



POLITECHNIKA
GDAŃSKA



PAWEŁ ŚLIWIŃSKI

SATELITOWE MASZyny WYPOROWE

PODSTAWY PROJEKTOWANIA
I ANALIZA STRAT ENERGETYCZNYCH

GDAŃSK 2016

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Janusz T. Cieśliński

REDAKTOR PUBLIKACJI NAUKOWYCH

Michał Szydłowski

REDAKTOR SERII

Marek Szkodo

RECENZENCI

Leszek Osiecki

Tadeusz Złoto

REDAKCJA JĘZYKOWA

Agnieszka Frankiewicz

PROJEKT OKŁADKI

Jolanta Cieślawska

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Gdańskiej

Oferta wydawnicza Politechniki Gdańskiej jest dostępna pod adresem
<http://www.pg.edu.pl/wydawnictwo/katalog>
zamówienia prosimy kierować na adres wydaw@pg.gda.pl

Utwór nie może być powielany i rozpowszechniany, w jakiegokolwiek formie
i w jakiegokolwiek sposób, bez pisemnej zgody wydawcy

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej
Gdańsk 2016

ISBN 978-83-7348-664-5

SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	9
1. WSTĘP	11
2. MECHANIZMY ROBOCZE SATELITOWYCH MASZYN WYPOROWYCH	13
2.1. Możliwości kojarzenia liczb garbów w krzywych satelitowych	13
2.2. Liczba satelitów, komór roboczych i cykli napełniania komór na jeden obrót wału	15
2.3. Objętość komory roboczej, chłonność i nierównomierność chłonności mechanizmu satelitowego	15
3. HISTORYCZNY ZARYS ZNANYCH ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH MASZYN SATELITOWYCH	18
3.1. Maszyna rotacyjna	18
3.2. Silniki satelitowe	19
3.2.1. Silnik SOK	19
3.2.2. Silnik HF (SP)	20
3.2.3. Silnik HS	21
3.2.4. Silnik HSK	22
3.2.5. Silnik SM	23
3.2.6. Silnik z mechanizmem satelitowym 4×5	24
3.2.7. Silnik z obracającym się korpusem	24
3.3. Pompy satelitowe	25
3.3.1. Pompa satelitowa zdwojona typu 4PI	25
3.3.2. Pompa PSM	26
3.4. Satelitowa maszyna wyporowa o zmiennej objętości roboczej	27
4. CEL I ZAKRES PRACY	28
5. CECHY MECHANIZMU SATELITOWEGO II TYPU	30
5.1. Podstawowe wymiary geometryczne planety	30
5.2. Warunki dotyczące kształtu planety	31
5.3. Kąty graniczne	32
5.3.1. Pierwszy kąt graniczny	32
5.3.2. Drugi kąt graniczny	33
5.4. Współrzędne linii podziałowej zębów obwodnicy	33
5.5. Proces napełniania komór roboczych i chwilowa objętość robocza	34
5.6. Prędkości i przyspieszenia satelity w układzie: obracająca się planeta i nieruchoma obwodnica	36
5.6.1. Prędkość kątowa oraz przyspieszenie kątowe	36
5.6.2. Prędkość liniowa oraz przyspieszenie liniowe	38
6. MOMENT TEORETYCZNY MECHANIZMU SATELITOWEGO II TYPU.....	41
6.1. Ramię r działania siły F_p	42
6.2. Satelita s_1 w zakresie $\alpha = (0, \alpha_1)$	42
6.3. Satelita s_1 w zakresie $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2)$	45

6.4.	Satelita s_1 w zakresie $\alpha = (\alpha_2, 2\alpha_p)$	48
6.5.	Charakterystyki składowych momentu teoretycznego	48
7.	ROZRZĄD SATELITOWEJ MASZyny WYPOROWEJ	53
7.1.	Projektowanie otworów dopływu i odpływu cieczy w maszynie o nieruchomej obwodnicy	53
7.1.1.	Projektowanie otworu dopływu i odpływu o maksymalnym polu	54
7.1.2.	Kształtowanie otworu dopływu i odpływu	55
7.1.3.	Przekrycia w rozrzędzie mechanizmu satelitowego	55
7.1.4.	Projektowanie okrągłego otworu dopływu i odpływu	56
7.1.5.	Liczba otworów w płycie rozrzędu i ich rozmieszczenie	56
7.2.	Projektowanie otworów dopływu i odpływu cieczy w maszynie o nieruchomej planecie	57
7.2.1.	Projektowanie otworu dopływu i odpływu o maksymalnym polu	59
7.2.2.	Kształtowanie otworu dopływu i odpływu	59
7.2.3.	Liczba otworów w płycie rozrzędu i ich rozmieszczenie	60
8.	POLA PRZEPLYWU I PRĘDKOŚCI PRZEPLYWU CIECZY W OTWORACH ROZRZĘDU	62
8.1.	Pole przepływu i prędkość przepływu cieczy w otworze o kształcie oka – przypadek obracającej się planety	63
8.2.	Pole przepływu i prędkość przepływu cieczy w okrągłym otworze rozrzędu – przypadek obracającej się planety	64
8.3.	Pole przepływu i prędkość przepływu cieczy w otworze o kształcie nerki – przypadek obracającej się obwodnicy	65
8.4.	Wnioski	66
9.	PROJEKTOWANIE ZESPOŁU KOMPENSACJI LUZÓW OSIOWYCH	68
9.1.	Znane wytyczne projektowania kompensacji luzów osiowych	68
9.2.	Rozkład ciśnienia na powierzchni płyt rozrzędu	69
9.2.1.	Pola działania ciśnień na płytce rozrzędu mechanizmu satelitowego z obracającą się planetą	70
9.2.2.	Pola działania ciśnień na płytce rozrzędu mechanizmu satelitowego z obracającą się obwodnicą	71
9.3.	Siły odpychające płytki rozrzędu	72
9.3.1.	Rodzaj sił odpychających	72
9.3.2.	Siła wypadkowa odpychająca płytki rozrzędu od mechanizmu satelitowego z obracającą się planetą	73
9.3.3.	Siła wypadkowa odpychająca płytki rozrzędu od mechanizmu satelitowego z obracającą się obwodnicą	73
9.3.4.	Metoda uproszczona obliczenia siły wypadkowej odpychającej płytki rozrzędu	73
9.4.	Deformacja płyt rozrzędu	75
9.5.	Obciążenie płyty rozrzędu ciśnieniem kompensacji	75
9.5.1.	Sposoby kształtowania kompensacji w maszynach z obracającą się planetą	76
9.5.2.	Sposoby kształtowania kompensacji w maszynach z obracającą się obwodnicą	77
9.5.3.	Rozwiązanie kompensacji uniwersalne	79
9.6.	Ustalanie wymiarów geometrycznych pola kompensacji	79

9.6.1.	Warunki równowagi płyty kompensacyjnej	80
9.6.2.	Średnice pola kompensacji	81
10.	KONSTRUKCJE SATELITOWYCH MASZYN WYPOROWYCH	85
10.1.	Silnik satelitowy SM	85
10.2.	Obliczenia numeryczne zespołu kompensacji w silniku SM	86
10.3.	Pompa satelitowa PSM	94
10.4.	Satelitowy agregat pompowy SAP	95
10.5.	Obliczenia numeryczne zespołu kompensacji w pompie agregatu SAP	98
10.6.	Silnik satelitowy SWK	101
10.7.	Obliczenia numeryczne zespołu kompensacji w silniku SWK	102
11.	CIECZE ROBOCZE MASZYN SATELITOWYCH	105
11.1.	Olej mineralny	105
11.2.	Woda	106
11.3.	Emulsja HFA-E	106
11.4.	Olej roślinny	107
12.	BADANIA TRIBOLOGICZNE MATERIAŁÓW PAR KINETYCZNYCH MECHANIZMU SATELITOWEGO DLA PRZYPADKÓW SMAROWANIA EMULSJĄ HFA-E, WODĄ, OLEJAMI ROŚLINNYMI ORAZ OLEJEM MINERALNYM	109
12.1.	Próbki do skojarzeń symulujących skojarzenie ślizgowe w mechanizmie roboczym silnika i ciecze smarujące	109
12.2.	Aparatura badawcza	111
12.3.	Wyniki badań właściwości smarnych cieczy	111
12.4.	Wyniki badań odporności na zacieranie w styku konforemnym w warunkach tarcia ślizgowego przy zmiennych warunkach wymuszenia	114
12.4.1.	Próbki i metoda oceny odporności na zacieranie par materiałowych w warunkach smarowania różnymi cieczami	114
12.4.2.	Przykładowe charakterystyki prędkości, obciążenia, momentu tarcia i współczynnika tarcia	116
12.4.3.	Zestaw materiałów z wyłączeniem stali nierdzewnej	117
12.4.4.	Zestaw substancji smarowych ze stalą nierdzewną	121
12.4.5.	Ocena maksymalnej obciążalności w warunkach smarowania olejem roślinnym (ORR-S)	122
12.4.6.	Wnioski końcowe	125
12.5.	Wytypowanie materiału na satelitowy mechanizm roboczy i płyty kompensacyjne	126
13.	USZCZELNIENIE WAŁU MASZYN SATELITOWYCH	127
13.1.	Problematyka uszczelnień wału	127
13.2.	Przyrząd do badania uszczelnień w ruchu obrotowym	127
13.3.	Uszczelnienia wytypowane do badań	128
13.4.	Charakterystyka materiałów tulejek	129
13.5.	Metodyka prowadzenia badań	129
13.6.	Wyniki badań przy $p = \text{const}$ i $n = \text{var}$	130
13.7.	Wyniki badań trwałościowych	131
13.8.	Podsumowanie	135

14. WERYFIKACJA POPRAWNOŚCI DZIAŁANIA ROZRZĄDU I ZESPOŁU KOMPENSACJI LUZÓW OSIOWYCH	136
14.1. Pomiar zmiany odległości między płytkami kompensacyjnymi w silniku obciążonym	136
14.2. Ocena zespołu kompensacji luzów osiowych poprzez pomiar przecieków w szczelinach czołowych planety silnika	138
14.3. Układ pomiarowy	139
14.4. Sposób pomiaru ciśnienia w komorach roboczych mechanizmu satelitowego	140
14.5. Wyniki badań eksperymentalnych pompy i silnika przy $n = 1$ obr/min	141
14.5.1. Wyniki badań silnika zasilanego olejem i wodą	141
14.5.2. Wyniki badań pompy tłoczącej olej i wodę	148
14.6. Mechanizm powstawania przecieków w szczelinach płaskich i w rozrządzie	149
14.7. Przecieki w szczelinach płaskich mechanizmu satelitowego. Weryfikacja działania kompensacji luzów osiowych	152
15. SPADEK CIŚNIENIA W KANAŁACH WEWNĘTRZNYCH POMPY I SILNIKA ...	155
15.1. Metody pomiaru spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych	156
15.1.1. Metoda 1	156
15.1.2. Metoda 2	158
15.2. Modele matematyczne strat ciśnienia w kanałach wewnętrznych maszyn wyporowych	160
15.2.1. Znane modele strat ciśnienia	160
15.3. Wyniki badań spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych pompy i silnika według metody 2	162
15.3.1. Wyniki badań spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych pompy PSM tłoczącej wodę	162
15.3.2. Wyniki badań spadku ciśnienia w kanałach wewnętrznych silnika SM	169
15.4. Symulacje przepływu cieczy w pompie PSM i w silniku SM	173
15.4.1. Uproszczenie modelu obliczeniowego oraz siatka MES	174
15.4.2. Warunki brzegowe	175
15.4.3. Zdefiniowanie podstawowych właściwości cieczy i charakteru przepływu	176
15.4.4. Wyniki symulacji przepływu wody i oleju w pompie	177
15.4.5. Wyniki symulacji przepływu wody i oleju w silniku	182
15.4.6. Spadek ciśnienia w kanałach wewnętrznych pompy i silnika	186
16. MODELE MATEMATYCZNE NATĘŻENIA PRZEPIYU CIECZY W SZCZELINACH PŁASKICH MECHANIZMU ROBOCZEGO	189
16.1. Znane modele natężenia przepływu cieczy w szczelinach płaskich	189
16.2. Proponowane modele natężenia przepływu cieczy w szczelinach płaskich mechanizmu satelitowego	189
16.2.1. Model pierwszy	191
16.2.2. Model drugi	196
16.2.3. Porównanie modelu pierwszego z drugim	200
17. MODEL MATEMATYCZNY NATĘŻENIA PRZEPIYU CIECZY W SZCZELINACH ROZRZĄDU	202
17.1. Znane metody opisu natężenia przepływu cieczy w szczelinach rozrządu	202
17.2. Proponowany model natężenia przepływu cieczy w szczelinach rozrządu	204

18. STRATY OBJĘTOŚCIOWE	212
18.1. Znane metody opisu strat objętościowych	212
18.2. Proponowany opis matematyczny strat objętościowych	215
18.2.1. Strata objętościowa ΔQ_{fc} zależna od ściśliwości cieczy	215
18.2.2. Strata objętościowa ΔQ_{dch} spowodowana sprężystą deformacją komór roboczych	216
18.2.3. Strata objętościowa ΔQ_b zależna od wielkości luzów międzyzębnych i wierzchołkowych	217
18.2.4. Strata objętościowa ΔQ_{id} zależna od bezwładności satelitów i cieczy w komorach roboczych i zależna od właściwości cieczy	217
18.2.5. Przecieki zewnętrzne Q_{ex}	217
18.2.6. Przyrost objętości roboczej ΔV	217
18.2.7. Prędkość obrotowa silnika i strata prędkości	218
18.3. Wyniki badań eksperymentalnych pompy i silnika	218
18.3.1. Wyniki badań strat objętościowych w silniku	218
18.3.2. Prędkość obrotowa silnika i strata prędkości	221
18.4. Wyniki badań strat objętościowych w pompie	224
18.5. Współczynniki modelu i symulacje charakterystyk strat objętościowych	225
18.5.1. Straty objętościowe w silniku	225
18.5.2. Straty objętościowe w pompie	228
18.6. Ocena modelu strat objętościowych	229
18.7. Ocena modelu przyrostu objętości roboczej w silniku i w pompie	232
18.8. Empiryczny model przyrostu objętości roboczej	234
19. STRATY MECHANICZNE	237
19.1. Znane metody opisu strat mechanicznych	237
19.2. Proponowana metoda opisu strat mechanicznych	241
19.2.1. Źródła strat mechanicznych	241
19.2.2. Moment strat w maszynie nieobciążonej	245
19.2.3. Moment strat w maszynie obciążonej	246
19.3. Wyniki badań eksperymentalnych strat mechanicznych	249
19.3.1. Moment strat mechanicznych w nieobciążonym silniku	249
19.3.2. Moment strat mechanicznych w nieobciążonej pompie	250
19.3.3. Moment strat mechanicznych w obciążonym silniku	251
19.3.4. Moment strat mechanicznych w obciążonej pompie	256
19.4. Współczynniki modelu i symulacje charakterystyk momentu strat mechanicznych	259
19.4.1. Moment strat mechanicznych w silniku	259
19.4.2. Moment strat mechanicznych w pompie	263
19.5. Ocena modelu strat mechanicznych	266
20. WPŁYW OLEJU RZEPAKOWEGO I EMULSJI HFA-E NA STRATY W SATELITOWYCH MASZYNACH WYPOROWYCH	269
20.1. Porównanie strat w silniku satelitowym zasilanym olejem mineralnym i olejem rzepakowym	269
20.2. Porównanie strat w silniku satelitowym zasilanym emulsją oleju w wodzie typu HFA-E i wodą	271
20.3. Wyniki badań wstępnych agregatu pompowego SAP	272

21. PODSUMOWANIE	274
LITERATURA	279
Streszczenie w języku polskim	288
Streszczenie w języku angielskim	289

Wykaz ważniejszych oznaczeń

b	– szerokość szczeliny
c	– prędkość przepływu
d	– średnica satelity
h	– wysokość szczeliny
k	– współczynnik przekrycia
l	– długość szczeliny
m	– moduł zęba
n	– prędkość obrotowa
p	– ciśnienie lub nacisk
v	– prędkość liniowa
A	– pole
B	– współczynnik proporcjonalności
C	– współczynnik
D	– średnica lub stała fizyczna
E	– współczynnik
F	– siła lub stała fizyczna
H	– wysokość
J	– wartość przekrycia
K	– współczynnik
M	– moment
N	– pole niskiego ciśnienia na płycie kompensacyjnej
Q	– chłonność lub wydajność
R	– ramię, odległość
Re	– liczba Reynoldsa
S	– pole średniego ciśnienia na płycie kompensacyjnej
V	– objętość
W	– pole wysokiego ciśnienia na płycie kompensacyjnej
X	– współrzędna
Y	– współrzędna lub współczynnik wagi szerokości szczelin
Z	– ilość
Δ	– zmiana, różnica
α	– kąt
β	– stopień laminarności przepływu lub ściśliwość cieczy
ε	– przyśpieszenie kątowe
λ	– współczynnik oporów liniowych
μ	– lepkość dynamiczna cieczy
ν	– lepkość kinematyczna cieczy
ρ	– gęstość cieczy
ω	– prędkość kątowna
ξ	– współczynnik strat miejscowych

Indeksy dolne

- b – dotyczy luzów międzyzębnych i wierchołkowych
- bs – dotyczący łożysk i uszczeltek
- c – cykl
- dch – sprężysta deformacja komór
- ds – dotyczący sprężania cieczy w komorach martwych
- e – efektywny
- ev – średni
- ex – zewnętrzny
- f – dotyczy podstawy zęba
- fc – dotyczący ściśliwości cieczy
- g – geometryczny
- i – w komorach roboczych
- ic – kanał wewnętrzny
- ich – kanały wewnętrzne
- id – dotyczy bezwładności satelitów i cieczy
- k – komora robocza lub dotyczący kompensacji
- l – laminarny lub dotyczący strat
- ml – dotyczy tarcia mieszanego
- o – obwodnica
- od – odpychający
- p – planeta
- s – satelita
- sym – dotyczy symulacji (obliczeń)
- t – teoretyczny lub turbulentny
- ts – dotyczący sprężania cieczy w przestrzeniach międzyzębnych
- vl – dotyczy strat objętościowych

- C – dotyczy przecieku w szczelinach rozrządu
- Cm – dotyczy piku przepływu w szczelinach rozrządu
- HPC – komora wysokiego ciśnienia
- IH – kanał/ otwór dopływowy
- Lfg – dotyczy przecieków w szczelinach płaskich
- LPC – komora niskiego ciśnienia
- N – dotyczy płytki z otworami odpływowymi
- O – olej
- OH – kanał/ otwór odpływowy
- S – po stronie niskiego ciśnienia
- T – po stronie wysokiego ciśnienia
- W – dotyczy płytki z otworami dopływowymi
- W – woda

- v – dotyczy tarcia płynnego w szczelinach

Indeksy górne

- α – współczynnik
- γ – współczynnik

Rozdział 1

WSTĘP

Cenną zaletą napędu hydrostatycznego jest możliwość przekazywania dużej mocy przy dużej zwartości konstrukcji napędu, jego małej masie i małej bezwładności elementów roboczych. Mimo to napędy te muszą ciągle rywalizować na rynku z odmiennymi rodzajami napędów, takimi jak elektryczne, pneumatyczne, mechaniczne itp. Pojawiające się nowe koncepcje napędów, zwłaszcza elektrycznych, wykorzystujących zjawisko nadprzewodnictwa, mogą stanowić bardzo poważną konkurencję dla napędu hydrostatycznego i w efekcie wyprzeć go z rynku.

Pompy i silniki hydrauliczne są najważniejszymi elementami hydrostatycznego układu napędowego. Maszyny te są jednostkami wporowymi, czyli charakteryzują się określoną objętością roboczą, a przestrzeń niskociśnieniowa mechanizmu roboczego jest ściśle oddzielona od przestrzeni wysokociśnieniowej.

Zarówno pompy, jak i silniki należą do bardziej skomplikowanych elementów układów hydraulicznych i z tego powodu podlegają złożonej ocenie jakości. Na ich pełną ocenę składa się wiele cech: technicznych, użytkowych, ekonomicznych, a nawet estetycznych. Cechy techniczne i użytkowe wywierają znaczny wpływ na właściwości napędu hydrostatycznego.

Silniki hydrauliczne wporowe stanowią w układzie napędowym organ wykonawczy, którego zadaniem jest przetworzenie energii strumienia cieczy w energię mechaniczną niezbędną do wprawienia maszyny w ruch i przeniesienia obciążenia zewnętrznego. Silnikom hydraulicznym stawia się wysokie wymagania, takie jak:

- a) stabilna praca przy bardzo małych prędkościach obrotowych – dotyczy to silników wolnoobrotowych wysokomomentowych;
- b) praca przy dużych prędkościach obrotowych – nawet powyżej 3000 obr/min;
- c) rozruch pod obciążeniem;
- d) przenoszenie dużych obciążeń – praca przy coraz wyższych ciśnieniach zasilania;
- e) wysoki stosunek przenoszonej mocy do ich masy;
- f) możliwość zasilania cieczami o różnych parametrach, tj. o szerokim zakresie lepkości i właściwości smarnych.

Pompa w układzie napędowym stanowi źródło energii strumienia cieczy i jest najbardziej obciążoną jednostką w układzie napędowym. Pompy muszą sprostać wielu wymaganiom stawianym przez:

- a) hydrauliczny układ napędowy, tj.: wysokie ciśnienia pracy osiągające 40 MPa i więcej, szerokie możliwości sterowania wydajnością, możliwość zmiany kierunku tłoczenia cieczy przy stałym kierunku obrotów wału, niski poziom emitowanego hałasu, samossawność itp.;
- b) silniki napędzające te pompy, tj.: szeroki zakres prędkości obrotowej – nawet do kilku tysięcy obrotów na minutę, możliwość pracy przy obu kierunkach obrotów wału;
- c) parametry cieczy roboczej, tj.: szeroki zakres lepkości cieczy i właściwości smarnych.

Wyżej wymienione wymagania są brane pod uwagę już na etapie projektowania tych maszyn. Nieodzowna przy tym jest znajomość metod projektowania i zjawisk zachodzą-

cych w maszynie podczas jej pracy. Zjawiska te bardzo często są odkrywane na etapie badań prototypów nowych konstrukcji. Właściwa interpretacja zjawisk fizycznych zachodzących w pracującej maszynie umożliwia wskazanie kierunków poprawy rozwiązania konstrukcyjnego. Ogromne znaczenie ma opracowanie i przyjęcie właściwego modelu matematycznego opisującego te zjawiska w sposób jak najbardziej przybliżony do rzeczywistości. Jak dotąd badacze maszyn waporowych opracowywali i stosowali modele matematyczne uniwersalne dla wszystkich typów pomp lub silników hydraulicznych. Modele takie nie opisywały ściśle zjawisk zachodzących w różnych charakterystycznych dla danej maszyny elementach, np. w elementach zębatych mechanizmu roboczego, w parach stopka tłoczka – tarcza wychylna, bęben cylindrowy – rozdzielacz itp.

Modele matematyczne strat zachodzących w hydraulicznych maszynach waporowych muszą być opracowywane indywidualnie dla każdego typu maszyny waporowej na podstawie szczegółowych badań laboratoryjnych. W tym celu niezbędne jest zbudowanie odpowiednich stanowisk badawczych i wyposażenie ich w specjalistyczną aparaturę pomiarową.

Jak dotąd na rynku dominują maszyny waporowe tłokowe o stałej i zmiennej objętości komór roboczych oraz maszyny zębate. Nie są to jednak konstrukcje nowe, a ich obecne parametry są efektem co najmniej kilkudziesięciu lat prac badawczo-rozwojowych. Proces poprawy parametrów tych maszyn postępuje nadal, jednak jego tempo jest bardzo powolne, czego główną przyczyną jest zbliżenie się do granic wyznaczonych prawami fizyki.

Istnieje więc potrzeba opracowania zupełnie nowych konstrukcji maszyn waporowych o walorach odmiennych od cech maszyn powszechnie znanych na rynku. Takimi maszynami są maszyny satelitowe.