Improving the reliability of hydraulic systems of technological machines*. IOP Conf. Series: "Materials Science and Engineering" 2020, 971, 052042.
106. Rensselaar J.: *Hydraulic fluid efficiency in construction equipment*. "Tribology and Lubrication Technology" 2015.
107. Rudenko A.L., Mishakin V.V., Fomina A.E., Sergeeva O.A.: *Fatigue Failure of Hydraulic Power Equipment during a Long Service Life*. "Steel in Translation" 2023, 53 (3).
108. Sacha D., Skibińska A.: *Ocena kompatybilności współczesnych elastomerów z olejami bazowymi stosowanymi do produkcji smarów plastycznych*. „Nafta-Gaz” 2023, 7.
109. Selech J., Andrzejczak K.: *An Aggregate criterion for selecting. A distribution for times to failure of components of rail vehicles*. "Eksploracja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2020, 22(1).
110. Sliwinski P.: *Influence of operating pressure on the durability of a satellite hydraulic motor supplied by rapeseed oil*. "Scientific Reports" 2024, 14, 10441.
111. Sliwinski P.: *Determination of the theoretical and actual working volume of a hydraulic motor – Part II (The method based on the characteristics of effective absorbency of the motor)*. "Energies" 2021, 14 (6), 1648.
112. Skorek G.: *Wpływ lepkości oleju na charakterystyki wybranych elementów układów hydraulicznych o sterowaniu proporcjonalnym siłownika*. „Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni” 2016, 96.
113. Stawiński Ł., Kosucki A., Cebulak M., Górniak vel Górski A., Grala M.: *Investigation of the influence of hydraulic oil temperature on the variable-speed pump performance*. "Eksploracja i Niezawodność – Maintenance and Reliability" 2022, 24 (2).
114. Stecki J.: *Contamination Control and Failure Analysis*. Chapter 4 in book: "Lubrication and Maintenance of Industrial Machinery". CRC Press 2008.
115. Stosiak M.: *Vibration insulation of hydraulic system control components*. "Archives of Civil and Mechanical Engineering" 2011, 11(2).
116. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny Tom 1. Elementy*. Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa 2022.
117. Szczepanik R., Tomaszek H.: *Zarys metody oceny niezawodności i trwałości urządzeń lotniczych z uwzględnieniem stanów granicznych*. „Problemy eksploatacji” 2005, 3.
118. Szkodo M., Stanisławska A., Śliwiński P.: *On the durability of the hydraulic satellite motor working mechanism in overload condition*. "Advances in Materials Science" 2016, 16, 1(47).

119. Taylor C.M., Khan T., Broderick M.: *Investigating the industrial impact of hydraulic oil contamination on tool wear during machining and the development of a novel quantification methodology*. "The International Journal of Advanced Manufacturing Technology" 2021, 112.
120. Ułanowicz L.: *Homogeneous flow of hydraulic fluid retaining gap*. "Solid State Phenomena, Mechatronic Systems and Materials" 2013, IV, 198.
121. Ułanowicz L.: *Badanie procesów destrukcyjnych w lotniczych napędach hydraulicznych w aspekcie ich trwałości*. Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa 2013.
122. Ułanowicz L.: *Wear processes of hydraulic plunger and barrel assemblies connected with the time of their work*. "Journal of Kones" 2014, 21 (4).
123. Ułanowicz L.: *Modelling of a process, which causes adhesive seizing (tacking) in precise pairs of hydraulic control devices*. "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2016, 18 (4).
124. Ułanowicz L., Żyłuk A.: *Method for estimating the static friction degree in the slide pair of the miniaturised electrohydraulic servomechanism*. "Journal of Kones" 2018, 25 (2).
125. Ułanowicz L., Jastrzębski G., Jóźko M., Sabak R., Szczepaniak P.: *Hydraulic plunger pump contamination sensitivity evaluation*. "Journal of KONBIN" 2018, 48.
126. Ułanowicz L., Jastrzębski G., Szczepaniak P.: *Method for estimating the durability of aviation hydraulic drives*. "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2020, 22 (3).
127. Ułanowicz L., Jastrzębski G., Jóźko M., Szczepaniak P.: *Method for improving the aircraft hydraulic drives ability to work*. "Journal of KONBIN" 2020, 50 (2).
128. Wang Z.Q., Hu S., Ji H., Wang Z., Liang W.: *Study on the characteristics of oil film load capacity for axial piston pump*. "Aust. J. Mech. Eng." 2018, 18, S140-S150.
129. Wang Z., Hu S., Ji H.: *Analysis of lubricating characteristics of valve plate pair of a piston pump*. "Tribol. Int." 2018, 126.
130. Wang H.W., Teng K.N.: *Residual life prediction for highly reliable products with prior accelerated degradation data*. "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2016, 18(3).
131. Werbińska-Wojciechowska S.: *Time resource problem in logistics systems dependability modelling*. "Eksplotacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2013, 15(4).
132. Wilczarska J., Kuliś E., Matuszewski M.: *Wpływ stanu zużycia układów hydraulicznych stosowanych w pojazdach na bezpieczeństwo jazdy podczas eksploatacji*. „Autobusy” 2018, 12.
133. Włoch M., Dąbrowski K., Ostaszewska U., Datta J.: *Przeciwutleniacze stosowane w produkcji wyrobów gumowych. Część I. Procesy starzenia gumy i obecnie stosowane przeciwutleniacze - przegląd, korzyści i zagrożenia*. „Elastomery” 2017, 1(21).
134. Xu B., Zhang J.H., Yang H.Y.: *Investigation on structural optimization of anti-overturning slipper of axial piston pump*. "Science China Technological Sciences" 2012, 55.
135. Xu L.: *Study on the Lubrication Characteristics of the Valve Plate Bearing in Hydraulic Axial Piston Pump*. Ph.D. Thesis, Beijing Institute of Technology, Beijing, China, 2016.
136. Yang L., Ou Z., Jiang G.: *Research Progress of Elastomer Materials and Application of Elastomers in Drilling Fluid*. "Polymers" 2023, 15(4), 918.

137. Yuan Q., Li P.Y.: *Using Steady Flow Force for Unstable Valve Design: Modeling and Experiments*. "ASME Journal of Dynamic Systems. Measurement and Control" 2005, 127 (3).
138. Zagar P., Kogler H., Scheidl R., Winkler B.: *Hydraulic Switching Control Supplementing Speed Variable Hydraulic Drives*. "Actuators" 2020, 9, 129.
139. Zeng Q., Liu W., Wan L., Wang C., Gao K.: *Maintenance strategy based on reliability analysis and FMEA: a case study for hydraulic cylinders of traditional excavators with ERRS*. "Mathematical Problems in Engineering" 2020, 1.
140. Zhai Q, Chen P, Hong L, Shen L.: *A random-effects Wiener degradation model based on accelerated failure time*. "Reliability Engineering & System Safety" 2018, 180.
141. Zhang J.H., Chao Q., Wang Q.N., Xu B., Li Y., Chen Y.: *Experimental investigations of the slipper spin in an axial piston pump*. "Measurement" 2017, 102.
142. Zhang C., Zhu C., Meng B., Li S.: *Challenges and Solutions for High-Speed Aviation Piston Pumps: A Review*. "Aerospace" 2021, 8, 392.
143. Zhang J.H., Chao Q., Xu B.: *Analysis of the cylinder block tilting inertia moment and its effect on the performance of high-speed electro-hydrostatic actuator pumps of aircraft*. Chin. J. Aeronaut. 2018, 31.
144. Zhang Y., Vacca A., Gong G., Yang H.: *Quantitative Fault Diagnostics of Hydraulic Cylinder Using Particle Filter*. "Machines" 2023, 11(11), 1019.
145. Zhang D., Li Z., Wang L., Kong L., Gao F., Wang Q.: *Study on tribological properties of boronized and textured composite surface and its application on camshaft connecting-rod type hydraulic motor*. "Wear" 2021, 203964.
146. Zhang F., Cheng L., Gao Y., Xu X.Y., Wang Y.M.: *Fault tree analysis of a hydraulic system based on the interval model using latin hypercube sampling*. "Journal of Intelligent and Fuzzy Systems" 2019, 37(6).
147. Zhang L.X., Meng X.J., Zhang H.: *Reliability-based design optimization for design problems with random fuzzy and interval uncertainties*. "International Journal of Computational Methods" 2020, 17(6), 1950018.
148. Zhou X., Yang Z., Tian H. et al.: *Reliability optimization design of hydraulic system considering oil contamination*. "Journal of Mechanical Science Technology" 2020, 34.
149. Zieja M., Ważny M., Stępień S.: *Outline of a method for estimating the durability of components or device assemblies while maintaining the required reliability level*. "Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability" 2018, 20 (2).
150. Żółty M., Dybich K.: *Wpływ cząstek stałych na tendencję oleju hydraulicznego do blokowania filtrów*. „Nafta-Gaz” 2020, 3.