

**KRZYSZTOF KĘDZIA**

**WYZNACZNIK ZMIENNOŚCI  
CYKLU OBCIĄŻENIA  
WIELOŹRÓDŁOWEGO  
HYDROSTATYCZNEGO  
UKŁADU NAPĘDOWEGO**

**WYDANIE II POPRAWIONE I UZUPEŁNIONE**

**OFICyna WYDAWNICZA**

**POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ**





**Krzysztof Kędzia**

**Wyznacznik zmienności cyklu obciążenia  
wielozródłowego hydrostatycznego  
układu napędowego**

**Wydanie II poprawione i uzupełnione**



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej  
Wrocław 2023

Recenzenci  
Andrzej SOBCZYK  
Franciszek W. PRZYSTUPA

Opracowanie redakcyjne  
Hanna JUREK

Korekta  
Hanna JUREK  
Alina KACZAK

Projekt okładki  
Marcin ZAWADZKI

Opracowanie rysunków  
Jarosław PROKOPOWICZ

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właściciela praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2023

OFICYNA WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ  
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław  
<http://www.oficyna.pwr.edu.pl>  
e-mail: [oficwyd@pwr.edu.pl](mailto:oficwyd@pwr.edu.pl)  
[zamawianie.książek@pwr.edu.pl](mailto:zamawianie.książek@pwr.edu.pl)

ISBN 978-83-7493-253-0  
DOI: 10.37190/K-Kedzia\_Wyznacznik\_zmiennosci-cyklu

Druk i oprawa: beta-druk, [www.betadruk.pl](http://www.betadruk.pl)

*Pamięci mojej Siostry Małgorzaty (1967–2012)  
i Mamy Danuty (1943–2019)*



## Spis treści

Spis oznaczeń .....	7
1. Wstęp .....	13
2. Analiza wiedzy .....	15
2.1. Obciążenia i ich charakterystyki .....	21
2.1.1. Cykl pracy maszyny .....	21
2.1.2. Zapis obciążenia w postaci obszaru .....	23
2.1.3. Liniowa postać obciążenia .....	24
2.1.4. Cyklogram .....	25
2.1.5. Widmo obciążenia .....	29
2.2. Pierwotne źródła energii .....	31
2.2.1. Charakterystyki pierwotnych źródeł energii .....	31
2.2.2. Silniki spalinowe .....	32
2.3. Wtórne źródła energii – akumulatory .....	35
2.3.1. Ogólna charakterystyka wtórnych źródeł energii .....	35
2.4. Przekładnia hydrostatyczna – realizator funkcji transformacji i transmisji energii w hybrydowych układach napędowych .....	38
2.4.1. Pompa i silnik hydrostatyczny .....	38
2.4.2. Zjawisko samohamowności w silniku hydrostatycznym .....	42
2.5. Wyznaczanie parametrów energetycznych pierwotnego i wtórnego źródła energii .....	45
2.6. Zagadnienie sterowania układami wieloźródłowymi .....	51
2.7. Miary efektywności układu napędowego .....	54
2.7.1. Energetyczna miara efektywności .....	55
2.7.2. Ekologiczne miary efektywności .....	55
2.7.3. Oddziaływanie na środowisko .....	56
2.8. Podsumowanie rozdziału .....	58
3. Modele matematyczne i symulacyjne komponentów wieloźródłowego układu napędowego .....	59
3.1. Wysokoprężny silnik spalinowy .....	60
3.2. Pompa hydrostatyczna IT3-32 .....	63
3.3. Silnik hydrostatyczny IT3-32 .....	68
3.4. Straty hydrauliczne w przewodach instalacji .....	73
3.5. Dwustopniowy wzmacniacz elektrohydrauliczny AW10 .....	74
3.5.1. Opis działania wzmacniacza elektrohydraulicznego .....	74
3.5.2. Założenia upraszczające przyjęte podczas modelowania układu sterownika .....	76
3.5.3. Model matematyczny sterownika .....	76
3.5.4. Badania symulacyjne sterownika jednostek hydrostatycznych .....	80
3.6. Akumulator gazowo-hydrauliczny .....	93
3.6.1. Model Benedicta–Webba–Rubina akumulatora gazowo-hydraulicznego .....	93
3.6.2. Model Redlicha–Kwonga akumulatora gazowo-hydraulicznego .....	96
3.6.3. Badania symulacyjne akumulatora gazowo-hydraulicznego .....	97

3.7. Instalacja hydrauliczna (przewody wysokociśnieniowe) .....	102
3.7.1. Model matematyczny strat hydraulicznych w przewodach instalacji .....	102
3.8. Wskaźniki oceny wieloźródłowych układów napędowych .....	103
3.8.1. Wskaźniki energetyczne .....	104
3.8.2. Wskaźniki ekologiczne .....	106
3.8.3. Średnia emisja jednostkowa .....	106
3.9. Obciążenie układu wieloźródłowego .....	107
4. Wyznacznik zmienności cyklu pracy .....	111
4.1. Kinetostaticzna metoda doboru parametrów pracy hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego .....	111
4.2. Program komputerowy do określania parametrów pracy wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego .....	116
4.2.1. Dane wejściowe i wyniki .....	116
4.2.2. Modele matematyczne zastosowane w algorytmie metody kinetostaticznej .....	117
4.2.3. Opis działania programu .....	119
4.3. Cel i program badań .....	121
4.4. Otrzymane wyniki .....	121
4.5. Wyznacznik WZ .....	141
4.6. Procedura wyznaczania różnicy zużycia paliwa $\Delta G_e$ .....	142
5. Podsumowanie .....	153
Załącznik .....	157
Bibliografia .....	161
Podziękowania .....	169



## Spis oznaczeń

$a, b$	stałe empiryczne zależne od rodzaju gazu [1/mol m]
$c_v$	średnie ciepło właściwe gazu przy przemianie izochorycznej [J/(kg·K)]
$c_{vo}$	składowa zależna tylko od temperatury [J/kgK]
$c_{vp}$	składowa zależna od gęstości gazu i temperatury [J/kgK]
$c_{\varphi z}$	współczynnik tłumienia przysłony [N/m]
$d_2$	średnica dyszy [m]
$e_{CO}$	średnia jednostkowa emisja tlenku węgla [ppm/W]
$e_{DYM}$	średni jednostkowy stopień zadymienia spalin [ppm/W]
$e_{NO_x}$	średnia jednostkowa emisja tlenków azotu [ppm/W]
$f$	współczynnik tłumienia suwaka [kg/s]
$f_t$	współczynnik tłumienia tłoka sterującego [kg/s]
$g_e$	jednostkowe zużycie paliwa [kg/kWh]
$h_0$	wielkość szczeliny między dyszą a przysłoną w stanie równowagi [m]
$i$	natężenie prądu [A]
$j$	parametr CO, NO <sub>x</sub> lub stopień zadymienia spalin DYM
$k$	współczynnik sprężystości sprężyny [N]
$l_1, l_2$	długości dźwigni sprzężenia zwrotnego [m]
$m$	masa suwaka + 1/3 masy sprężyny [kg]
$m_g$	masa gazu [kg]
$m_T$	masa tłoka sterującego [kg]
$n$	liczba zmian przebiegu zapotrzebowania na energię w cyklu pracy z energii dostarczonej do układu napędowego $N_o > 0$ , do energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji $N_o < 0$ [-]
$n_c$	liczba podziałów cyklu [-]
$n_p$	prędkość obrotowa wału pompy hydrostatycznej [obr/min]
$n_{sh}$	prędkość obrotowa wału silnika hydrostatycznego [obr/min]
$p$	ciśnienie [Pa]
$\Delta p$	strata ciśnienia, różnica ciśnień [Pa]
$p_{a0}$	początkowe ciśnienie w akumulatorze [Pa]
$p_{a\ wst}$	ciśnienie wstępne naładowania akumulatora (dla $V_g = \max$ ) [Pa]
$p_c$	ciśnienie krytyczne gazu [Pa]
$p_g$	ciśnienie gazu [Pa]

$p_{gwst}$	ciśnienie wstępne naładowania akumulatora [Pa]
$p_p$	ciśnienie w układzie [Pa]
$p_{sh}$	spadek ciśnienia w silniku hydrostatycznym
$p_z$	ciśnienie zasilania [Pa]
$p_4$	ciśnienie panujące nad siłownikiem sterującym [Pa]
$r_R$	szttywność przysłony [Nm/rad]
$q$	chłonność (wydajność) jednostkowa silnika (pompy) hydrostatycznego [m <sup>3</sup> /rad]
$q_e$	błąd nadażania [m]
$s$	czas trwania ruchu [s]
$t$	czas [s]
$t_c$	całkowity czas trwania cyklu pracy [s]
$t_d$	czas dostarczania energii do układu w cyklu pracy [s]
$v$	prędkość liniowa [m/s]
$w_{j_i}$	stężenie $j$ -tego związku w punkcie obciążenia [ppm]
$x$	przemieszczenie suwaka rozdzielacza [m]
$\frac{dx}{dt}$	prędkość przemieszczenia suwaka rozdzielacza [m/s]
$\frac{d^2x}{dt^2}$	przyspieszenie przemieszczenia suwaka rozdzielacza [m/s <sup>2</sup> ]
$y$	przemieszczenie tłoka sterującego wychyleniem tarczy [m]
$A(x)$	pole powierzchni okna suwaka rozdzielacza [m <sup>2</sup> ]
$B$	moduł sprężystości cieczy [Pa]
CO	emisja tlenku węgla [ppm]
DYM	zadymienie [ppm]
$D$	średnica wewnętrzna przewodu [m]
$E$	energia [J]
$\bar{E}$	wartość oczekiwana energii obciążenia w obszarze pracy [J]
$E_a$	stan naładowania akumulatora [J]
$E_{a0}$	energia akumulatora na początku cyklu [J]
$E_{a1}$	energia dostarczona z akumulatora do układu [J]
$E_{a2}$	energia dostarczona do akumulatora z układu [J]
$E_d$	energia dostarczana do układu napędowego [J]
$E_o$	energia możliwa do odzyskania w procesie rekuperacji [J]
$\Delta E_p$	straty energii w pompie wyporowej [J]
$\Delta E_{sh}$	straty energii w silniku hydrostatycznym [J]
$\Delta E_i$	straty energii w instalacji hydraulicznej [J]
$\Delta E_A$	straty energii w układzie akumulacji energii [J]
$\Sigma \Delta E_{str}$	suma strat energetycznych [J]
$F_p$	siła pochodząca od pulsacji pompy [N]
$F_{sp}$	siła pochodząca od sprzężenia zwrotnego [N]

$F_t$	siła tarcia [N]
$A(x)$	pole powierzchni okna suwaka rozdzielacza [m <sup>2</sup> ]
$G_c$	zużycie paliwa w cyklu [g/cykl]
$G_e$	godzinowe zużycie paliwa, wskaźnik energochłonności [g/h]
$G_{ek}$	zużycie paliwa dla jednoźródłowego układu napędowego [g/h]
$G_{ew}$	zużycie paliwa dla wieloźródłowego układu napędowego [g/h]
$\Delta G_e$	zmiana zużycia paliwa [%]
$G_w$	wskaźnik energochłonności [g/m <sup>3</sup> ]
$I_z$	moment bezwładności przysłony [kg m <sup>2</sup> ]
$K$	krytyczny współczynnik przepływu [-]
$K_1$	współczynnik wzmocnienia przetwornika – 4,54 [Nm/A]
$KK$	współczynnik krytyczny [-]
$L$	długość przewodów hydraulicznych [m]
$L_R$	odległość między dyszami ruchomymi [m]
$M$	moment siły [N·m]
$\Delta M$	straty momentu [N·m]
$M_b$	moment bezwładności [N m]
$M_o$	moment obrotowy obciążenia [N m]
$M_p$	moment obrotowy na wale pompy hydrostatycznej [N m]
$M_{sh}$	moment obrotowy na wale silnika hydrostatycznego [N m]
$M_{sp}$	moment obrotowy na wale silnika spalinowego [N m]
$M_r$	moment roboczy [N m]
$M_t$	moment tarcia [N m]
$N$	moc [W]
$\bar{N}$	wartość oczekiwana mocy obciążenia w obszarze pracy [W]
$N_o$	moc obciążenia [W]
$NO_x$	emisja tlenków azotu [ppm]
$N_s$	moc silnika spalinowego w układzie ze stabilizacją [W]
$N_{sr}$	moc, silnika spalinowego z uwzględnieniem układu rekuperacji [W]
$N_{sr\_br}$	średnia moc w cyklu pracy bez uwzględnienia energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji [W]
$N_{sr\_r}$	średnia moc w cyklu pracy z uwzględnieniem energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji [W]
$N_{spi}$	moc pierwotnego źródła energii w punkcie obciążenia ( $M_{spi}, \omega_{spi}$ ) [W]
$R^2$	współczynnik korelacji [-]
$R$	stała gazowa [J/mol K]
$Re$	liczba Reynoldsa [-]
$R_t$	współczynnik oporów w ruchu obrotowym [kg m <sup>2</sup> /s]
$S$	powierzchnia wymiany ciepła [m <sup>2</sup> ]
$S_1$	powierzchnia przekroju dyszy ruchomej [m <sup>2</sup> ]

$S_2$	powierzchnia przekroju suwaka [ $m^2$ ]
$S_3, S_4$	dolna i górna powierzchnia tłoka siłownika [ $m^2$ ]
$S_5$	powierzchnia przekroju dyszy stałej [ $m^2$ ]
$Q$	objętościowe natężenie przepływu, wydajność pompy, chłonność silnika [ $m^3/s$ ]
$Q_{a(+)}$	chłonność akumulatora (proces ładowania) [ $m^3/s$ ]
$Q_{a(-)}$	wydajność akumulatora (proces rozładowywania) [ $m^3/s$ ]
$\Delta Q$	straty objętościowe [ $m^3/s$ ]
$Q_p$	wydajność pompy hydrostatycznej [ $m^3/s$ ]
$Q_{sh}$	chłonność silnika hydrostatycznego [ $m^3/s$ ]
$T$	temperatura [K]
$T_c$	temperatura krytyczna gazu [K]
$V_0$	objętość komory nad tłokiem w górnym jego położeniu [ $m^3$ ]
$V_a$	pojemność akumulatora hydraulicznego [ $m^3$ ]
$V_{g \max}$	pojemność całkowita akumulatora [ $m^3$ ]
$V_m$	objętość molowa [ $m^3/mol$ ]
$W_o$	wartość opałowa paliwa [kJ/kg]
$WZ$	wyznacznik zmienności cyklu pracy [-]
$Z$	zakłócenia [-]
$\alpha$	kąt pochylenia tarczy oporowej silnika lub pompy hydrostatycznej [ $^\circ$ ]
$\alpha_c$	współczynnik wymiany ciepła [ $W/m^2K$ ]
$\varepsilon$	parametr nastawy silnika i pompy hydrostatycznej [-]
$\varepsilon_p$	nastawa pompy hydrostatycznej [-]
$\varepsilon_{sh}$	nastawa silnika hydrostatycznego [-]
$\chi$	współczynnik efektywności rekuperacji energii [-]
$\mu_w$	współczynnik wypływu [-]
$\eta_c$	sprawność całkowita [-]
$\eta_{ph}$	sprawność przekładni hydrostatycznej [-]
$\eta_{sp}$	sprawność silnika spalinowego [-]
$v$	prędkość przepływu w określonym punkcie elementu [m/s],
$\nu$	współczynnik lepkości kinematycznej cieczy [ $m^2/s$ ],
$\Theta$	przemieszczenie kątowe przysłony sterownika elektrohydraulicznego [rad]
$\rho$	gęstość cieczy roboczej [ $kg/m^3$ ]
$\rho_g$	gęstość gazu [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	cieplna stała czasowa [s]
$\sigma_a$	dopuszczalna różnica w poziomie naładowania akumulatora na początku i na końcu cyklu pracy [J]
$\omega$	prędkość kątowa [rad/s]
$\omega_o$	prędkość kątowa obciążenia [rad/s]
$\omega_p$	prędkość kątowa wału pompy hydrostatycznej [rad/s]
$\omega_{sh}$	prędkość kątowa wału silnika hydrostatycznego [rad/s]

$\omega_{sp}$	prędkość kątowna wału silnika spalinowego [rad/s]
$\Theta$	przesunięcie kątowe przysłony sterownika elektrohydraulicznego [rad]
$\frac{d\Theta}{dt}$	prędkość przesunięcia kątowego przysłony sterownika elektrohydraulicznego [rad/s]
$\frac{d^2\Theta}{dt^2}$	przyspieszenie przesunięcia kątowego przysłony sterownika elektrohydraulicznego [rad/s <sup>2</sup> ]

### Indeksy

<i>a</i>	akumulator,
<i>b</i>	bezwładność
<i>br</i>	bez rekuperacji
<i>c</i>	całkowity
<i>d</i>	dostarczona
<i>o</i>	obciążenie
<i>opt</i>	optymalny
<i>p</i>	pompa
<i>pt</i>	pompa hydrostatyczna, wielkość teoretyczna
<i>r</i>	rekuperacja
<i>sh</i>	silnik hydrostatyczny
<i>sht</i>	silnik hydrostatyczny, wielkość teoretyczna
<i>sk</i>	średnie – źródło pierwotne
<i>so</i>	średnie – obciążenie
<i>sr</i>	średnie – obciążenie z rekuperacją
<i>sp</i>	silnik spalinowy
<i>st</i>	sterowanie
<i>sz</i>	szczytowa
<i>t</i>	tarcie
<i>zp</i>	zawór przelewowy



# 1. Wstęp

Współczesny rynek maszyn i urządzeń regulują rygorystyczne normy dotyczące zużycia energii, zanieczyszczenia środowiska, hałaśliwości, bezpieczeństwa, ergonomii, recyklingu itd. Osobami odpowiedzialnymi za wdrażanie postanowień oraz reguł zawartych w normach są głównie inżynierowie-projektanci oraz konstruktorzy. Gęszcz przepisów, nowe, bardziej wyrafinowane technologie i większa liczba uwzględnianych w maszynach zjawisk fizycznych powoduje, że od inżynierów wymaga się więcej. Dla projektantów i konstruktorów zaprojektowanie maszyny lub urządzenia o jeszcze większej sprawności, mniejszej emisji szkodliwych lub niebezpiecznych związków, szybszych w działaniu, bardziej niezawodnych, bezpiecznych, mniej hałaśliwych lub prostszych w obsłudze bez dodatkowego wsparcia w postaci osoby (eksperta), procedury lub systemu ekspertowego wspomagającego ich w obszarach, w których nie są specjalistami – staje się coraz trudniejsze.

W wielu światowych ośrodkach badawczych trwają prace nad zwiększeniem sprawności układów napędowych zastosowanych w maszynach pracujących w szybkozmiennych, powtarzalnych cyklach pracy. Jedną z przyczyn tego zainteresowania jest możliwość odzyskania części energii rozpraszanej zwykle w procesie hamowania, przez zgromadzenie jej i przechowanie w akumulatorach, a następnie ponowne wykorzystanie w najbardziej energochłonnych fazach cyklu pracy maszyny. Zastosowanie układów napędowych z akumulacją energii, zamiast klasycznych układów napędowych, jest więc ciekawym i obiecującym sposobem zwiększenia sprawności układu napędowego – nawet do 30%. Jednak szeroki zakres wiedzy, stopień skomplikowania zagadnień oraz koszty związane z zaprojektowaniem i budową tego rodzaju układów napędowych powoduje, że prace nad nimi są realizowane tylko w nielicznych, wyspecjalizowanych ośrodkach badawczo-rozwojowych.

W pracy przedstawiono sposób wyznaczania współczynnika zmienności ( $WZ$ ), za pomocą którego inżynier-projektant po wyznaczeniu jedynie kilku parametrów możliwych do określenia na podstawie cyklu pracy maszyny może oszacować potencjalne korzyści związane z zastosowaniem wieloźródłowego układu napędowego zamiast jednoźródłowego (klasycznego) do realizacji zadanego cyklu pracy.

Niniejsza praca stanowi uzupełnienie i rozszerzenie racjonalnych podstaw projektowania oraz budowy wieloźródłowych układów napędowych. Przedstawiona metodologia

postępowania umożliwi dla zadanego cyklu pracy i energetycznego kryterium optymalizacji układu napędowego odpowiedzieć na pytania:

*Czy rozbudowa jednoźródłowego układu napędowego do wieloźródłowego układu napędowego dla danego cyklu pracy jest uzasadniona?*

*Jeżeli tak, to jakie korzyści są możliwe do osiągnięcia?*

W przeprowadzonych badaniach symulacyjnych wykorzystano autorskie oprogramowanie do wyznaczania parametrów pracy komponentów wieloźródłowego układu napędowego. Są nimi:

- program komputerowy (C++), którego algorytm został opracowany na podstawie metody kinetostatycznej, służący do wyznaczania optymalnego punktu pracy pierwotnego źródła energii, parametrów początkowych wtórnego źródła energii i przebiegów sterowania komponentami układu wieloźródłowego;
- program komputerowy (C++) do wyznaczania charakterystyk uniwersalnych wybranych źródeł pierwotnych.



## 2. Analiza wiedzy

Układy napędowe maszyn i pojazdów z akumulacją energii są jednym z elementów technologii ekologicznej. W warunkach cyklicznie powtarzalnych, szybkozmiennych obciążeń zewnętrznych maszyn roboczych i pojazdów zapewniają obniżenie zużycia energii pierwotnej oraz emisji zanieczyszczeń. Umożliwiają również efektywne kształtowanie procesów energetycznych przez odzyskiwanie (rekuperację) energii kinetycznej lub potencjalnej [3], [9], [34], [76], [89], [105].

Obniżenie energochłonności układów napędowych maszyn i pojazdów ogólnie może być realizowane przez następujące działania [10]:

- podwyższenie sprawności poszczególnych elementów składowych komponentów układu napędowego,
- odpowiednie, wzajemne dopasowanie obszarów pracy wysokosprawnych elementów składowych układu napędowego,
- zastosowanie wieloźródłowego (hybrydowego) układu napędowego umożliwiającego ograniczenie charakterystyki pracy pierwotnego źródła energii do obszarów najkorzystniejszych oraz odzyskiwanie części, zwykle traconej, energii kinetycznej lub potencjalnej.

Wykorzystanie w projektowaniu układów napędowych wymienionych postulatów, wymaga znajomości zagadnień związanych z transformacją, transmisją, dystrybucją, rekuperacją i magazynowaniem energii oraz spełnienia wielu dodatkowych wymagań. Dotyczy to zwłaszcza [139]:

- Znajomości charakterystyki obciążeń, które stanowią podstawę analizy energetycznej układu. Charakterystyki te, obejmujące zarówno zmienne natężeniowe (prędkości liniowe i kątowe, natężenia przepływu), jak i zmienne wyężeniowe (siły, momenty, ciśnienia) mogą być przedstawione w postaci: punktu pracy, krzywych obciążenia, obszaru pracy, cyklogramu pracy lub cyklu pracy. Czasami stosuje się bardziej ogólną postać – widmo obciążeń.
- Znajomości charakterystyki energetycznej (sprawność lub straty energetyczne) w całym obszarze pracy wszystkich elementów transformacji, transmisji, dystrybucji rekuperacji i akumulacji energii.
- Możliwości ilościowej oceny sprawności energetycznej różnych wariantów rozwiązań układu napędowego pracujących w tych samych warunkach obciążenia.

- Rozwiązania problemów związanych z doбором struktury i komponentów układu napędowego.
- Rozwiązania zagadnień sterowania, w szczególności rozwiązania problemów syntezy układów sterowania.

W literaturze przedmiotu pojęcie napędów wieloźródłowych (hybrydowych) znane jest od kilkudziesięciu lat [9], [34], [89], [105]. Prace nad tymi zagadnieniami, ze względów ekonomicznych oraz technologicznych, miały okresy charakteryzujące się wzmożoną i bardzo osłabioną aktywnością. Były one ściśle powiązane z kryzysami energetycznymi. Obecnie bardzo duży wpływ ma aspekt ekologiczny.

„Nadażanie” źródła energii za zmiennym obciążeniem odbiorników, a dzieje się tak w klasycznych układach napędowych, odbija się bezpośrednio na energetycznej sprawności takich układów. Ma to zasadniczy wpływ na koszty eksploatacji z powodu na przykład zużycia paliwa i smarów lub trwałości układu. Poza stratami energetycznymi, taka praca układu napędowego przyczynia się do nadmiernego zanieczyszczenia środowiska naturalnego. Dotyczy to w szczególności napędów z silnikami spalinowymi.

Jednym ze sposobów rozwiązania tego problemu są układy wieloźródłowe, charakteryzujące się współpracą co najmniej dwóch źródeł energii, przy czym co najmniej jedno z nich musi być źródłem wtórnym.

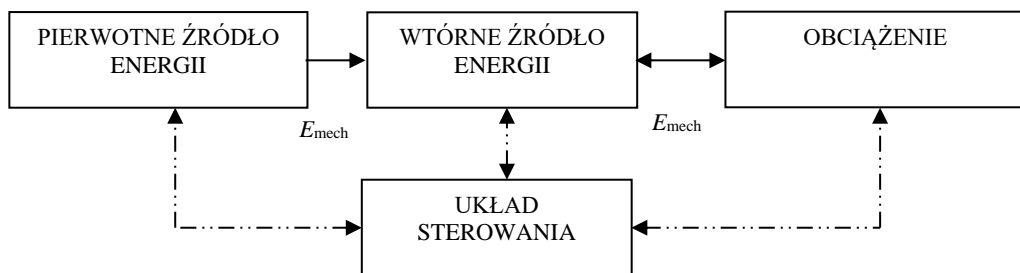
Określenie „pierwotne źródła energii” należy rozumieć jako źródło o możliwie stałych parametrach energetycznych, dostarczające energię do układu niezależnie od zmian obciążenia zachodzących w tym układzie. Może nim być na przykład silnik cieplny. Pierwotne źródło energii charakteryzuje praca nieodwracalna.

Przez pojęcie „wtórne źródło energii” (akumulator energii) rozumie się urządzenie akumulujące energię, która występowała w układzie w postaci energii potencjalnej lub kinetycznej. Akumulator magazynuje chwilową nadwyżkę bilansu energetycznego układu, energię rekuperacji lub obie jednocześnie. Proces akumulacji może być realizowany przez akumulatory – elektrochemiczny, hydrauliczny, pneumatyczny lub mechaniczny. Wtórne źródło energii charakteryzuje praca odwracalna.

Ze względu na kierunek przepływu energii oraz rozmieszczenie ich źródeł rozróżnia się dwa rodzaje struktur układów wieloźródłowych [46]:

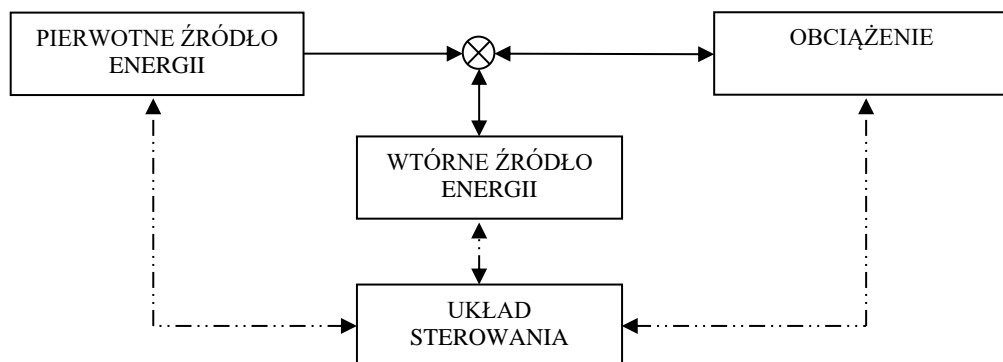
- szeregowe (rys. 2.1),
- równoległe (rys. 2.2).

Układ szeregowy odznacza się tym, że cała energia płynie od pierwotnego źródła przez źródło wtórne energii, do elementu wykonawczego. W przykładowym układzie pierwotne źródło energii – silnik napędowy – przekazuje całą energię do wtórnego źródła energii – akumulatora – połączonego bezpośrednio lub pośrednio z elementami wykonawczymi układu – obciążenie [138]. Na rysunku 2.1 przedstawiono schemat szeregowego układu hybrydowego. Strzałkami zaznaczono kierunki możliwych przepływów energii oraz informacji.



Rys. 2.1. Schemat szeregowego wieloźródłowego układu napędowego [46]

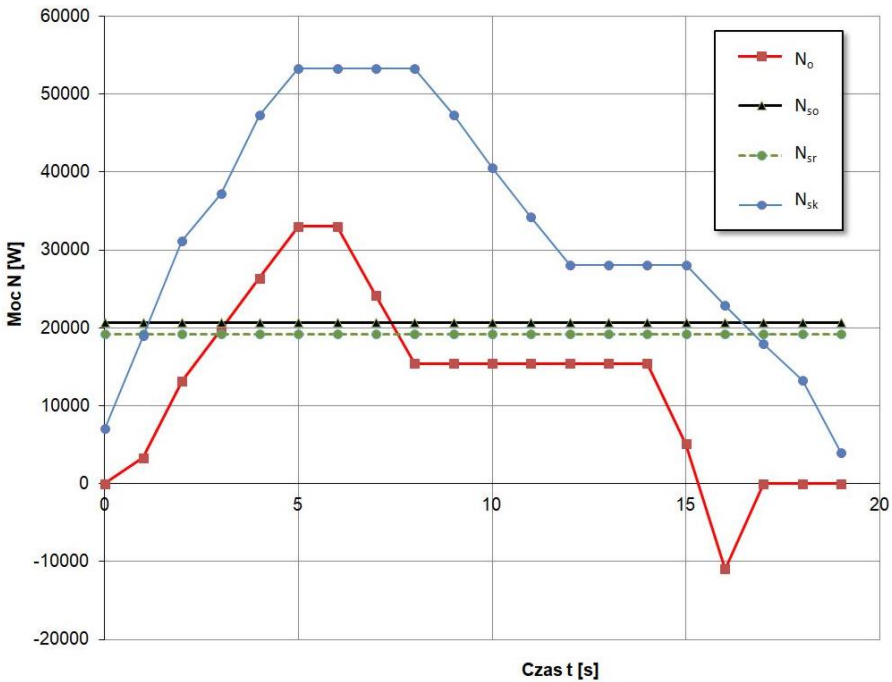
W równoległym układzie hybrydowym (rys. 2.2) tylko część energii z pierwotnego źródła energii wykorzystuje się do ładowania akumulatorów, natomiast zasadnicza jej część napędza, za pośrednictwem zespołów mechanicznych, element wykonawczy.



Rys. 2.2. Schemat równoległego wieloźródłowego układu napędowego [32]

Zastosowanie wtórnego źródła energii może mieć zasadniczy wpływ na sprawność całego układu. W klasycznym układzie napędowym jest ona zmienna w czasie i zależy od chwilowych wartości obciążenia.

Na rysunku 2.3 przedstawiono przebieg zapotrzebowania na energię i podaży mocy dla wybranego cyklu pracy. Zastosowano następujące oznaczenia:  $N_{sk}$  – moc, z jaką pracuje pierwotne źródło energii w układzie klasycznym,  $N_o$  – przebieg zapotrzebowania na moc wynikającą z obciążenia,  $N_{so}$  – moc, z jaką pracuje pierwotne źródło energii w układzie ze stabilizacją źródła pierwotnego,  $N_{sr}$  – moc, z jaką pracowałoby pierwotne źródło energii po uwzględnieniu stabilizacji źródła pierwotnego oraz energii odzyskanej w procesie rekuperacji.



Rys. 2.3. Przykład przebiegu zapotrzebowania i podaży mocy typowego pojazdu samochodowego:

$N_{sk}$  – moc z jaką pracuje pierwotne źródło energii w układzie jednoźródłowym,  
 $N_o$  – zapotrzebowanie na moc wynikająca z obciążenia,  $N_{so}$  – moc z pierwotnego źródła energii  
w układzie ze stabilizacją,  $N_{sr}$  – moc z jaką pracowałoby pierwotne źródło  
przy uwzględnieniu procesu rekuperacji (rysunek poglądowy)

W sytuacji zastosowania wieloźródłowego układu napędowego dla cyklu przedstawionego na rys. 2.3 (typowe zapotrzebowanie na moc dla pojazdu drogowego), pierwotne źródło energii będzie pracować przez cały cykl pracy maszyny z mocą zbliżoną do mocy  $N_{so}$  lub  $N_{sr}$ , w zależności od rodzaju zastosowanego układu wieloźródłowego. Zadaniem wtórnego źródła energii będzie oddawanie energii, nagromadzonej w nim wcześniej, gdy zapotrzebowanie na energię ( $N_o$ ) w cyklu pracy będzie większe od jej średniego poziomu ( $N_{so}$  lub  $N_{sr}$ ). Dla przedstawionego cyklu pracy sytuacja taka będzie występowała dla czasu  $4,5 < t < 9$ . Jeżeli moc chwilowa ( $N_o$ ) potrzebna do realizacji cyklu będzie mniejsza od mocy z jaką pracuje źródło pierwotne ( $N_{so}$  lub  $N_{sr}$ ), to nadmiar energii będzie magazynowany w akumulatorze. Sytuacja ta będzie występowała w przedziale czasu  $0 < t < 4,5$  oraz  $9 < t < 20$ . Analogicznie stanie się w przypadku układu wieloźródłowego z możliwością rekuperacji energii. Szacuje się, że odzyskiwanie energii w procesie rekuperacji daje możliwości zaoszczędzenia do 30% całkowitego zużycia energii. W przypadku zastosowania układu napędowego zapewniającego dodatkowo ustaloną pracę źródła pierwotnego przez cały cykl pracy, pomimo dynamicznych zmian obciążenia, wartość ta może osiągnąć nawet 40%, co wydaje się bardzo obiecujące [89], [90].

W technice istnieje wiele rozwiązań z wtórnymi źródłami energii. Do najbardziej rozpowszechnionych i historycznie najstarszych należy niewątpliwie prasa mechaniczna (układ szeregowy), w której silnik elektryczny pracuje z mocą równą mocy średniej w cyklu. Zwiększone zapotrzebowanie na energię jest uzupełniane z koła zamachowego – wtórnego źródła energii. Gdy prasa pracuje na biegu jałowym, wówczas bezwładnik magazynuje dodatnią różnicę energii między energią dostarczaną do układu przez silnik elektryczny a stratami wynikającymi na przykład z tarcia w maszynie, innymi przykładami mogą być: maszyna parowa, sprężarka lub silnik spalinowy, w których koło zamachowe wykorzystywane jest m.in. do stabilizacji prędkości kątowej urządzenia.

Coraz więcej przedsiębiorstw proponuje obecnie maszyny i urządzenia z wieloźródłowymi układami napędowymi. Informacja na temat szczegółów budowy i zasad ich sterowania ogranicza się jednak do instrukcji obsługi, co jest spowodowane tajemnicą handlową i konkurencją między przedsiębiorstwami. W niektórych udokumentowanych przypadkach konstruowanie tego typu maszyn ma jednak charakter typowo eksperymentalny i często jest oparte na intuicji i doświadczeniu inżynierskim [138].

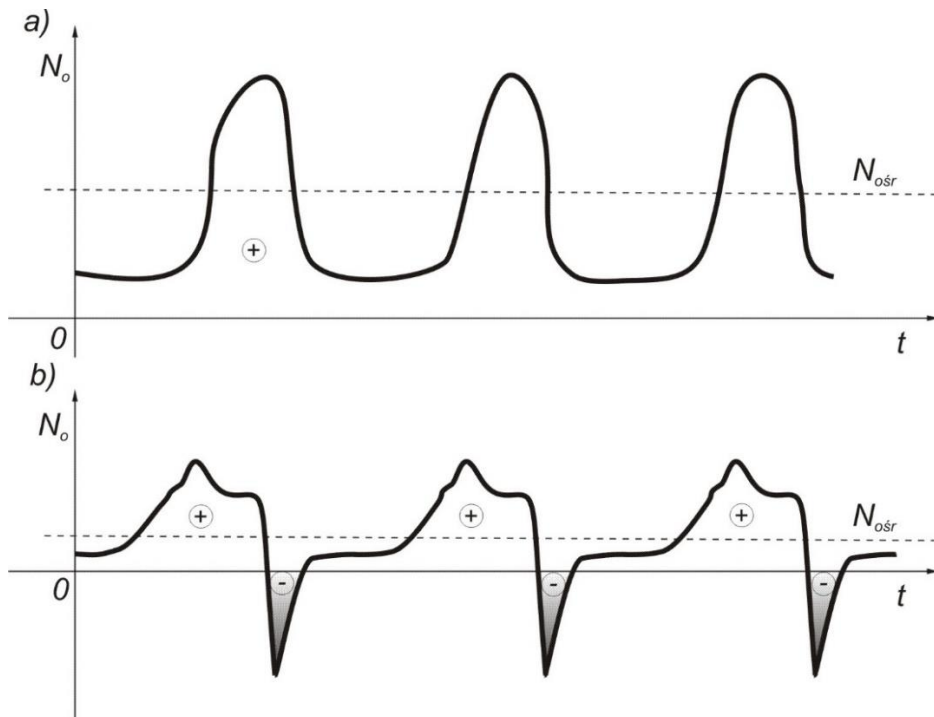
Wybór struktury energooszczędnego układu napędowego powinien być dokonany na podstawie bilansu energetycznego maszyny. Miarą jakości energetycznej jest wielkość strat odniesiona do pracy użytecznej. Pojęcie układu zawiera rodzaj elementów składowych, sposób ich połączenia oraz zespół relacji zachodzących pomiędzy nimi. Podstawą do utworzenia bilansu energetycznego są charakterystyki obciążenia układów roboczych [10], [88], [132], [144].

Ze względu na zmiany obciążeń w czasie, stan obciążenia powinien być opisany przez kinematyczny cykl pracy lub widmo obciążeń. Wpływ zmienności obciążenia na sprawność układu napędowego zależy od struktury układu, a przede wszystkim od rozkładu sprawności elementów w polu ich charakterystyk energetycznych. Najbardziej niekorzystnymi rozkładami sprawności (charakterystyki w postaci wykresów muszlowych) cechują się silniki spalinowe oraz przekładnie spełniające rolę bezstopniowych zmienników momentu. Stosunkowo nieznaczny wpływ na sprawność układu wywierają zmiany wielkości strat układów transmisji energii i prostych układów transformacji energii (np. mechanicznych skrzyń biegów). Problem minimalizacji strat energetycznych w zespole silnik spalinowy–układ transformacji energii wymaga rozwiązania zagadnienia optymalizacji doboru elementów oraz systemu sterowania tego zespołu [132].

W układach, w których obciążenie zmienia się znacznie podczas powtarzalnej pracy (rys. 2.4a) oraz zastosowaniu w nich układu wieloźródłowego, istnieje możliwość stabilizacji pracy pierwotnego źródła energii – silnika spalinowego do ograniczonego obszaru, a nawet jednego punktu pracy na jego charakterystyce uniwersalnej.

Stabilizacja obciążenia pierwotnego źródła energii stawia układowi napędowemu dodatkowe zadania, związane z rozdziałem strumienia energii i współpracą ze źródłem wtórnym.

Oprócz zmniejszania strat w układzie napędowym bilans energetyczny maszyny można poprawić przez rekuperację energii kinetycznej i potencjalnej od układu roboczego (rys. 2.4b).



Rys. 2.4. Nierównomierność zapotrzebowania energii w napędach roboczych pracujących cyklicznie:  
 a) możliwość stabilizacji źródła energii (przykład: cykl prasy mechanicznej),  
 b) możliwość stabilizacji oraz rekuperacji energii (przykład: cykl pracy pojazdu pocztowego UPS);  
 $N_o$  – moc obciążenia,  $N_{o\text{sr}}$  – średnia moc obciążenia [6], [7]

W jednoźródłowych układach napędowych energia jest tracona w zewnętrznych układach hamulcowych lub przez pracę hamulcową układu napędowego.

Należy zatem stwierdzić, że obniżenie energochłonności maszyn roboczych można osiągnąć przez następujące działania:

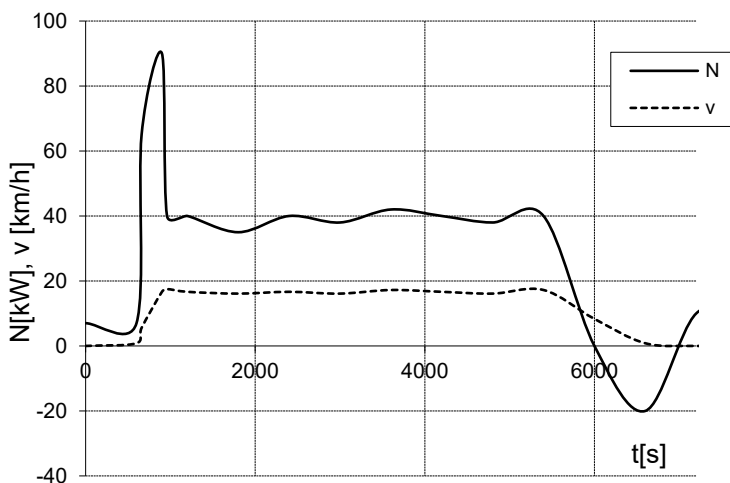
- zwiększenie sprawności jednoźródłowego układu napędowego przez zastosowanie elementów o większej sprawności i korzystniejsze ich dopasowanie,
- optymalizację sterowania procesami transformacji energii w jednoźródłowych układach napędowych,
- budowę układów napędowych o strukturze wieloźródłowej umożliwiających optymalizację bilansu energetycznego maszyny przez stabilizację pracy pierwotnego źródła energii lub/i jej rekuperację.

Układy wieloźródłowe mają potencjalnie największe możliwości zmniejszenia strat energii. Ze względu na złożoną budowę, wysokie wymagania stawiane układom przenoszenia mocy i sterowania oraz związane z tym koszty wybór tego układu musi być uzasadniony kompleksową analizą bilansu energetycznego maszyny. Wstępnych informacji dotyczących wyboru struktury układu dostarczają charakterystyki obciążenia układu roboczego.

## 2.1. Obciążenia i ich charakterystyki

### 2.1.1. Cykl pracy maszyny

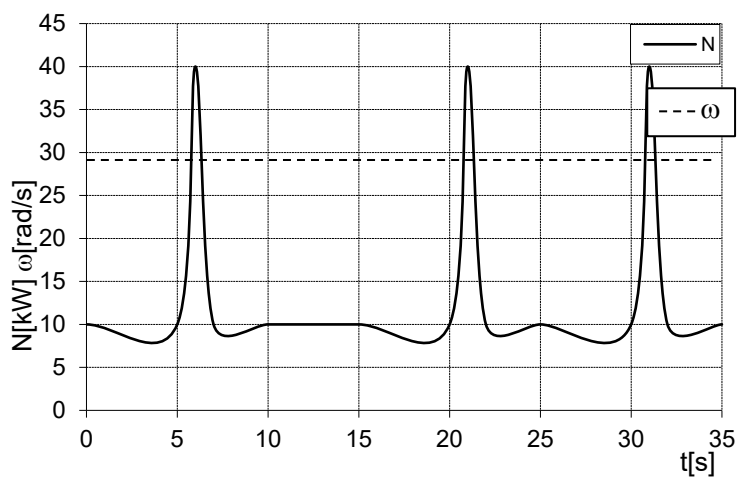
Podstawą wszelkich analiz układów wieloźródłowych jest cykl pracy maszyny wynikający głównie z zadania, dla którego ją zbudowano [9], [80], [89], [143], [158]. Przykładowe obrazy ruchu w postaci cyklu pracy przedstawiono na rys. 2.5–2.7.



Rys. 2.5. Przykład cyklu pracy autobusu międzymiastowego [46], [52], [54]

Powyższy rysunek jest charakterystyczny dla cyklu pracy pojazdu poruszającego się przez dłuższy czas ze stałą prędkością. Po rozpędzeniu się do optymalnej prędkości moc stabilizuje się na stałym poziomie (w analizowanym przypadku ok. 45% mocy potrzebnej do jego rozpędzenia). Następnie źródło pierwotne pracuje z mocą potrzebną do pokrycia strat i utrzymania pożądanej – optymalnej prędkości (ok. 4000 s). W fazie końcowej można zaobserwować powolny spadek prędkości oraz mocy. W 5000 s rozpoczyna się proces bardziej intensywnego hamowania. Wykres mocy przechodzi z war-

tości dodatnich na ujemne. Interpretować to należy w ten sposób, że przepływ energii w układzie napędowym jest w przeciwnym kierunku niż dotychczas. W tego typu cyklach w procesie hamowania możliwa jest rekuperacja (odzyskanie) energii, oczywiście przy zastosowaniu odpowiedniego rozwiązania układu napędowego. Jednak ze względu na stosunkowo niską wartość energii rekuperacji do całości energii dostarczonej do układu może być to nieopłacalne.

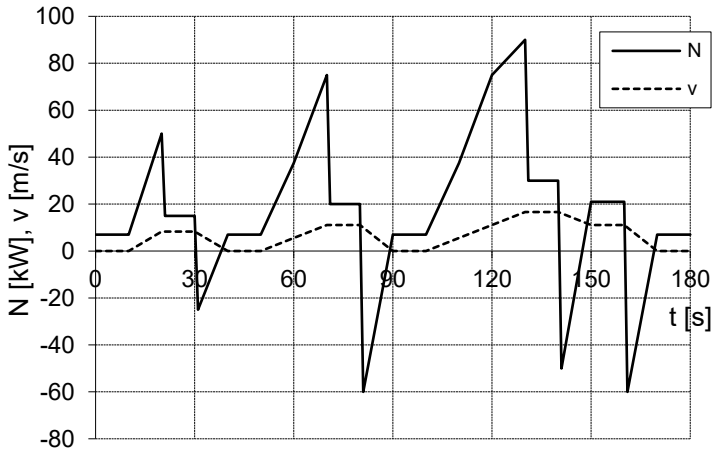


2.6. Przykład cyklu pracy prasy mechanicznej [46], [52], [54]

Na rysunku 2.6 przedstawiono charakterystyczny przebieg dla cyklu pracy prasy mechanicznej. Charakteryzuje się tym, że przez większość cyklu pracy moc znajduje się na podobnym poziomie (w tym przypadku ok. 10 kW). W chwili wykonywania operacji technologicznej zapotrzebowanie gwałtownie wzrasta (do 40 kW). W jednoźródłowych układach napędowych, aby zrealizować taki cykl konieczne byłoby zastosowanie silnika o mocy co najmniej 40 kW. Aby uniknąć tego typu przewymiarowania stosuje się dwa źródła energii – źródło pierwotne pracujące na poziomie mocy niewiele większej od średniej mocy w cyklu oraz wtórne źródło energii (w tym przypadku koło zamachowe – akumulator energii mechanicznej), którego zadaniem jest stabilizacja układu napędowego przez oddawanie energii do układu w chwili zwiększonego zapotrzebowania oraz przyjmowanie jej nadmiaru w chwilach występowania nadwyżki. Dla takich cykli pracy dzięki stabilizacji źródła pierwotnego przez wprowadzenie wtórnego źródła energii osiąga się znaczące oszczędności w obszarze energetycznym.

Na rysunku 2.7 przedstawiono cykl pracy autobusu miejskiego. Charakteryzuje się zarówno dużą zmiennością przebiegu mocy oraz możliwej do odzyskania energii w procesie rekuperacji. Stosując odpowiedni układ wieloźródłowy można znacząco zmniejszyć zużycie energii (lub poprawić parametry ekologiczne) dla takiego rodzaju cyklu pracy. W dalszej części pracy zostanie to opisane bardziej szczegółowo.

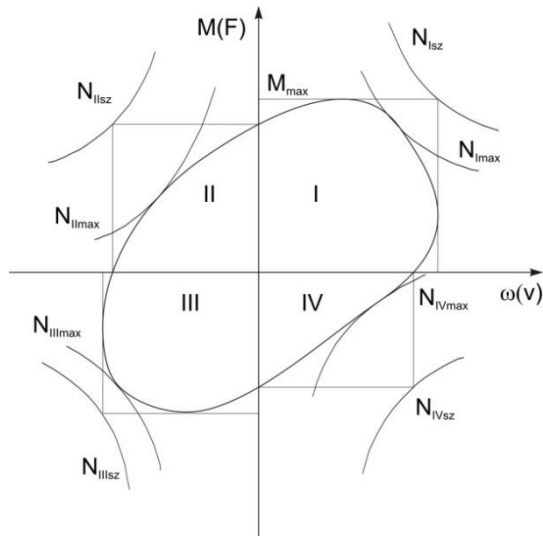




Rys. 2.7. Przykład cyklu pracy autobusu miejskiego [46], [52], [54]

### 2.1.2. Zapis obciążenia w postaci obszaru

Innym sposobem przedstawiania obciążenia jest zapis w postaci obszaru [10]. Przykład określania możliwych punktów pracy układu napędowego zapisanego w postaci obszaru w prostokątnym układzie współrzędnych o osiach  $M-\omega$  stosowanego w układach realizujących ruch obrotowy lub  $F-v$  dla maszyn realizujących ruch liniowy przedstawiono na rys. 2.8.



Rys. 2.8. Zapis obciążenia w postaci obszaru [132]

Określenie obszaru jest szczególnie przydatne do wstępnego doboru elementów układu napędowego ze względu na zapotrzebowanie mocy, dostarcza bowiem informacji dotyczących mocy maksymalnych  $N_{i\max}$  i szczytowych  $N_{i.sz}$ .

Obszary ćwiartek I i III opisują energię dostarczoną do układu roboczego, wykorzystaną do wykonania pracy użytecznej. Ilość energii określa zależność [10]:

$$E_d = \int_0^T F(t)v(t)dt \quad \text{dla} \quad F(t) > 0 \text{ i } v(t) > 0 \quad \text{lub} \quad F(t) < 0 \text{ i } v(t) < 0 \quad (2.1)$$

W obszarach ćwiartek II i IV moc dostarczania do układu jest mniejsza od zera, możemy zatem odzyskiwać energię wcześniej nagromadzoną w układzie w postaci energii kinetycznej lub potencjalnej. Energię możliwą do odzyskania opisuje zależność:

$$E_o = \int_0^T F(t)v(t)dt \quad \text{dla} \quad F(t) < 0 \text{ i } v(t) > 0 \quad \text{lub} \quad F(t) > 0 \text{ i } v(t) < 0 \quad (2.2)$$

O potencjalnych możliwościach zastosowania układu z rekuperacją energii można wnioskować na podstawie współczynnika, nazywanego stopniem efektywności rekuperacji  $\chi$ , określanego stosunkiem energii odzyskanej  $E_o$  przez układ roboczy do energii przezeń dostarczanej  $E_d$ .

$$\chi = \frac{E_o}{E_d} = \frac{E_{II} + E_{IV}}{E_I + E_{III}} \quad (2.3)$$

Jeżeli zmiany mają charakter stochastyczny, to stopień efektywności rekuperacji określamy zależnością:

$$\chi = \frac{\bar{E}_o}{\bar{E}_d} = \frac{\bar{E}_{II} + \bar{E}_{IV}}{\bar{E}_I + \bar{E}_{III}} \quad (2.4)$$

w której:

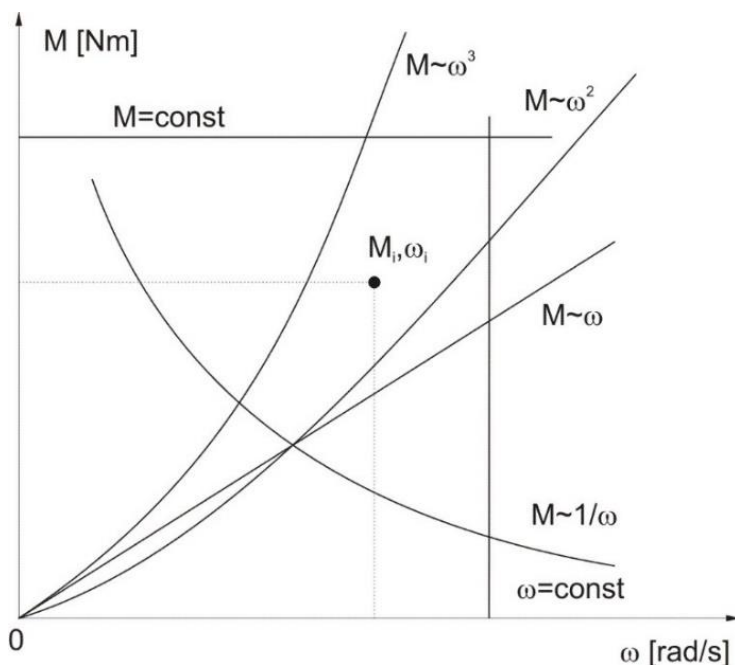
- $\bar{E}_I$  i  $\bar{E}_{III}$  – wartości oczekiwane energii dostarczanej ( $E_d$ ) przez układ roboczy,
- $\bar{E}_{II}$  i  $\bar{E}_{IV}$  – wartości energii możliwej do odzyskania ( $E_o$ ).

### 2.1.3. Liniowa postać obciążenia

Postać liniowa obciążenia przedstawia zależność pomiędzy momentem siły  $M$  a prędkością kątową  $\omega$  (lub siły  $F$  i prędkości liniowej  $v$ ) najczęściej w postaci funkcji

$M = f(\omega)$ . Przykładowe funkcje postaci liniowych przedstawiono na rys. 2.9. Obciążenie jest charakteryzowane jako suma funkcji opisujących poszczególne opory ruchu, np. charakterystykę trakcyjną pojazdów przedstawia się jako sumę:

- oporów powietrza, które opisuje się jako funkcję zależną od prędkości  $M \sim \omega$  ( $F \sim v$ ) lub  $M \sim \omega^2$  ( $F \sim v^2$ ),
- oporów toczenia  $M \approx \text{const}$  ( $F \approx \text{const}$ ).

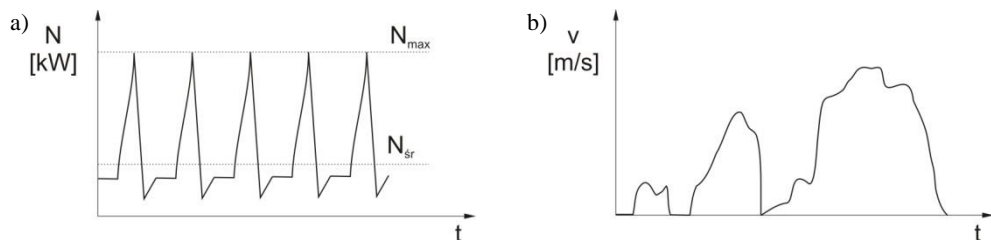


Rys. 2.9. Typowe liniowe charakterystyki obciążenia [46], [132]

Charakterystyki  $\omega = \text{const}$  oraz  $M = \text{const}$  są charakterystykami idealnymi, w rzeczywistości niewystępującymi.

### 2.1.4. Cyklogram

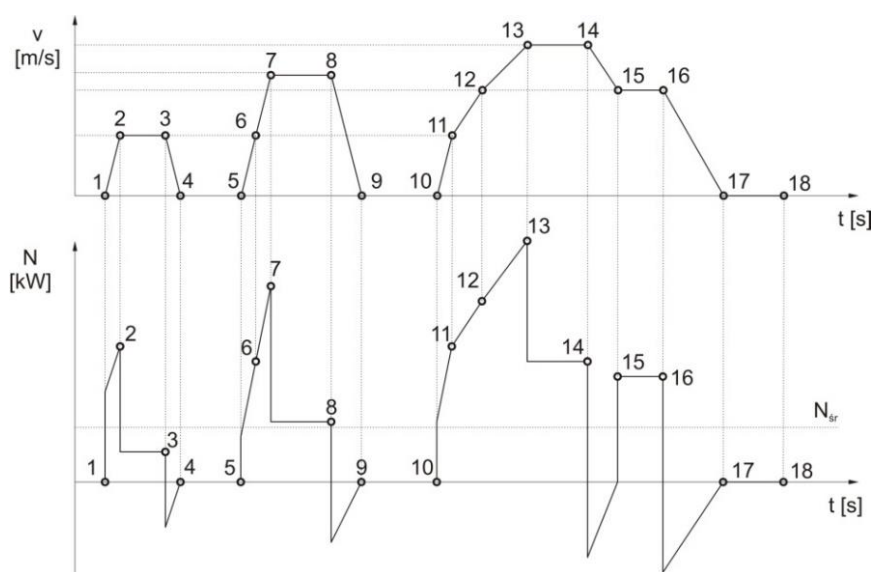
Cyklogram jest to zapis obciążenia w czasie stosowany do opisu pracy maszyn, w których obciążenie ma charakter losowy. Przykładem takiego zapisu obciążeń w układach napędowych, pracujących sekwencyjnie, jest przebieg pracy prasy hydraulicznej (rys. 2.10a) albo jazdy samochodu w warunkach miejskich (rys. 2.10b).



Rys. 2.10. Cyklogramy: a) zdeterminowany, b) losowy [46], [132]

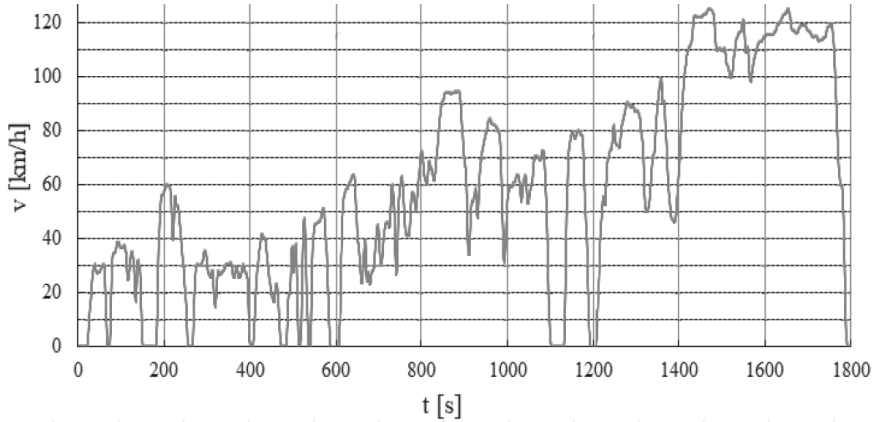
Najczęściej, opisując pracę maszyny lub układu napędowego, wykonuje się pomiar prędkości, a następnie na podstawie bilansu energetycznego układu roboczego opracowuje się cyklogram siły i mocy. Dla pojazdów są podawane między innymi następujące rodzaje cykli w postaci  $v = f(t)$  [23], [24], [122], [142]:

- Statystyczny (rys. 2.11) – definiowany jako zlinearyzowany rozkład prędkości w czasie, uzyskany metodami statystyki, który obrazuje średnie warunki jazdy w mieście w postaci przyspieszeń, hamowań i postojów, uwzględniający w dużym zakresie właściwości komunikacyjne danej aglomeracji.



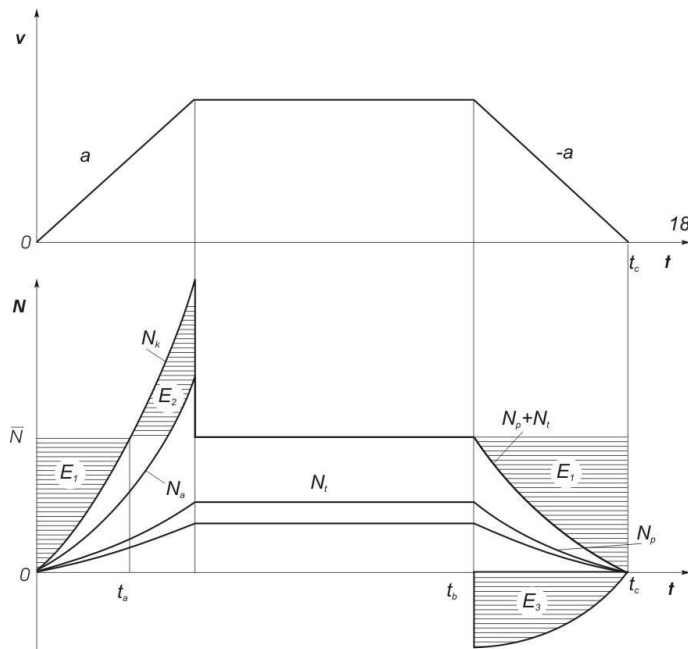
Rys. 2.11. Przykład statystycznego cyklu pracy (pojazd drogowy) [46], [142], [144]

- Rzeczywisty (rys. 2.11a), w którym rozkład prędkości w czasie uzyskany jest dla określonego pojazdu poruszającego się cyklicznie po trasie z góry wyznaczonej. Zapis funkcji  $v(t)$  może być dokonany metodą bezpośrednią, to znaczy przez rejestrację prędkości chwilowych pojazdu, lub też pośrednio na podstawie średnich prędkości jazdy pojazdu na określonych odcinkach cyklu, w postaci łamanej krzywej  $v(t)$ .



Rys. 2.11a. Przykładowy rzeczywisty cykl pracy [165]

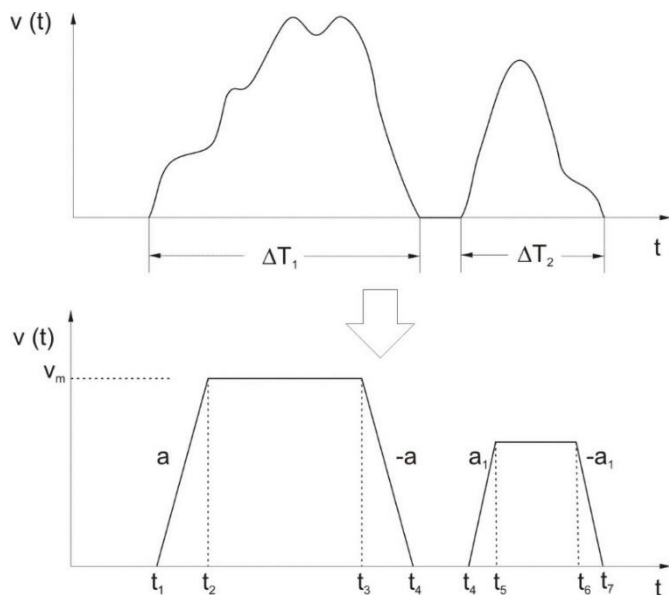
- Prosty, w którym jest przedstawiony rozkład prędkości w czasie dla ruchu przyspieszonego, ustalonego i opóźnionego, przy czym przyspieszenie i opóźnienie jest stałe i równe sobie co do wartości bezwzględnej.



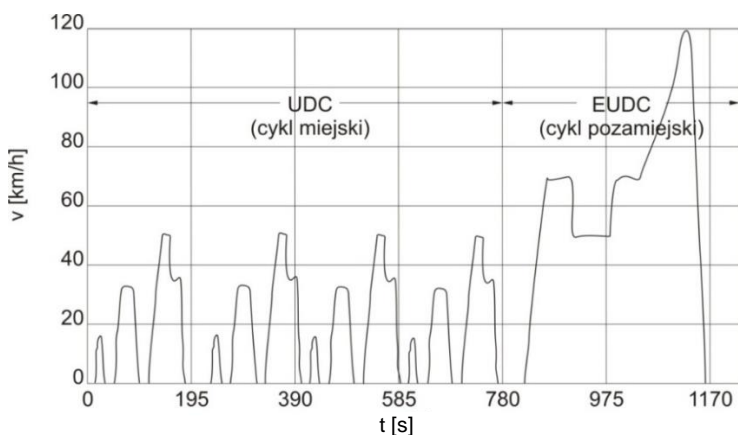
Rys. 2.12. Przykładowy prosty cykl pracy:  $E_1$  – energia możliwa do zakumulowania w procesie stabilizacji źródła pierwotnego,  $E_2$  – energia uzyskana z akumulatora energii,  $E_3$  – energia możliwa do odzyskania w procesie rekuperacji,  $N_k$  – moc całkowita,  $N_a$  – moc dostarczona do układu z akumulatora,  $N_i$  – moc potrzebna do pokonania oporów toczenia,  $N_p$  – moc potrzebna do pokonania oporów aerodynamicznych [46], [142]

- Zastępczy, reprezentatywny (rys. 2.13), przedstawiany jako cykl prosty, uzyskany przez redukcję rzeczywistego cyklu pracy.

W zagadnieniach związanych z porównywaniem zużycia paliwa lub emisji toksycznych związków emitowanych przez samochody poruszające się w symulowanych warunkach ruchu stosuje się różne cykle jezdne [123]. W krajach europejskich używa się najczęściej cyklu syntetycznego ECE (rys. 2.14), opracowanego przez Europejską Komisję Gospodarczą [162].

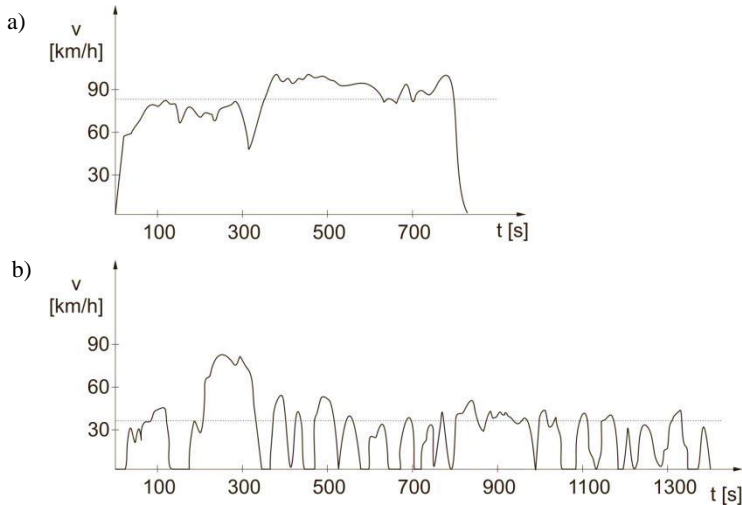


Rys. 2.13. Ilustracja metody redukcji cyklu rzeczywistego [46], [142]



Rys. 2.14. Przebieg prędkości pojazdu podczas badania wg regulaminu ECE, obejmujący tzw. jazdę miejską (UDC) i pozamiejską (EUDC) [123], [162]

Innym przykładem testowego cyklu jazdy jest cykl EPA (rys. 2.15) należący do grupy złożonych cykli jezdnych (tzw. reprezentatywnych), opracowanych przez Amerykańską Agencję Ochrony Środowiska.



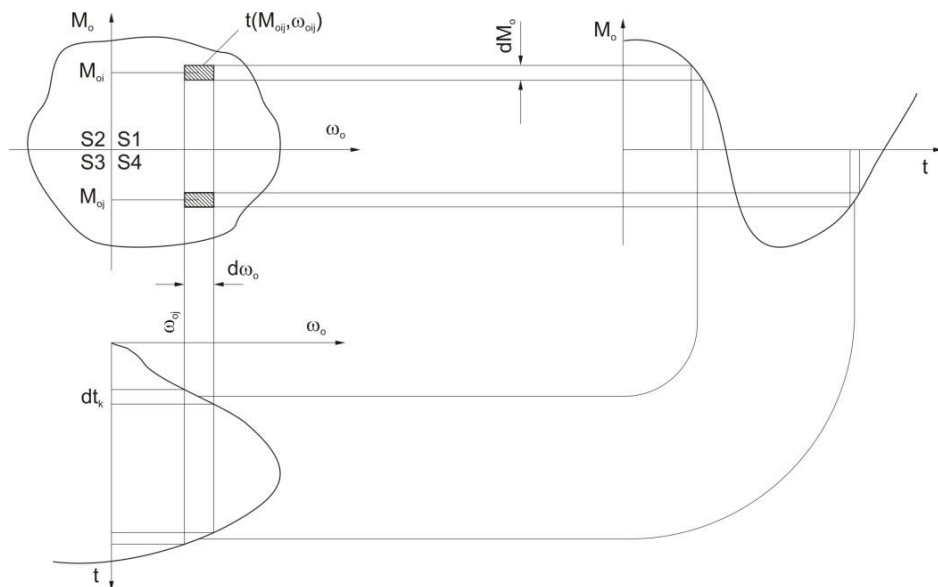
Rys. 2.15. Profile prędkości cykli EPA: a) drogowego, b) miejskiego [46], [123]

Podsumowując, można stwierdzić, że budowa cyklogramów jest bardziej lub mniej złożona [118], [123], [132], [141], [142]. Regułą jest ich opracowywanie na podstawie analizy statystycznej warunków ruchu miejskiego i drogowego, typowego dla danego miasta lub regionu.

### 2.1.5. Widmo obciążenia

W większości maszyn roboczych i pojazdów zmiany stanu obciążenia są procesem losowym i można je przedstawić w postaci dwuwymiarowej zmiennej losowej momentu  $M_o$  (siły  $F$ ) i prędkości kątowej  $\omega_o$  (prędkości liniowej  $v$ ). Wynikiem złożenia przebiegów obu zmiennych jest dwuwymiarowy histogram czasu pracy w punktach  $M_o$ ,  $\omega_o$  [5], [132]. Histogram czasu pracy można wykorzystać do określenia funkcji gęstości mocy obciążenia, zwany widmem obciążenia. Sposób jego tworzenia zilustrowano na rys. 2.16.

$$t(M_{oi}, \omega_{oj}) = \sum_k dt_k \begin{cases} M_{oi} \in \left( M_{oi} - \frac{dM_o}{2}, M_{oi} + \frac{dM_o}{2} \right) \\ \omega_{oj} \in \left( \omega_{oj} - \frac{d\omega_o}{2}, \omega_{oj} + \frac{d\omega_o}{2} \right) \end{cases} \quad (2.5)$$



Rys. 2.16. Ilustracja metody tworzenia widma obciążenia [132]

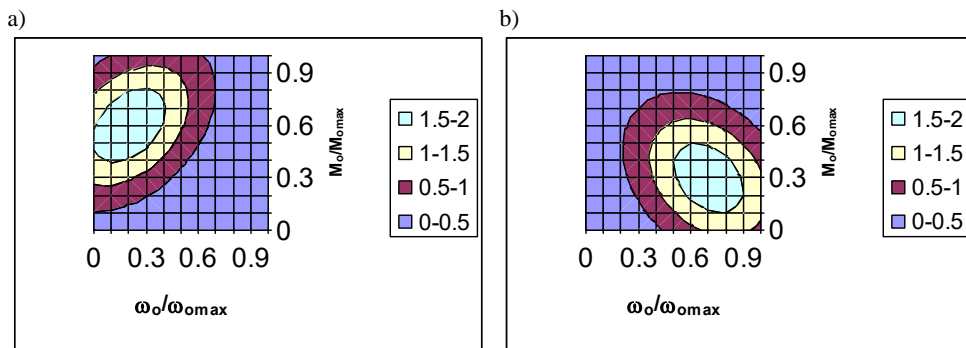
Prostokątny układ współrzędnych tworzą dwa przebiegi momentu od czasu  $M_o(t)$  oraz prędkości kątowej od czasu  $\omega_o(t)$ . Charakterystyka obciążenia przyjmuje postać obszaru położonego we wszystkich ćwiartkach układu współrzędnych. Dla każdej z części charakterystyki można wyznaczyć współrzędne maksymalnej wartości momentu (lub siły) oraz prędkości kątowej (lub liniowej); ich iloczyn określa tzw. moc szczytową. Współrzędne określające położenie punktu pracy układu roboczego wyznaczają wartości mocy niezbędnych do wykonania pracy użytecznej [132].

Zupełnie naturalne są różnice między częstotliwościami występowania określonych stanów obciążeń na przykład tego samego pojazdu samochodowego kursującego poza terenem zabudowanym i kursującego w warunkach miejskich (rys. 2.17). Każdemu podzbirowi ze zbioru stanów obciążeń przypisane jest prawdopodobieństwo jego występowania.

W obciążeniu autobusu miejskiego (rys. 2.17a) częściej występują stany pracy w zakresie małych prędkości kątowych i dużych momentów (przyspieszanie). Gdyby natomiast śledzić stany obciążeń autobusu międzymiastowego (rys. 2.17b), wtedy okazałoby się, że jego źródło pierwotne przez większość czasu eksploatacji pracuje z dużymi prędkościami kątowymi i mniejszymi momentami (szybka jazda na wysokich biegach).

Bardzo istotne w przypadku układów wieloźródłowych jest odpowiednie zobrazowanie przebiegu obciążenia, biorąc pod uwagę zarówno rodzaj charakterystyki, jak i przedstawiane wielkości. Bardzo często autorzy publikacji prezentują obciążenie





Rys. 2.17. Przykładowe funkcje gęstości obciążenia autobusu jeżdżącego na trasach:  
a) miejskich, b) międzymiastowych [132], [149]

jako przebiegi zmiennej natężeniowej (prędkości kątowej lub liniowej) oraz mocy w danym cyklu pracy [91], [104], [144]. Z perspektywy metodologii, zastosowanej w niniejszej pracy do wyznaczania parametrów sterowania układem wieloźródłowym, nie jest to wystarczające [45]. Najodpowiedniejszym tu opisem zapotrzebowania na energię w cyklu jest przedstawienie go za pomocą dwóch przebiegów (rys. 3.48):

- zmiennej natężeniowej (prędkość kątowa lub liniowa),
- zmiennej wyężeniowej (moment obrotowy lub siła).

Taki opis został zastosowany w dalszych rozważaniach.

## 2.2. Pierwotne źródła energii

### 2.2.1. Charakterystyki pierwotnych źródeł energii

Oczekiwania w stosunku do charakterystyk pierwotnych źródeł energii można określić następującymi postulatami:

- $M(\omega) = \text{const}$ ,
- $\omega(M) = \text{const}$ ,
- $M > 0$  dla  $0 \leq \omega \leq \omega_g$ ,
- $M\omega = \text{const}$ .

Źródło energii idealnie spełniające wszystkie postulaty nie istnieje. Najlepszym przykładem pasującym do ideału może być tłokowa maszyna parowa. Jednak w napędach maszyn roboczych jako silniki pierwotne najczęściej znajdują zastosowanie silniki elektryczne i spalinowe. Silniki elektryczne pierwotne dominują przede wszystkim w maszynach technologicznych: dźwignicach, prasach lub obrabiarkach, które są zasilane najczęściej z sieci elektrycznej. Znajduje tu zastosowanie przede wszystkim najtańszy

i najprostszy typ silnika elektrycznego – klatkowy silnik indukcyjny. Maszyny robocze z własnym źródłem zasilania energią, jak na przykład maszyny do robót ziemnych lub większość maszyn budowlanych wyposaża się zwykle w silnik spalinowy, zazwyczaj wysokoprężny z zapłonem samoczynnym, który pełni rolę pierwotnego źródła energii.

### 2.2.2. Silniki spalinowe

W maszynach mobilnych (zaprojektowanych do poruszania się lub wykonywania pracy w różnych miejscach) źródłem energii pierwotnej jest najczęściej silnik spalinowy będący również elementem układu napędowego o najmniejszej sprawności [83], [126], [135]. Sprawność silnika spalinowego można podzielić na sprawność obiegu cieplnego i mechaniczną. Na małą sprawność silnika największy wpływ ma sprawność obiegu cieplnego, która wynika z obiegu Otto i wynosi poniżej 40% [82], [120], [125], [126], [133]. Stosunkowo duża jest natomiast sprawność mechaniczna i wynosi około 80–90%. W konsekwencji całkowita sprawność silnika spalinowego jest o połowę mniejsza od sprawności pozostałych elementów układu napędowego. Ze względu na to, układ napędowy może mieć dużą sprawność tylko wtedy, gdy silnik spalinowy jak najdłuższej (lub najczęściej) będzie pracował w punktach pracy o największej sprawności, np. małego jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ .

Zastosowanie silnika spalinowego wiąże się z emisją szkodliwych składników spalin podczas eksploatacji [125], [126], [133]. Normy maksymalnej emisji spalin z roku na rok są zaostrzane. Przykładem coraz bardziej rygorystycznych standardów są normy europejskie, przykładowe wartości podano w tabeli 2.1.

Tabela 2.1. Europejskie standardy emisji szkodliwych związków przez wysokoprężne silniki spalinowe (dyrektywa 2007/715/ECz późniejszymi zmianami) [115]

Emisja	EURO 1 (1993)	EURO 2 (1997)	EURO 3 (2001)	EURO 4 (2006)	EURO 5 (2011)	EURO 6 (2015)
<b>CO</b> [g/km]	2,72	1	0,64	0,5	0,5	0,5
<b>HC</b> [g/km]	–	–	–	–	–	–
<b>NO<sub>x</sub></b> [g/km]	–	–	0,5	0,25	0,18	0,08
<b>HC+NO<sub>x</sub></b> [g/km]	0,97	0,7	0,56	0,3	0,23	0,17
<b>PM</b> [g/km]	0,14	0,08	0,05	0,025	0,005	0,005
<b>Cząstki stałe</b> [ppm/km]	–	–	–	–	$6,0 \times 10^{11} **$	$6,0 \times 10^{11}$

\*\* Obowiązuje od stycznia 2013 roku.

Obecnie normy emisji szkodliwych składników spalin są określone bardzo szczegółowo [115], [125], [126], [133]. Duży nacisk na kontrolowanie emisji spalin zauważa się również w odniesieniu do tych maszyn, które pracują w przestrzeniach zamkniętych (kopalnie, hale produkcyjne), gdzie koszty wentylacji są duże. Kontroli podlegają substancje wpływające na środowisko i organizm człowieka, takie jak: tlenek węgla (CO),

tlenki azotu ( $\text{NO}_x$ ), węglowodory (HC), cząstki stałe i inne. Nie jest jednak możliwe zmniejszanie emisji wszystkich składników toksycznych jednocześnie, ponieważ powstawaniu różnych toksyn sprzyjają odmienne warunki pracy silnika spalinowego [125], [126], [132], [156]. W 2008 roku Parlament Europejski uchwalił normę Euro 6 dla silników z zapłonem samoczynnym (dla pojazdów benzynowych w 2015 roku), która obowiązuje do dziś. Limity są na bieżąco aktualizowane: pierwszą modyfikacją była norma EURO 6c (pierwsze wytyczne zostały przemianowane na EURO 6b), na początku 2020 roku wprowadzono przepisy EURO 6d [115].

Typowe charakterystyki silników można podzielić na grupy charakterystyk prędkościowych, obciążeniowych i regulacyjnych [69], [125], [126], [133]. Charakterystyki prędkościowe określają zależność parametrów pracy silnika od jego prędkości kątowej. Do najczęściej spotykanych charakterystyk prędkościowych należą:

- zewnętrzna,
- mocy maksymalnej,
- mocy częściowej,
- uniwersalna (ogólna),
- granicy dymienia,
- regulatorowa.

W literaturze przedmiotu [9], [57], [104], [105], [132], [133] do analizy wykorzystuje się charakterystyki uniwersalne silnika spalinowego, będące obszarami ograniczonymi osią odciętych  $M_s = 0$  i trzema krzywymi (rys. 2.18), które opisują odpowiednio charakterystykę:

- zewnętrzną silnika przedstawiającą przebieg zmienności maksymalnego momentu silnika w funkcji prędkości kątowej:

$$M_{sz} = f(\omega_k) \quad (2.6)$$

- regulatorową maksymalnej prędkości kątowej, wynikającą z działania regulatora pompy wtryskowej, zabezpieczającej przed rozbieganiem się silnika:

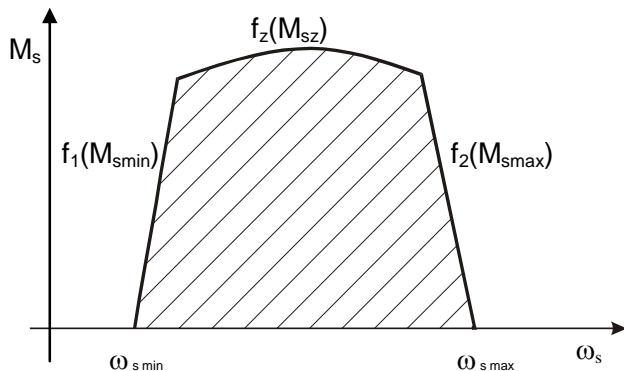
$$M_{s \max} = f(\omega_k) \quad (2.7)$$

- regulatorową minimalnej dopuszczalnej prędkości kątowej silnika:

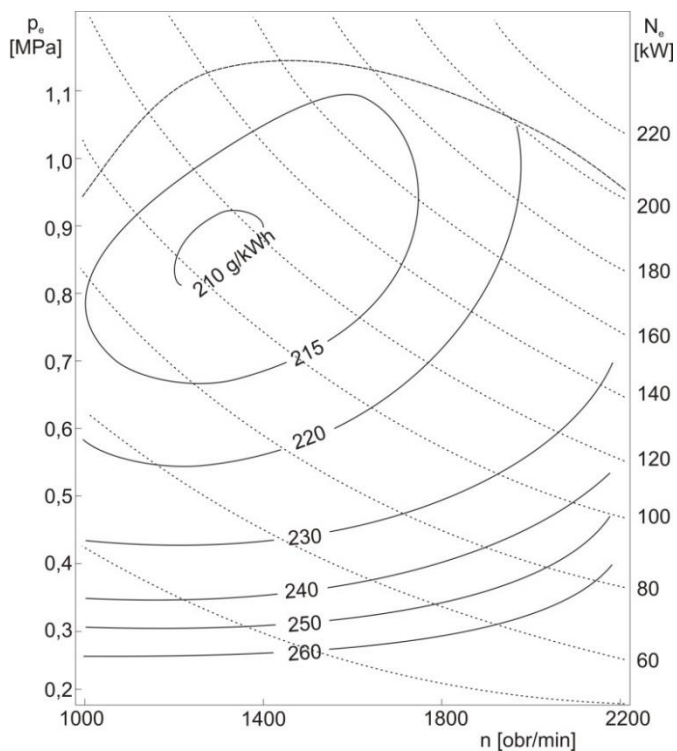
$$M_{s \min} = f(\omega_k) \quad (2.8)$$

Przykładową charakterystykę uniwersalną pokazano na rys. 2.19. Przedstawia ona przebieg krzywych stałego jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  oraz krzywych stałej mocy  $N_e$  w układzie średnie ciśnienie indykowane  $p_e$  – prędkość kątowa silnika spalinowego  $\omega_k$ . Na podstawie charakterystyki uniwersalnej można analizować wskaźniki pracy silnika w całym możliwym obszarze jego pracy, zwłaszcza wskaźniki ułatwiające

ocenę ekonomii pracy silnika – krzywe stałych wartości  $g_e$ . Charakterystyka taka jest rodzajem mapy, na której łatwo można rozróżnić obszary ekonomicznej pracy silnika, co umożliwia analizę jego właściwości roboczych.



Rys. 2.18. Charakterystyka obszaru pracy silnika spalinowego [46]



Rys. 2.19. Charakterystyka uniwersalna jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  silnika spalinowego [133]

Taki rodzaj opisu pracy silnika spalinowego został uznany za najbardziej przydatny do analizy energetycznej i ekologicznej układów napędowych z hydrostatycznym przenoszeniem energii i silnikiem spalinowym jako pierwotnym źródłem energii. Analiza otrzymanych wyników będzie wykonana na ich podstawie.

## 2.3. Wtórne źródła energii – akumulatory

### 2.3.1. Ogólna charakterystyka wtórnych źródeł energii

Wtórne źródła energii w hybrydowym układzie napędowym powinny odznaczać się [89], [137]:

- dużą mocą chwilową przepływu energii i sprawnością energetyczną na wejściu źródła,
- jak najmniejszymi stratami wewnętrznymi we wtórnym źródle energii podczas jej magazynowania przez odpowiednio długi czas,
- dużą mocą chwilową przepływu energii i sprawnością energetyczną na wyjściu źródła,
- dużą mocą właściwą [kW/kg],
- dużą energią właściwą [kJ/kg].

Akumulator energii jest ładowany lub rozładowywany zazwyczaj przy znacznej mocy chwilowej, co wynika ze szczytowych zmian obciążenia na przykład na kołach jezdnych pojazdu poruszającego się w ruchu o częstych zatrzymaniach i rozruchach. Wartości szczytowe mocy pojawiają się wprawdzie w bardzo krótkim czasie, lecz przy zbyt małej mocy właściwej akumulatora nie zostaną osiągnięte wymienione warunki efektywności akumulatora energii. Ponadto im większa jest moc i energia właściwa, tym mniejsza masa akumulatora.

Przy obecnym stanie techniki jako nadające się do wykorzystania w wieloźródłowych układach napędowych maszyn roboczych i pojazdów, można uznać trzy rodzaje akumulatorów:

- elektryczny,
- mechaniczny (np. kinetyczny zwany bezwładnikiem),
- gazowo-hydrauliczny (np. pęcherzowy wypełniony azotem).

Podstawowe właściwości wymienionych akumulatorów są przedstawione w tabeli 2.2, natomiast gęstości energii różnych jej źródeł w tabeli 2.3.

Bardzo interesującym rozwiązaniem są superkondensatory, które coraz częściej stosuje się jako wtórne źródło energii. Jednym z najbardziej znanych przykładów zastosowania superkondensatora jest system KERS stosowany w bolidach Formuły I.

Tabela 2.2. Podstawowe właściwości wybranych rodzajów źródeł wtórnych [111]

Rodzaj akumulatora	Energia właściwa [kJ/kg]	Sprawność akumulacji $\eta_a$	Uwagi
Elektryczny: kwasowo-ołowiowy sodowo-siarkowy	25–33 650–1250	0,7	mała sprawność i trwałość przy szybkich ładowaniach i rozładowaniach, duży koszt, duży ciężar
Kinetyczny: stalowy włókna syntetyczne	2,2–14 110–150	0,9	wymaga stosowania przekładni o zmiennym przełożeniu
Hydrauliczny: stal–azot aluminium–gazy wieloatomowe	0,7–1,2 2,7–5,6	0,5–0,9	ułatwia bardzo szybkie ładowania i rozładowywania

Tabela 2.3. Gęstość energii wybranych źródeł

Typ źródła energii	Gęstość energii [MJ/kg]
Anihilacja	89 876 000 000
Fuzja wodoru w Słońcu	645 000 000
Fuzja deuter-tryt	337 000 000
Rozszczepienie uranu (100% U-235)	88 250 000
Naturalny uran (99,3% U-238, 0,7% U-235) w reaktorze powielającym	24 000 000
Uran wzbogacony (3,5% U-235) w reaktorze jądrowym	3 456 000
Naturalny uran (0,7% U-235) w reaktorze jądrowym	443 000
Energia kinetyczna komety uderzającej w Ziemię (minimalna)	140
Energia kinetyczna meteora uderzającego w Ziemię (minimalna)	63
Trotyl	4,610
Nanoakumulator	2,54
Akumulator litowy (LiSOCl <sub>2</sub> )	2,5
Superkondensator	1 do 5
Akumulator fluorowo-jonowy	1,7
Akumulator litowo-jonowy (LiCoO <sub>2</sub> )	0,889
Koło zamachowe jako zbiornik energii (maksymalna wartości)	0,5
Pocisk karabinowy (5,56 × 45 mm)	0,4

Typ źródła energii	Gęstość energii [MJ/kg]
Ciepło topnienia lodu	0,335
Akumulator cynkowo-bromowy	0,27
Akumulator niklowo-metalowo-wodorkowy	0,250
Akumulator niklowo-kadmowy	0,14
Akumulator kwasowo-ołowiowy	0,09
Sprężyna	0,0003

Sprawność akumulatorów  $\eta_a$  określana jest zazwyczaj zależnością:

$$\eta_a = \frac{E_o}{E_d} \quad (2.9)$$

w której:

$E_d$  – energia doprowadzana do akumulatora w czasie ładowania,

$E_o$  – energia otrzymana z akumulatora w okresie rozładowywania.

Porównując właściwości gromadzenia energii w maszynach i pojazdach różnych akumulatorów, można otrzymać właściwy obraz dopiero po uwzględnieniu całego układu akumulacji. Poszczególne rodzaje akumulatorów wymagają zastosowania odpowiednich urządzeń umożliwiających wymianę energii między akumulatorem a maszyną. Dla akumulatorów elektrycznych są to maszyny prądu stałego (prądnica, silnik), dla kinetycznych przekładnia o zmiennym przełożeniu (najczęściej hydrostatyczna), a dla hydrostatycznych jednostki hydrostatyczne (pompa, silnik wyporowy). Sprawności tych maszyn muszą być uwzględnione podczas oceny procesu akumulacji.

Do opisu zjawisk zachodzących podczas pracy akumulatora gazowo-hydraulicznego, a taki będzie zastosowany w dalszej części pracy, można użyć różnych modeli matematycznych [9], [10], [40], [43], [155]. Podstawowymi i najczęściej stosowanymi modelami są modele przemiany termodynamicznej dla gazów idealnych [43], [155]:

- izotermicznej,
- adiabatycznej.

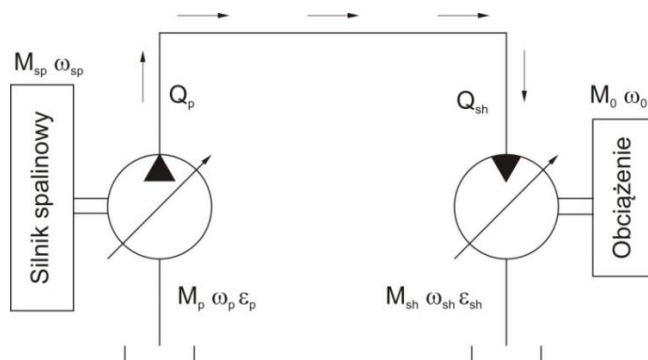
Rzadziej stosuje się modele, w których do opisu zachodzących w nich zjawisk używa się modeli przemiany termodynamicznej dla gazów rzeczywistych, na przykład model

- Benedicta–Webba–Rubina (BWR) [9], [10], [43], [155],
- Redlicha–Kwonga [155].

Ze względu na powszechność stosowania modeli przemian dla gazów idealnych, oraz tego, że model symulacyjny BWR jest bliższy charakterystykom rzeczywistych akumulatorów w dalszej części pracy zastosowano model przemiany dla gazów rzeczywistych Benedicta–Webba–Rubina (BWR) [9], [10], [43], [155].

## 2.4. Przekładnia hydrostatyczna – realizator funkcji transformacji i transmisji energii w hybrydowych układach napędowych

Na rysunku 2.20 przedstawiono przykładową przekładnię hydrostatyczną pracującą w układzie otwartym. Składa się ona z jednostek o zmiennej wydajności/chłonności, które są sterowane za pomocą wzmacniaczy elektrohydraulicznych. Źródłem energii jest zazwyczaj silnik spalinowy lub elektryczny.



Rys. 2.20. Schemat przekładni hydrostatycznej [46]

### 2.4.1. Pompa i silnik hydrostatyczny

Modele matematyczne pompy i silnika hydrostatycznego ogólnie można przedstawić w postaci równań:

Wydajność pompy hydrostatycznej [9], [10]:

$$Q_p = q_{p \max} \varepsilon_p \omega_p - \Delta Q_p(\varepsilon_p, p_p, \omega_p) \quad (2.10)$$

Moment na wale pompy hydrostatycznej:

$$M_p = q_{p \max} \varepsilon_p p_p + \Delta M_p(\varepsilon_p, p_p, \omega_p) \quad (2.11)$$

Chłonność silnika hydrostatycznego:

$$Q_{sh} = q_{sh \max} \varepsilon_{sh} \omega_{sh} + \Delta Q_{sh}(\varepsilon_{sh}, p_{sh}, \omega_{sh}) \quad (2.12)$$

Moment silnika hydrostatycznego:

$$M_{sh} = q_{sh \max} \varepsilon_{sh} p_{sh} - \Delta M_{sh}(\varepsilon_{sh}, p_{sh}, \omega_{sh}) \quad (2.13)$$



w których:

$q_{p \max}$  – maksymalna wydajność jednostkowa pompy hydrostatycznej – parametr konstrukcyjny określający objętość komór roboczych [ $\text{m}^3/\text{rad}$ ],

$q_{sh \max}$  – maksymalna chłonność jednostkowa silnika hydrostatycznego [ $\text{m}^3/\text{rad}$ ],

$\varepsilon_p$  – parametr sterowania wydajnością pompy osiowej, wielkość bezwymiarowa dla pomp pracujących w układzie otwartym  $0 < \varepsilon_p < 1$ , zależność pomiędzy parametrem  $\varepsilon_p$  a kątem wychylenia tarczy oporowej

$$\varepsilon_p = \frac{\text{tg } \alpha_p}{\text{tg } \alpha_{p \max}}, \text{ zazwyczaj } \alpha_{p \max} = 18^\circ,$$

$\varepsilon_{sh}$  – parametr sterowania chłonnością silnika osiowego, wielkość bezwymiarowa z przedziału  $\varepsilon_{sh \min} < \varepsilon_{sh} < 1$ , zależność pomiędzy parametrem sterowania silnika hydrostatycznego a pochyleniem tarczy oporowej

$$\varepsilon_{sh} = \frac{\text{tg } \alpha_{sh}}{\text{tg } \alpha_{sh \max}}, \text{ zazwyczaj } \alpha_{sh \max} = 18^\circ, \text{ ze względu na samohamowność}$$

silnika hydrostatycznego przyjmuje się różne wartości; w pracy założono  $\alpha_{sh \min} \approx 5^\circ$ , czyli  $\varepsilon_{sh \min} \approx 0,3$ .

$p_p$  – ciśnienie obciążające pompę [Pa],

$p_{sh}$  – spadek ciśnienia w silniku hydrostatycznym [Pa],

$\Delta M_p, \Delta M_{sh}$  – straty momentu pompy i silnika hydrostatycznego zredukowane do wału [ $\text{N}\cdot\text{m}$ ],

$\Delta Q_p, \Delta Q_{sh}$  – straty objętościowe pompy i silnika jako funkcje parametrów pracy [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

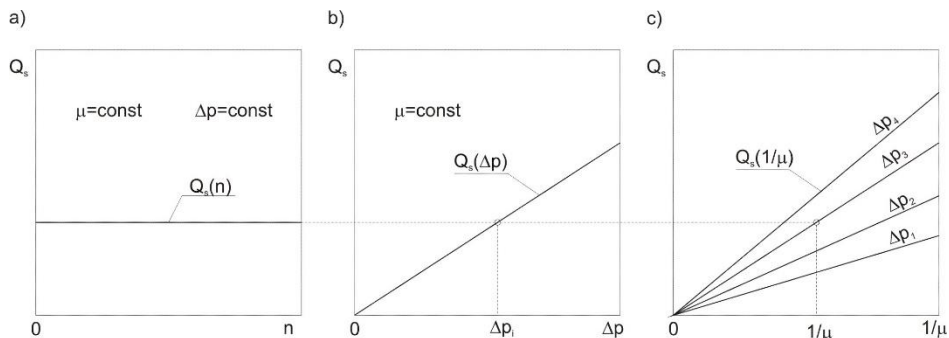
$\omega_p, \omega_{sh}$  – prędkość kątowna wału pompy i silnika hydrostatycznego [rad/s].

Zazwyczaj straty objętościowe i hydrauliczno-mechaniczne silnika opisuje się tymi samymi lub podobnymi zależnościami jak straty pompy. Doświadczenie wykazuje, że straty wolumetryczne w silniku są mniejsze niż straty w pompie, co wynika z lepszego napełniania komór roboczych silnika [6]–[8], [16], [28], [99], [101]–[103], [119], [137], [150].

**Straty objętościowe**, zmniejszające wydajność teoretyczną jednostek, są związane z przeciekami czynnika roboczego z komór waporowych przez szczeliny między elementami waporowymi a ściankami komór roboczych lub ich kadłubami [35]. Wilson i Thoma [154] uwzględniają wyłącznie natężenie przepływu przecieków  $Q_{vl}$  o laminarnym charakterze przepływu i opisują te straty jako:

$$Q_s = Q_{vl} = \frac{C_l}{\mu} \frac{V_t}{2\pi} \Delta p \quad (2.14)$$

w której:  $C_l$  – bezwymiarowy współczynnik proporcjonalności wyznaczanej eksperymentalnie dla konkretnej maszyny hydraulicznej [–],  $\mu$  – współczynnik strat tarcia [ $\text{kg}/(\text{s}^2 \text{m}^3)$ ], będący miarą oporu, jaki stawia płyn przepływający przez rurociąg,  $V_t$  – prędkość krytyczna [m/s],  $\Delta p$  – różnica ciśnień [Pa].



Rys. 2.21. Model strat objętościowych wg Wilsona [137], [154]

Jest to najprostszy model opisujący zjawiska strat objętościowych w tych jednostkach. Cechuje go liniowość oraz łatwość interpretacji fizycznej.

Schlosser i Hilibrands [119], [137] na podstawie badań laboratoryjnych pomp różnych typów opisali straty objętościowe  $Q_s$  (wyłącznie jako przecieki) sumą dwóch składowych:  $Q_{vl}$  – o laminarnym charakterze przepływu (jak u Wilsona) oraz  $Q_{vt}$  – o turbulentnym charakterze przepływu, czyli:

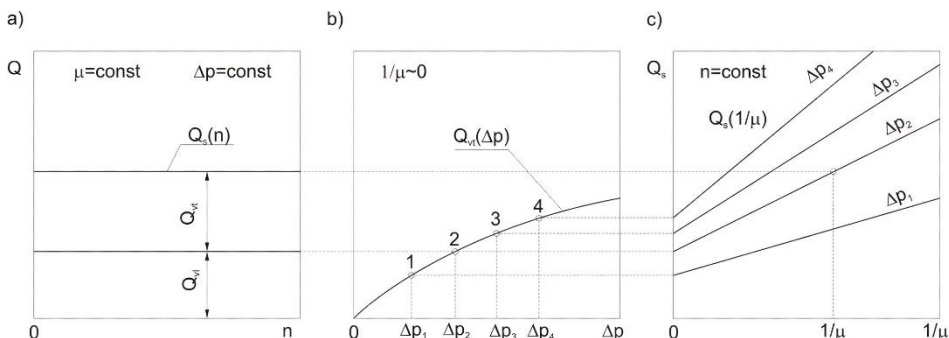
$$Q_s = Q_{vl} + Q_{vt} \quad (2.15)$$

Straty objętościowe  $Q_{vt}$  opisali równaniem dla przepływu burzliwego:

$$Q_{vt} = C_t \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \sqrt[3]{\left(\frac{V_t}{\pi}\right)^2} \quad (2.16)$$

w którym  $C_t$  – bezwymiarowy współczynnik proporcjonalności [–],  $\rho$  – gęstość cieczy [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

Suma pola przekrojów i wszystkich połączonych równolegle szczelin, w których występuje przepływ burzliwy, dotyczy pola szczeliny zastępczej określonej kwadratem wymiaru charakterystycznego  $D_t$ .



Rys. 2.22. Model strat objętościowych Schlossera [119], [137]

Model ten nie uwzględnia jednak przepływu wywołanego ściśliwością cieczy roboczej ( $q_c$ ) oraz przepływu wywołanego cyklicznym odkształceniem komór roboczych ( $q_k$ ).

Model Balawendera [6] opisuje zjawisko przecieków z użyciem równań lub ich aproksymacji. Powoduje to z jednej strony dokładniejsze odwzorowanie charakterystyki jednostek, z drugiej utrudnia bezpośrednią analizę wpływu poszczególnych parametrów na ich charakterystykę. Najczęściej jednak projektanci wykorzystujący w praktyce wyniki badań naukowców, stosują w swoich rozważaniach liniowy model strat objętościowych.

**Straty hydrauliczne i mechaniczne** sprawiają, że moment rzeczywisty, jaki należy przyłożyć do wałka, jest większy (pompa) lub uzyskiwany jest mniejszy (silnik) od momentu teoretycznego [101], [102], [103]. Straty hydrauliczne obejmują straty związane z oporami przepływu czynnika we wszystkich kanałach wewnętrznych pompy, a straty mechaniczne są związane z tarciem na powierzchniach wszystkich części pozostających podczas eksploatacji jednostek w ruchu względnym. Straty te ze względu na trudności ich rozdzielenia w badaniach stanowiskowych są ujmowane łącznie jako straty hydrauliczno-mechaniczne.

Wykorzystując zależności, można określić sprawności jednostek hydrostatycznych:

$$\text{pompy} \quad \eta_p = \eta_{hmp} \quad \eta_{vp} = \frac{M_{pt} + \Delta M_p}{M_{pt}} \frac{Q_p}{Q_{pt} - \Delta Q_p} \quad (2.17)$$

$$\text{silnika} \quad \eta_{sh} = \eta_{hmsh} \quad \eta_{vsh} = \frac{M_{sh} - \Delta M_{sh}}{M_{sh}} \frac{Q_{sh}}{Q_{sh} + \Delta Q_{sh}} \quad (2.18)$$

Na podstawie badań pomiarowych można wyznaczyć model matematyczny w postaci wielomianów [12], [13], [30], [154], [157], [163]. Współczynniki wielomianu nie mają interpretacji fizycznej. Dla pomp i silników o zmiennej wydajności chłonności wielomiany aproksymacyjne zazwyczaj są funkcją wychylenia tarczy  $\varepsilon$ , ciśnienia  $p$  oraz prędkości kątowej  $\omega$ .

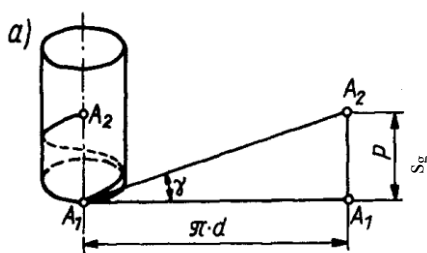
Dokładne pomiary wielkości charakterystycznych pomp i silników hydrostatycznych [10], które zostały wykonane na obiektach rzeczywistych dowodzą, że uzyskiwane wyniki są różne od wyników otrzymanych za pomocą modeli matematycznych jednostek. Przyczyn tego zjawiska należy doszukiwać się przede wszystkim w poczynionych założeniach podczas tworzenia modelu matematycznego. Przykładowo na skutek wzrostu odkształceń sprężystych jednostek szczeliny nie mają stałej wartości, a właściwości fizyczne czynnika w szczelinie, przede wszystkim jego lepkość, także nie są stałe. Pod wpływem temperatury czynnika, wywołanego zamienianymi na ciepło stratami energii w obrębie pompy lub silnika, straty szczelinowe wzrastają, a tym samym zmniejsza się ich sprawność całkowita.

Prędkość maksymalna pompy i silnika hydrostatycznego wynika z przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych. Są to wielkości podawane w podstawowych danych technicznych. Silniki hydrostatyczne teoretycznie mogą pracować od zerowej prędkości kątowej, ale praca silnika hydrostatycznego dla małych prędkości kątowych ma charakter niestabilny, trudny do uwzględnienia w ogólnym modelu (tzw. samohamowność silnika hydrostatycznego [15], [46], [87], [153]).

## 2.4.2. Zjawisko samohamowności w silniku hydrostatycznym

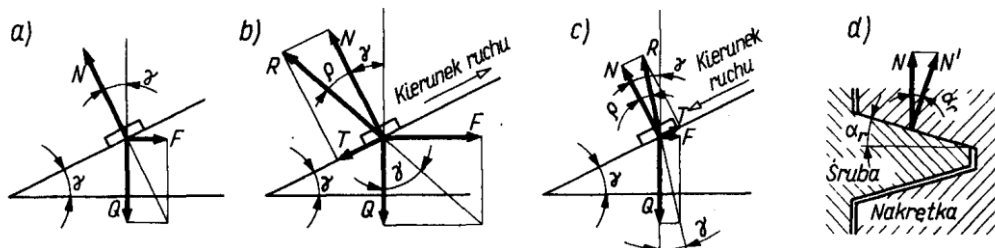
W literaturze bardzo skąpo opisane jest to zjawisko. W zależności od konstrukcji silnika, strefa samohamowności osiąga różne wartości – brak jednak szczegółowych badań na ten temat. W celu nakreślenia istoty sprawy przedstawiono krótki wstęp do zagadnienia dobrze opisanego dla połączeń gwintowych [167].

Linia śrubowa powstaje jako nawijanie na walec linii prostej – stanowiącej przeciwprostokątną trójkąta.



Rys. 2.23-I. Powstawanie linii śrubowej [167]:  
 $\gamma$  – kąt wzniosu linii śrubowej [°],  $s_g$  – skok gwintu [m] [167]

Pomijając tarcie między gwintem śruby i nakrętki otrzymuje się następujący układ sił w połączeniu gwintowym:

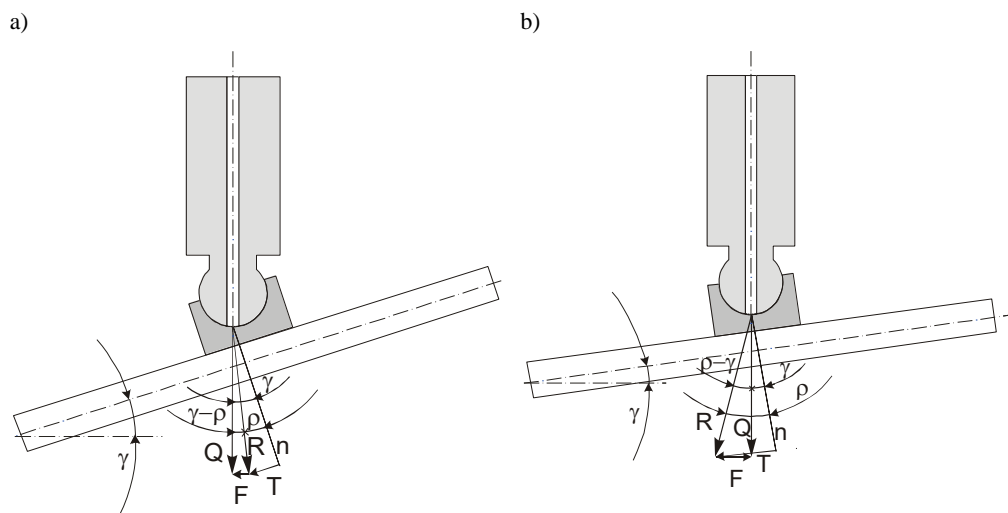


Rys. 2.23-II. Układ sił w połączeniu gwintowym [167]: a) sytuacja bez ruchu, b) ruch do „góry”,  
 c) ruch w „dół”, d) określenie kąta roboczego gwintu  $\alpha_r$  [°], w których:

$N$  – reakcja podłoża (równoważna wypadkowej  $Q$  i  $F$ ) [N],  $T$  – siła tarcia [N],  
 $R$  – reakcja wypadkowa [N],  $\rho$  – kąt pomiędzy reakcją podłoża  $N$  i reakcją wypadkową  $R$  [°] [167]

W związku z tym, że  $T = N \operatorname{tg}(\rho)$ , reakcja  $R$  tworzy z osią gwintu kąt  $\gamma - \rho$ , dlatego  $F = Q \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho)$ , znak plus odnosi się do ruchu w górę, minus w dół.

Maszyny hydrostatyczne wyporowe o zmiennej chłonności, takie jak wielotłoczkowe osiowe i promieniowe oraz łopatkowe jednostki, są przystosowane do pracy odwracalnej. Jednak w przypadku maszyny hydrostatycznej, pracującej jako silnik hydrostatyczny do pewnego wychylenia tarczy oporowej, straty momentu wynikające z budowy jednostki przewyższają moment możliwy do uzyskania na skutek przemiany energii hydraulicznej na mechaniczną. Na rysunku 2.23 przedstawiono rozkład sił na tłoczku. W zależności od wychylenia tarczy oporowej, siły osiągają różne wartości. Na rysunku 2.23a przedstawiono rozkład sił dla wychylenia geometrycznego  $\gamma = 18^\circ$ . Siła tarcia  $F_t$ , uwzględniająca wszystkie straty (opory) podczas ruchu tłoczka jest w tym przypadku mniejsza od siły  $F$  powodującej obrót wału silnika hydrostatycznego. Na rysunku 2.23b przedstawiono sytuację, w której wychylenie tarczy wynosi zwykle  $5^\circ$ . Dla takiego wychylenia siła tarcia  $F_t$  jest większa od siły  $F$ , co uniemożliwia obrót wału jednostki [15], [46], [87], [153].

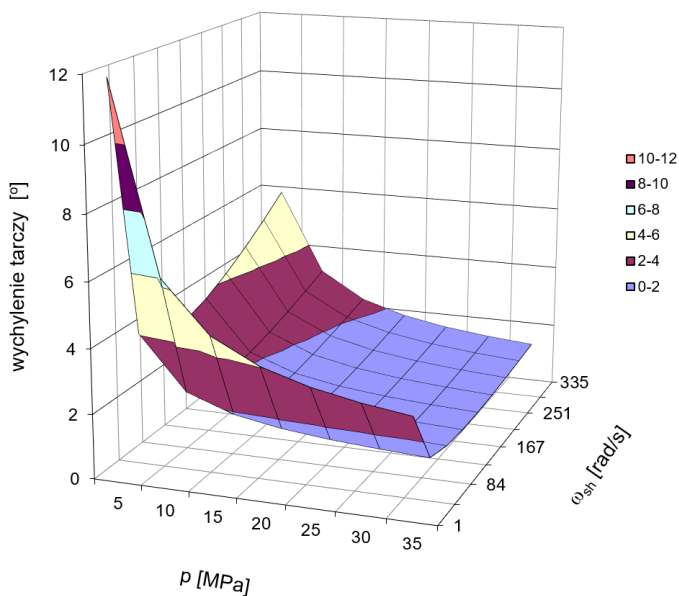


Rys. 2.23. Rozkład sił podczas pracy jednostki hydrostatycznej jako silnik hydrostatyczny:  
a) przypadek niesamohamowny, b) przypadek samohamowny [15], [46], [87], [153]

Najczęściej w pracy tego typu jednostek, można wyróżnić trzy strefy:

- **Strefa pracy silnikowej** (zamiana energii hydraulicznej na mechaniczną). Wychylenie tarczy oraz związana z nią chłonność silnika hydrostatycznego mogą się zmieniać w zakresie ruchu  $0 < \varepsilon_{sh} \leq 1$ . Jednak ze względu na zjawisko samohamowności, ściśle związane z zasadą działania jednostki, zakres ten jest mniejszy i wynosi  $\varepsilon_{sh \min} < \varepsilon_{sh} < 1$ . Parametr  $\varepsilon_{sh \min}$  jest zmienny w zależności od parametrów pracy układu (rys. 2.24).

- **Strefa samohamowności** zawarta pomiędzy strefami pracy silnikowej i pompowej  $0 < \varepsilon_{sh} < \varepsilon_{sh \min}$ . Gdy jednostka hydrostatyczna przechodzi z pracy silnikowej na pompową, wówczas musi przejść przez strefę samohamowności. Nie dysponujemy wtedy momentem czynnym generowanym przez silnik hydrostatyczny, natomiast bezwładność związana z obciążeniem może powodować, że wał jednostki będzie się jednak obracał. Na skutek każdego przejścia przez tę strefę w układzie będą generowane straty hydrauliczne, pogarszające wskaźniki energetyczne układu. Im dłużej jednostka hydrostatyczna będzie znajdowała się w tej strefie, tym sprawność całego układu wieloźródłowego będzie mniejsza.
- **Strefa pracy pompowej**  $0 < \varepsilon_p < 1$  jednostki hydrostatycznej. Jednostka znajduje się w tym obszarze, gdy będzie następowało odzyskiwanie energii w procesie rekuperacji. Następuje wtedy zamiana energii mechanicznej na hydrauliczną, a odzyskaną w ten sposób energię można ponownie wykorzystać podczas ponownego rozruchu, gdy zapotrzebowanie na energię jest największe w całym cyklu pracy.



Rys. 2.24. Granica zjawiska samohamowności w silniku hydrostatycznym IT3-32 [46], [61]

Na rysunku (2.24) przedstawiono wykres z punktami równowagi między momentem czynnym uzyskanym przez zamianę energii hydraulicznej na mechaniczną a momentem strat wygenerowanym wewnątrz jednostki hydrostatycznej w zależności od prędkości kątowej wału jednostki i spadku ciśnienia. Tworzą one powierzchnię (granice), poniżej której silnik znajduje się w strefie samohamowności [46]. Największą samohamowność osiąga dla niskich ciśnień w układzie oraz małych prędkości kątowych

jednostki. Wykres jest wynikiem rozwiązania równań matematycznych opisujących charakterystyki silnika hydrostatycznego, uzyskanych dzięki badaniom doświadczalnym wykonanych w Kombinacie PZL Hydral S.A. we Wrocławiu [25], [63].

Więcej informacji na temat zjawiska samohamowności można znaleźć w pracach związanych z zagadnieniami połączeń gwintowych lub przekładni ślimakowych [61], [70], [75], [92], [95], [167].

W celu minimalizacji strat energetycznych generowanych w silniku hydrostatycznym podczas przechodzenia jednostki przez strefę samohamowności, metodę kinetostaticzną [47] uzupełniono o strategię sterowania nią w tym czasie. Uzupełnienie to polega na wprowadzeniu algorytmu, którego zadaniem jest jak najszybsze przeprowadzenie jednostki przez strefę samohamowności.

## 2.5. Wyznaczanie parametrów energetycznych pierwotnego i wtórnego źródła energii

Zmniejszenie do minimum poboru mocy z pierwotnego źródła energii lub emisji szkodliwych związków do atmosfery w czasie trwania cyklu można osiągnąć przez [142], [146], [159], [161]:

- odpowiednią współpracę pierwotnego i wtórnego źródła energii,
- dobór właściwych zakresów pracy każdego z nich,
- optymalny dobór pojemności energetycznej akumulatora.

W celu określenia optymalnych parametrów układu wieloźródłowego, należy zastosować metodę, za pomocą której będzie można wyznaczyć odpowiednie sterowanie układem. Podstawową, wśród metod wyznaczania parametrów energetycznych układu hybrydowego, jest metoda wyznaczania minimalnej mocy na wyjściu pierwotnego źródła energii oraz minimalnej (spełniającej wymagania metody) pojemności energetycznej akumulatora w napędzie dowolnej maszyny, w dowolnie złożonym cyklu pracy [10], [88], [140], [142], [143], [161].

Wieloźródłowy układ napędowy schematycznie przedstawiony na rys. 2.25 posłużył za przykład do opisanego metody wyznaczenia parametrów układu wieloźródłowego. Funkcja  $N(t)$  określa zmiany mocy obciążenia w czasie na kołach jezdnych. Na rysunku oznaczono i opisano funkcję przenoszenia mocy przez poszczególne bloki układu.

Dla  $N(t) < 0$  występuje rekuperacja energii (odzyskowe hamowanie pojazdu). Moc rekuperacji  $N_R(t)$  wynosi:

$$N_R(t) = N(t) \eta_p(t) \eta_M(t) \eta_{st}(t) \eta_a(t) \quad (2.19)$$

Moc przekazywana z pierwotnego źródła energii  $N_z$  na koła jezdne jest równa zero. Jednocześnie występuje akumulacja energii pochodzącej ze źródła 1. Moc akumulacji  $N_a(t)$  wynosi:

$$N_a(t) = N_z(t) \eta_{st}(t) \eta_a(t) \quad (2.20)$$

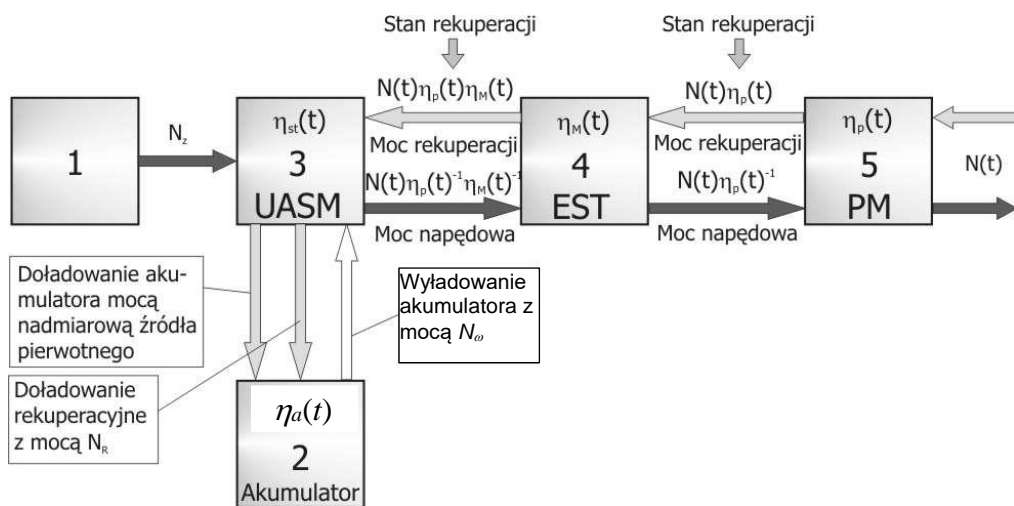
Symbolami  $\eta$  oznaczono sprawności:

$\eta_p(t)$  – całkowita sprawność przeniesienia napędu, uwzględniająca sprawność przekładni oraz toczenia koła po nawierzchni,

$\eta_M(t)$  – sprawność silnika,

$\eta_{st}(t)$  – sprawność układu sterowania mocą,

$\eta_a(t)$  – sprawność akumulatora energii.



Rys. 2.25. Schemat blokowy hybrydowego układu napędowego: 1 – pierwotne źródło energii, 2 – akumulator energii, 3 – układ automatycznego sterowania mocą (UASM), 4 – silnik (EST), 5 – przekładnia mechaniczna (PM) [142]

Dla  $N(t) > 0$  mogą wystąpić trzy stany energetyczne akumulatora energii: przyrost energii (doładowywanie akumulatora), stan zachowawczy i spadek energii (rozładowywanie akumulatora).

Pierwszy z wymienionych stanów wystąpi, gdy

$$N_z > N(t) \eta_p(t)^{-1} \eta_M(t)^{-1} \quad (2.21)$$

Stan zachowawczy jest wówczas, gdy

$$N_z = N(t) \eta_p(t)^{-1} \eta_M(t)^{-1} \quad (2.22)$$

Rozładowywanie akumulatora następuje w warunkach:

$$N_z < N(t) \eta_p(t)^{-1} \eta_M(t)^{-1} \quad (2.23)$$



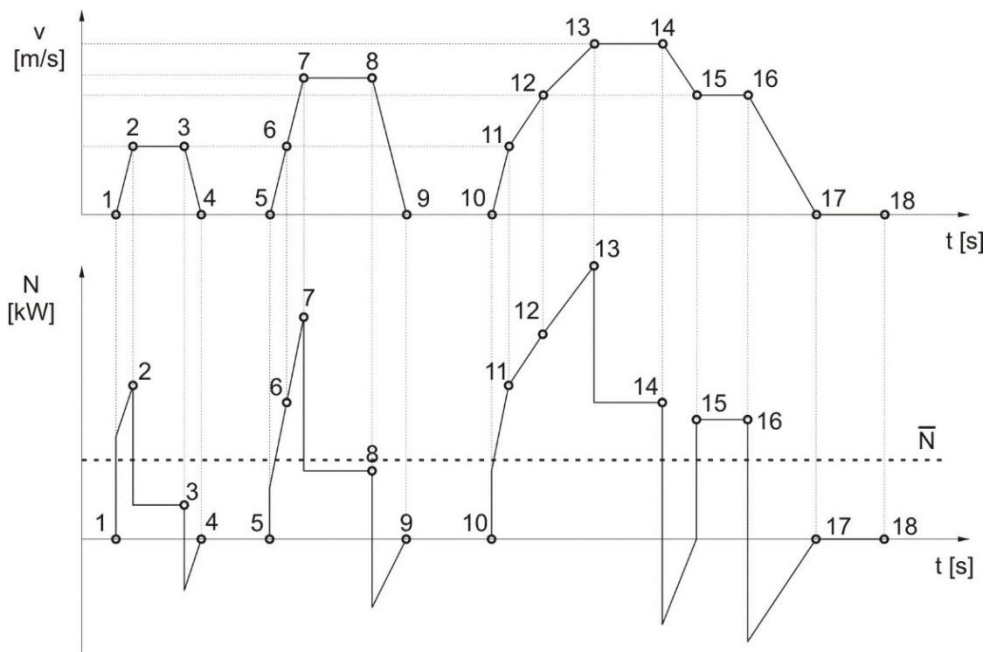
Moc rozładowywania  $N_\omega$  może być opisana związkami (ze względu na przyjętą w monografii konwencję wszystkie sprawności powinny być większe od zera):

$$N_\omega = \left( N(t) \eta_p(t)^{-1} \eta_M(t)^{-1} - N_z \right) \eta_{st}(t)^{-1} \eta_a(t)^{-1} \quad (2.24)$$

$$\eta_p \neq 0; \eta_a \neq 0; \eta_{st} \neq 0; \eta_M \neq 0$$

$$\left( N_\omega \eta_{st}(t) \eta_a(t) + N_z \right) \eta_p(t) \eta_M = N(t) \left( N_\omega \eta_{st}(t) \eta_a(t) + N_z \right) \eta_p(t) \eta_M = N(t)$$

Opisane kolejno zakresy zmian  $N(t)$  odpowiadają w rzeczywistości hamowaniu, przyspieszaniu lub jeździe ze stałą prędkością i postojowi maszyny. Występujące we wzorach (2.19)–(2.24) funkcje sprawności potraktowano ogólnie jako funkcje czasu, które zależą od mocy przenoszonej przez element układu, a moc zależy od prędkości będącej funkcją czasu.



Rys. 2.26. Statystyczny cykl jazdy [143]

Ze względu na to, że omawiane układy napędowe stosuje się do pracy cyklicznej, to średni statystyczny cykl pracy układu umożliwia wyznaczenie zmiany mocy  $N(t)$ .

Średnie cykle statystyczne podaje się zazwyczaj w postaci odpowiadającej odcinkami stałym przyspieszeniom ruchu  $a_i = \text{const}$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ). Na rysunku 2.26 przedstawiono uproszczony przebieg prędkości  $v(t)$  i odpowiadający mu wykres mocy  $N(t)$

w cyklu odniesionym do punktu styku koła z nawierzchnią. Linia prosta przedstawiono średnią moc w cyklu  $\bar{N} = \text{const}$  określoną zależnością:

$$\bar{N} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} N(t) dt \quad (2.25)$$

w której  $t_c$  – czas trwania cyklu.

Silnik cieplny, pracując ze stałą mocą  $\bar{N}_z = \text{const}$  (wyrażającą się iloczynem stałej prędkości kątowej i stałego momentu obrotowego, jakie odpowiadają minimalnej emisji składników toksycznych lub minimalnemu zużyciu paliwa), może spełniać określone kryteria odpowiednio – ochrony środowiska lub energochłonności. Postulat  $\bar{N}_z = \text{const}$  pozostaje też w zgodności z warunkami trwałości i niezawodności w użytkowaniu silnika spalinowego.

W takich warunkach pracy stała moc na cele trakcyjne, określona na obwodzie kół napędnych  $\bar{N}$ , oraz stała moc silnika  $\bar{N}_z$  są wzajemnie uzależnione przez stałe i na ogół znane współczynniki sprawności elementów układu:

$$\bar{N}_z \bar{\eta}_{st} \bar{\eta}_M \bar{\eta}_p = \bar{N} \quad (2.26)$$

Ogólna postać wyrażenia (2.25) określającego całkowitą moc w punktach styku kół pojazdu z nawierzchnią wraz ze związkiem (2.26) ilustruje istotę metody wyznaczania minimalnej mocy pierwotnego źródła energii [143]. Ta bardzo prosta w sensie matematycznym metoda wartości średniej w bilansie energetycznym, opisanym rozwiniętą postacią wyrażen (2.25) i (2.26) jest dość złożona w przypadku analiz przeprowadzonych w tej monografii ze względu na nieliniowe charakterystyki sprawności elementów układu, które przedstawione zostaną w następnych rozdziałach.

Bilans energetyczny powinien być odniesiony do punktu wyjścia mocy ze źródła pierwotnego. Moc źródła pierwotnego musi jednak zapewnić wykonanie cyklu. Warunkiem dodatkowym realizacji cyklu jest odpowiedni dobór pojemności akumulatora energii do zaspokojenia wszystkich występujących w cyklu zwiększonych okresów zapotrzebowania na energię ponad tę, która jest dostarczana [10], [116]. Aby wyznaczyć parametry akumulatora, należy najpierw dokonać podziału statystycznego cyklu  $t_c$  na przedziały czasu, odpowiadające poszczególnym fazom ruchu pojazdu [97], [142], [143]:

$$\sum_i s_{1i} = s_1, \quad \sum_i s_{2i} = s_2, \quad \sum_i s_{3i} = s_3, \quad \sum_i s_{4i} = s_4$$

$s_1$  – całkowity czas trwania ruchu przyspieszonego w cyklu,

$s_{1i}$  – czas trwania przyspieszenia w  $i$ -tym odcinku fazy ruchu ze stałym przyspieszeniem,

$s_2$  – całkowity czas trwania ruchu ustalonego w cyklu,

$s_{2i}$  – czas trwania  $i$ -tego odcinka fazy ruchu ze stałą prędkością,

$s_3$  – całkowity czas trwania ruchu opóźnionego w cyklu,

$s_{3i}$  – czas trwania  $i$ -tego odcinka fazy ruchu opóźnionego o stałej wartości opóźnienia,

$s_4$  – całkowity czas postoju pojazdu z pracującym pierwotnym źródłem energii,

$s_{4i}$  – czas trwania  $i$ -tego odcinka fazy postoju pojazdu z pracującym pierwotnym źródłem energii.

Składniki  $E_{ia}$  bilansu energetycznego po przeniesieniu z punktu wyjścia ze źródła pierwotnego do punktu wejścia do akumulatora energetycznego oraz składniki  $E_{ik}$  w punktach styku kół pojazdu z nawierzchnią można ustalić na podstawie zależności (2.27)–(2.30) przedstawionych w tabeli:

Tabela 2.4. Zależności opisujące energię dostarczoną do akumulatora lub z niego pobieraną dla różnych faz ruchu [46], [141]

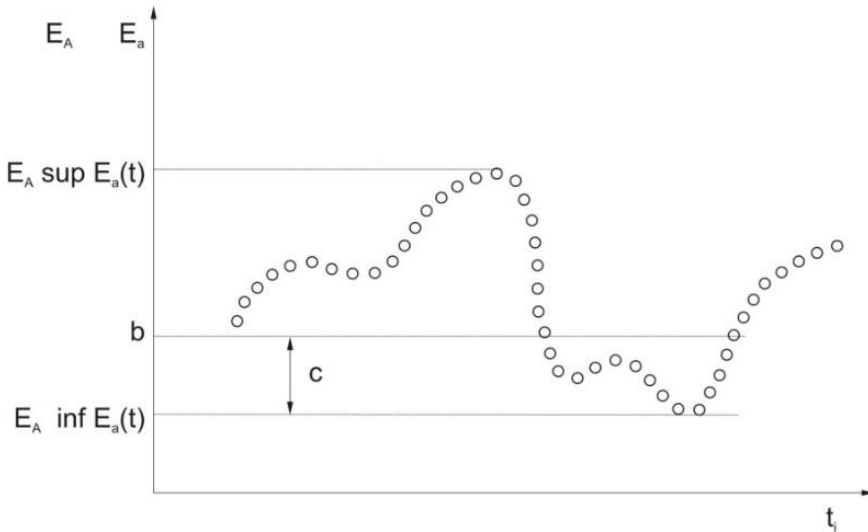
Faza ruchu	Energia przepływająca przez punkty styku kół z nawierzchnią	Energia dostarczona do akumulatora lub z niego pobierana	Nr wzoru
Przyspieszanie	$ E_{1k}  = \sum_i \int_0^{s_{1i}} N_{1i}(t) dt$	$E_{1a} = \sum_i \int_0^{s_{1i}} \left( \frac{-N_{1i}(t)}{\eta_{a1i}(t)\eta_{s1i}(t)\eta_{M1i}(t)\eta_{p1i}(t)} + \bar{N}_z \right) \cdot \eta_{a1i}(t)\eta_{s1i}(t) dt$	(2.27)
Ruch ustalony	$ E_{2k}  = \sum_i N_{2i}s_{2i}$	$E_{2a} = \sum_i \left( \frac{-N_{2i}s_{2i}}{\bar{\eta}_{a2i}\bar{\eta}_{st2i}\bar{\eta}_{M2i}\bar{\eta}_{p2i}} + \bar{N}_z s_{2i} \right) \sum_i \bar{\eta}_{st2i}\bar{\eta}_{a2i}$	(2.28)
Hamowanie	$ E_{3k}  = \sum_i \int_0^{s_{3i}} N_{3i}(t) dt$	$E_{3a} = \sum_i \int_0^{s_{3i}} (-N_{3i}(t)\eta_{p3i}(t)\eta_{M3i}(t) + \bar{N}_z) \cdot \eta_{st3i}(t)\eta_{a3i}(t) dt$	(2.29)
Postój aktywny	$ E_{4k}  = 0$	$E_{4a} = \bar{N}_z \bar{\eta}_{st4} \bar{\eta}_{a4} \sum_i s_{4i}$	(2.30)

Minimalną pojemność energetyczną akumulatora można wyznaczyć z bilansu energetycznego opisanego równaniem dla wartości ostatecznej  $N_z$  [141]:

$$\begin{aligned}
 & \bar{\eta}_s^{-1} \left( \sum_{i \in s_1} E_a + \sum_{i \in s_2} (N_u(V_i) - N_z \bar{\eta}_s)(t_{i+1} - t_i) \right) \\
 &= \bar{\eta}_r \left( \sum_{i \in s_2} \int_{t_i}^{t_{i+1}} N(V_i(t), a(t)) dt - 2 \sum_{i \in s_2} \int_{t_i}^{t_{i+1}} N_0(V(t) dt) \right) + \bar{\eta}_{ak} \sum_{i \in s_2} (N_{z2} - \bar{\eta}_s^{-1} N_u(V_i))(t_{i+1} - t_i) \\
 &+ \bar{\eta}_{ak} N_{z2} \sum_{i \in s_2} (t_{i+1} - t_i) + \bar{\eta}_{ak} \sum_{i \in s_2} E_{ak}
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

Funkcja zmiany energii akumulatora  $E_a(i)$  (akumulowanej i wydatkowanej), wyznaczona z równania (2.31) w sposób dyskretny dla poszczególnych odcinków i cyklu (zbiór  $Z$ ), ma  $\sup E_a = (i)$  oraz  $\inf E_a = (i)$  w obszarze danego cyklu (zbiór  $Z$ ), gdzie  $i \in Z$  (rys. 2.27).

Różnica  $\sup E_a(i)$  oraz  $\inf E_a(i)$  oznacza przedział wartości, jakie może przyjmować funkcja  $E_a(i)$  określona na zbiorze  $Z$  i jednocześnie jest to największy przedział funkcji, jaką może ona w tych warunkach przyjmować. Ilustruje to rys. 2.27. Na rysunku tym przez  $b$  oznaczono „zero pozorne”; wartość ta jest umowną początkową funkcją, określoną na zbiorze  $Z$  odcinków cyklu. Wprowadzenie „zera pozornego” ułatwia eliminowanie w obliczeniach liczb ujemnych. Gdy w rzeczywistości  $E_A \inf E_a(i)$  ma być równe zero, wówczas wartość początkowa  $c$  funkcji określonej na danym zbiorze równa  $E_A \sup(b - E_a(i))$  jest najmniejszą dodatnią początkową wartością tej funkcji.



Rys. 2.27. Ilustracja metody wyznaczania pojemności akumulatora energii [141],  
 $E_A$  – poziom energii w akumulatorze

Przytoczone rozważania stanowią podstawę do wyznaczania minimalnej pojemności energetycznej oraz minimalnej początkowej pojemności energetycznej akumulatora w układzie hybrydowym według wzoru:

$$E_a = \sup_{i=1..n} E_a(i) - \inf_{i=1..n} E_a(i) \quad (2.32)$$

w którym:

$E_a$  – minimalna pojemność energetyczna akumulatora,

$E_a(i)$  – stan energetyczny akumulatora po  $i$ -tym odcinku cyklu dla założonego „zera pozornego”

oraz

$$E_{ap} = b - \inf_{i=1..n} E_a(i) = \sup_{i=1..n} E_a(i) \quad (2.33)$$

w którym  $E_{ap}$  – stan energetyczny akumulatora przed rozpoczęciem cyklu pracy.

W rzeczywistości ze względów technicznych  $\inf E_a(i)$  jest zawsze większa od zera, co powoduje ograniczenia techniczne, np. minimalne napięcie na zaciskach akumulatora elektrochemicznego lub minimalna prędkość kątowna koła zamachowego [142].

## 2.6. Zagadnienie sterowania układami wieloźródłowymi

Sterowanie przepływem mocy przez poszczególne struktury wieloźródłowego zespołu napędowego ma kluczowy wpływ na prawidłowe wykorzystanie zasobów energetycznych źródeł pierwotnych i wtórnych.

Aby realizować zadane funkcje, układ sterowania energooszczędnym zespołem napędowym powinien spełniać wiele warunków koniecznych do zmniejszenia energochłonności pracy tego zespołu, najważniejsze to [27], [29], [32], [36], [37]:

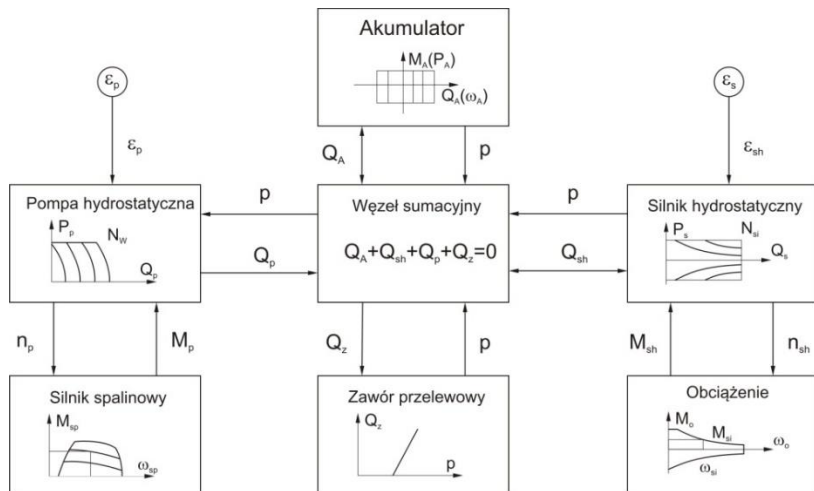
- Zapewnienie osiągnięcia przejściowych stanów ustalonych we wskaźnikach dynamicznych (czas regulacji, przeregulowanie, aperiodyczność, pasmo przenoszenia itp.) nie gorszych niż jednoźródłowy układ szeregowy (osiągnięcie tych stanów powinno następować przy minimalizacji poboru energii ze źródła pierwotnego).
- Umożliwienie wykonywania ruchów roboczych, które wymagają więcej energii niż może dostarczyć pierwotne źródło (funkcje ograniczające przestrzeń dopuszczalnych sterowań to minimalne i maksymalne wartości parametrów pracy poszczególnych podzespołów zespołu napędowego, takich jak: maksymalna moc źródła pierwotnego, maksymalne dopuszczalne prędkości poszczególnych elementów podzespołów lub maksymalne/minimalne ciśnienie w układzie hydrostatycznym).

Za główne przeszkody w osiągnięciu rzeczywistych, optymalnych wyników w pracy obiektu można uznać [27], [38], [41], [42]:

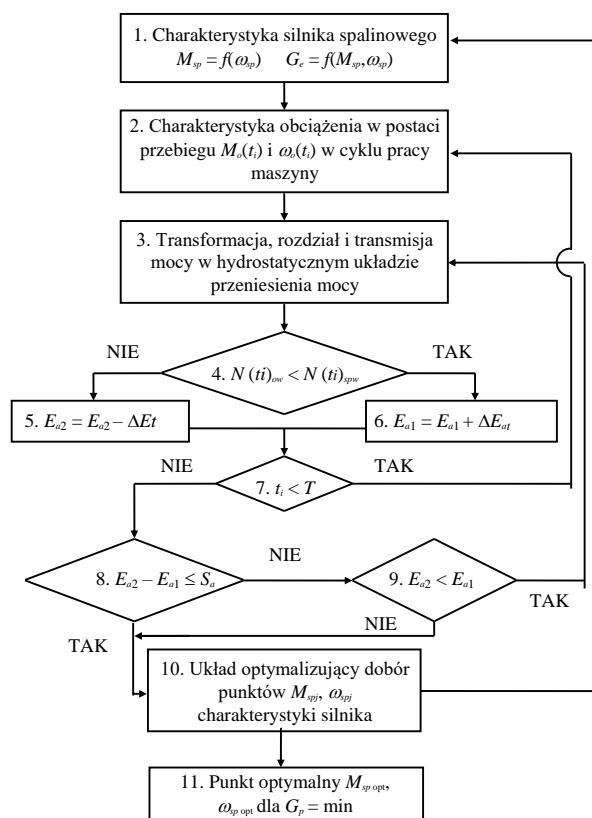
- uwzględnienie występujących w rzeczywistości nieliniowości w obiekcie sterowania,
- stochastyczny charakter oddziaływania otoczenia na obiekt.

Można zatem założyć, że istotne nieliniowości obiektu sterowania (tarcie, przecieki, dławienie, nieliniowe charakterystyki silnika spalinowego itp.) powinny być uwzględnione w modelu obiektu w przestrzeni stanu. Czynnikiem umożliwiającym zastosowania linearyzacji może być na przykład zmienny poziom przenoszonej mocy przez układ napędowy.

Przykładem metody wyznaczenia sterowania wieloźródłowym hydrostatycznym układem napędowym, przedstawionym schematycznie na rysunku 2.28, jest metoda kinostatyczna (rys. 2.29) [9], [47], [49], [50], [51], [53].

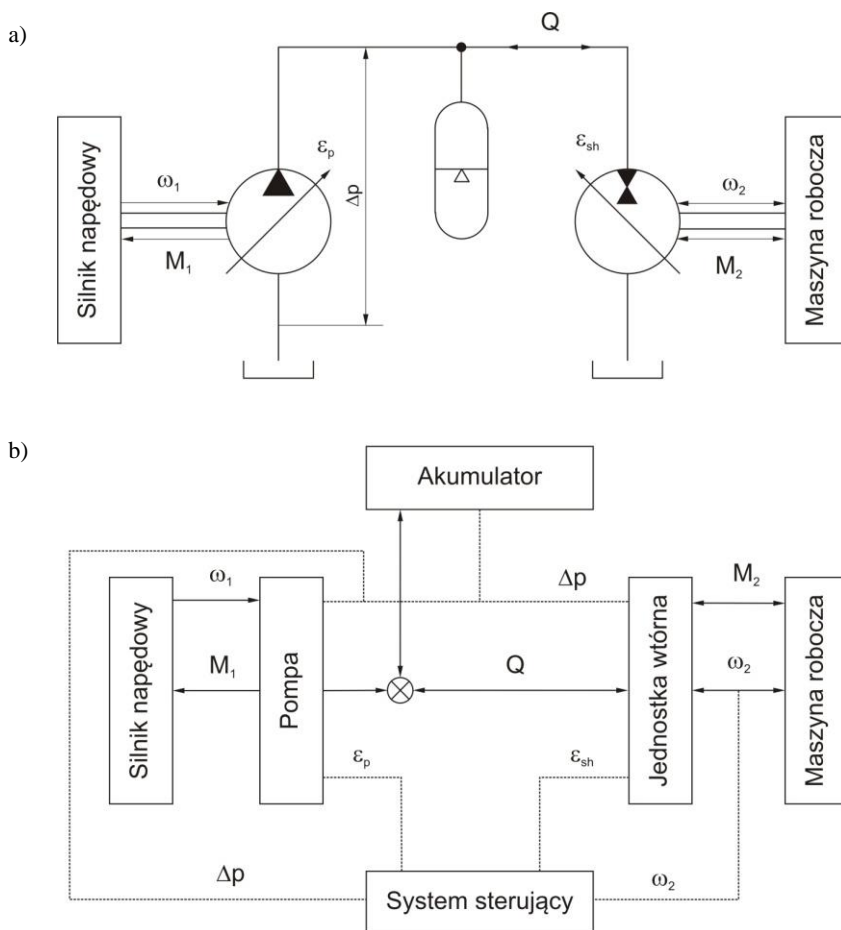


Rys. 2.28. Schemat wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego



Rys. 2.29. Algorytm procesu (metoda kinetostaticzna) – schemat blokowy [44]

Za pomocą algorytmu metody kinetostaticznej wyznacza się: nastawy jednostek hydrostatycznych (pompa –  $\varepsilon_p$ , silnik –  $\varepsilon_{sh}$ ), punkt pracy silnika spalinowego ( $M_{sp}$ ,  $\omega_{sp}$ ) oraz parametry akumulatora hydraulicznego. Innym, oryginalnym rozwiązaniem układu sterowania wśród wieloźródłowych hydrostatycznych układów napędowych jest system adaptacyjnej regulacji wtórnej (rys. 2.30) złożony z trzech podstawowych podzespołów: pompy i silnika o zmiennych objętościach geometrycznych oraz akumulatora hydraulicznego [44], [55], [56], [104], [105]. W przekładni hydrostatycznej ciśnienie  $\Delta p$  zależy od stanu naładowania akumulatora, nie zaś od wartości momentu obrotowego  $M_2$  obciążającego silnik hydrostatyczny. Dopasowanie momentu obrotowego  $M_2$  w układzie napędowym, sterowanym prędkością kątową  $\omega_2$  zachodzi w jednostce wtórnej przez zmianę chłonności jednostkowej  $q_2$ .



Rys. 2.30. Układ napędowy ze sprzężeniem przez ciśnienie:  
a) schemat połączeń układu, b) ideowy schemat blokowy [104], [105]

Strumień objętości  $Q$  jednostki wtórnej, pod stałym ciśnieniem w układzie i przy stałej prędkości kątowej  $\omega_2$ , jest proporcjonalny do kąta wychylenia  $\varepsilon_2$  tarczy oporowej, a tym samym do momentu obrotowego  $M_2$ .

$$M_2 = \Delta p q_{2\max} \frac{\alpha_2}{\alpha_{2\max}} \quad (2.34)$$

Przez zmianę objętości jednostkowej  $q_2$  uzyskuje się więc dopasowanie momentu obrotowego  $M_2$  do warunków obciążenia, a na natężenie przepływu  $Q$ , określające wyjściową prędkość kątową  $\omega_2$ , nie powinien mieć wpływu element dławiący. W tego typu układach niezbędna jest jednostka hydrostatyczna, umożliwiająca zmianę objętości (chłonności) jednostkowej w zakresie od  $-q_{2\max}$  do  $q_{2\max}$ , która pracując jako silnik pobiera, wynikający z objętości jednostkowej  $q_2$ , strumień o natężeniu  $Q$ , a pracując jako pompa, będzie taki strumień wytwarzać.

Wśród układów adaptacyjnego sterowania wtórnego można również wyróżnić następujące odmiany [39], [104], [105]:

- ze sterowaniem bezpośrednim,
- ze sprzężeniem drogi,
- ze sprzężeniem siły,
- ze sprzężeniem siły i elektrohydraulicznym przetwarzaniem sygnału,
- ze sprzężeniem siły i elektrycznym przetwarzaniem sygnału.

## 2.7. Miary efektywności układu napędowego

Proces projektowania i optymalizacji wymaga określenia systemu wartości oceny umożliwiającego porównywanie poszczególnych rozwiązań. Przyjęcie kryteriów oceny i sposobu oceniania powinno odbywać się w początkowym etapie projektowania analizy problemu, przed powstaniem koncepcji układów w etapie poszukiwania rozwiązań. Etap ten ma na celu uzyskanie możliwie pełnych informacji o stanie techniki w dziedzinie problemu projektowanego urządzenia oraz zebranie wszystkich dostępnych informacji związanych z celem projektu [99], [128], [129], [131], [132]. Powinien również umożliwić przewidywanie głównych trudności w realizacji projektu. Należy określić istotne cechy funkcjonalne projektowanego urządzenia oraz kryteria oceny i ich ważność. Określenie kryteriów oceny jest zazwyczaj trudne. Wynika to głównie z:

- wpływu zależności pomiędzy wielkościami opisującymi projektowane układy,
- różnicy interesów grup związanych z projektowanym obiektem (np. projektantów, technologów, dystrybutorów i użytkowników),
- miejsca i warunków eksploatacji.



W ramach tej czynności należy wyszczególnić wielkości, które bierze się pod uwagę podczas oceny jakości projektu, i sporządzić dla nich wspólną miarę jakości. Będzie ona stanowiła wskaźnik w procesie optymalizacji. Największe trudności sprawia wybór metody pomiaru określającej stopień ważności (wagi) poszczególnych kryteriów w stosunku do innych i zobiektywizowanie miary jakości.

### 2.7.1. Energetyczna miara efektywności

Powszechnie stosowaną miarą efektywności jest sprawność definiowana jako iloraz pracy (energii, mocy) użytecznej do pracy (energii, mocy) dostarczonej. Sprawność można określić dla każdego z elementów układu napędowego osobno, dla całego układu napędowego lub maszyny roboczej. Sprawność elementów układu napędowego jest zmienna i zależy od parametrów pracy układu napędowego. Ocena sprawności złożonych układów napędowych jest utrudniona ze względu na powiązania, wzajemne oddziaływanie parametrów i elementów układu napędowego [72], [73], [96], [98], [121], [156].

Miarą efektu pracy maszyny roboczej jest jej wydajność odniesiona do energii dostarczonej w postaci energii chemicznej zawartej w paliwie spalonym w silniku napędowym. Przez analogię do definicji sprawności za wskaźnik energochłonności procesu roboczego maszyny można przyjąć zużycie paliwa na jednostkę wydajności. Dla maszyn do prac ziemnych i przeładunkowych wskaźnik energochłonności jest określony zależnością [96]:

$$G_w = \frac{t_c}{3600 \frac{k_n}{k_{sp}} q_0} \int_0^{t_c} N_{sp} g_e dt \quad \left[ \frac{\text{g}}{\text{m}^3} \right] \quad (2.35)$$

w której:

- $t_c$  – czas cyklu roboczego [s],
- $q_0$  – geometryczna pojemność naczynia roboczego [ $\text{m}^3$ ],
- $k_n$  – współczynnik napełnienia [–],
- $k_{sp}$  – współczynnik spulchnienia urabianego materiału [–],
- $N_{sp}$  – moc rozwijana przez silnik w czasie cyklu roboczego [W],
- $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa [g/kWh].

### 2.7.2. Ekologiczne miary efektywności

Parametry takie określone są, na przykład dla silników spalinowych pracujących w maszynach roboczych, normami europejskimi oraz przepisami prawnymi [74], [78],

[133], [151]. Na ich podstawie określa się średnią emisję poszczególnych składników spalin na jednostkę mocy badanego silnika.

Godzinową emisję poszczególnych składników toksycznych dla każdej  $i$ -tej z trzy-nastu faz testu oblicza się na podstawie zależności [151]:

$$E_{j,i} = a_j C_{j,i} G_{sp,i} \text{ [kg/h]} \quad (2.36)$$

w której:

$j$  – CO, HC lub NO<sub>x</sub>, DYM,

$a_j$  – współczynnik charakterystyczny dla danego związku  $j$ ,

$C_{j,i}$  – stężenie poszczególnych związków [%], [ppm],

$G_{sp,i}$  – wydatek spalin [kg/h].

Średnią emisję jednostkową  $e_j$  oblicza się z zależności [151]

$$e_j = \frac{\sum_{i=1}^{13} E_{j,i}}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei}} \left[ \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.37)$$

w której  $N_{ei}$  – zredukowana moc użyteczna w  $i$ -tej fazie w [kW].

Inną formą miary oceny energetycznej lub ekologicznej może być pojęcie sprawności globalnej, która daje możliwość oceny układu napędowego w okresie eksploatacji maszyny lub urządzenia [10], [66], [118], [132].

### 2.7.3. Oddziaływanie na środowisko

Obecnie coraz częściej kryterium dominującym podczas wszelkiego rodzaju ocen są kryteria bardzo ściśle powiązane z ekologią [118]. Przykładem mogą być wszechobecne regulacje w przepisach i normach europejskich między innymi dotyczącymi hałasu i wibracji (Dz.U. 2005 nr 157, poz. 1318, PN-EN 458:2006).

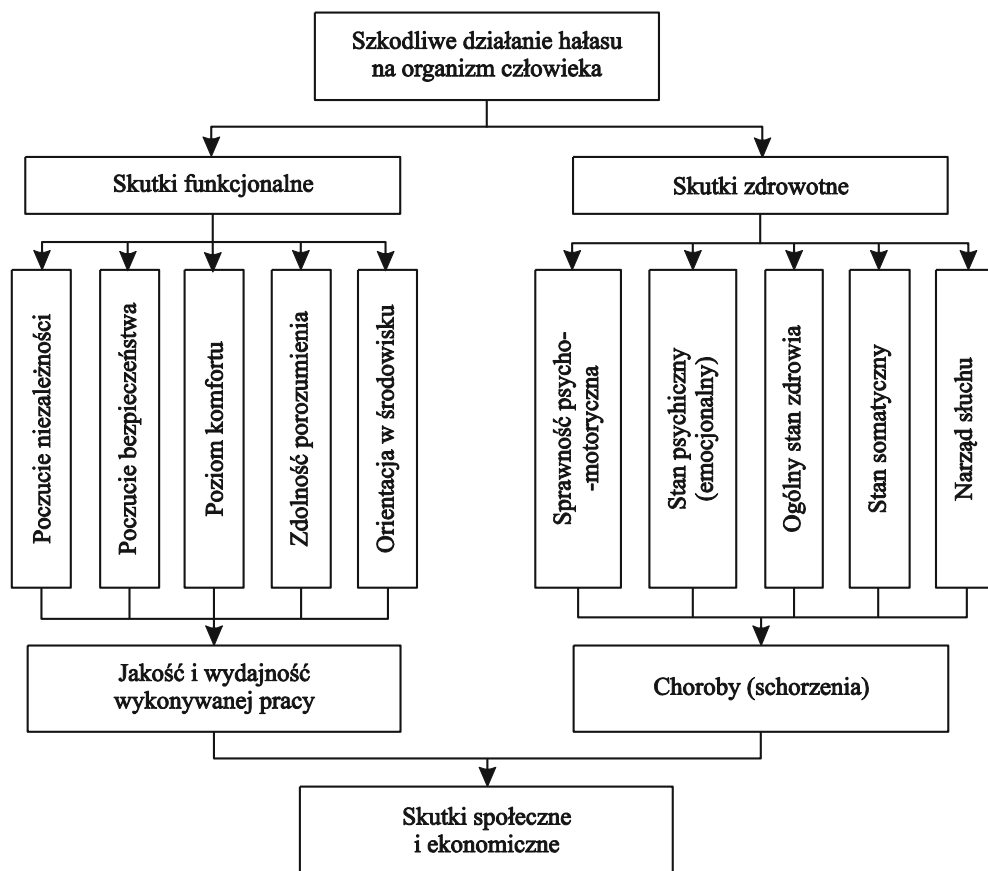
Hałas i wibracje są zanieczyszczeniami środowiska przyrodniczego charakteryzującymi się mnogością źródeł i powszechnością występowania [94], [136]. Wpływ hałasu na człowieka jest często bagatelizowany, dlatego że skutki oddziaływania hałasu nie są dostrzegalne natychmiast. Zgodnie z definicją, hałasem są wszelkie niepożądane, nieprzyjemne, dokuczliwe lub szkodliwe drgania mechaniczne ośrodka sprężystego, działające za pośrednictwem powietrza na organ słuchu i inne zmysły organizmu człowieka. W zależności od częstotliwości drgań wyróżnia się hałas:

- infradźwiękowy, niesłyszalny, lecz odczuwalny, o częstotliwości drgań mniejszej od 20 Hz,

- słyszalny o częstotliwości w przedziale 20–20 000 Hz,
- ultradźwiękowy, niesłyszalny, ponad 20 000 Hz.

Określenie „wibracje” stosuje się do drgań oddziałujących nie za pośrednictwem powietrza, lecz ciał stałych [86], [94], [136].

Nadmierny hałas oddziałujący na ciało człowieka wpływa na stan jego zdrowia, funkcje poszczególnych narządów i układów, a przede wszystkim na narząd słuchu. Hałas oddziałuje nie tylko na organ słuchu, lecz przez centralny układ nerwowy na inne organy.



Rys. 2.31. Schemat wpływu hałasu na organizm człowieka [22]

Ważne znaczenie ma wpływ hałasu na stan psychiczny, sprawność umysłową, efektywność i jakość pracy. Na rysunku 2.31 przedstawiono schemat wpływu hałasu na organizm człowieka.

## 2.8. Podsumowanie rozdziału

W rozdziale drugim opisano:

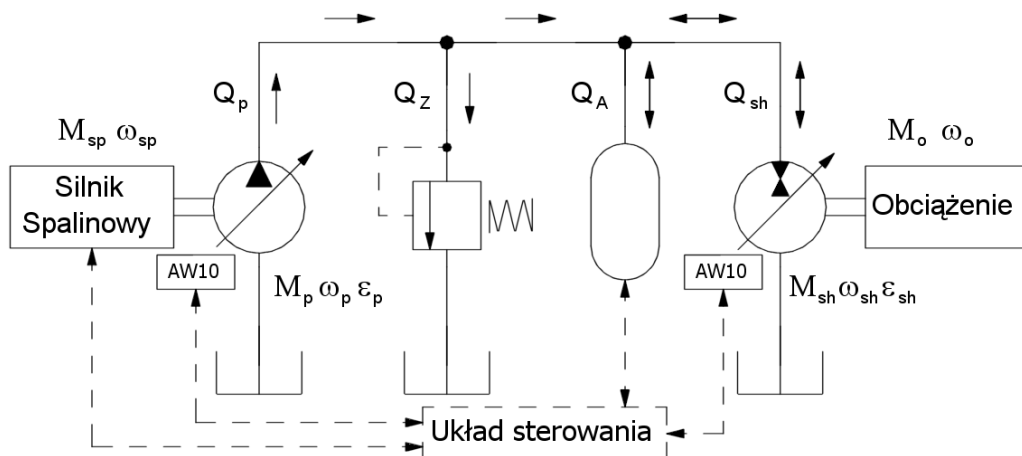
- sposób przedstawiania obciążeń i związanych z nimi charakterystykami,
- pierwotne oraz wtórne źródła energii,
- przekładnię hydrostatyczną zastosowaną jako przykład w metodzie wyznaczania parametrów energetycznych układu napędowego,
- metodę zastosowaną do wyznaczenia sterowania układem wieloźródłowym,
- przykładowe miary efektywności energetycznych i ekologicznych oraz ich wpływu na środowisko.

Istotą takiej koncepcji rozdziału było uświadomienie czytelnikowi szerokości zagadnień stanowiących podstawę do opracowania wyznacznika zmienności cyklu pracy WZ, głównego celu opracowania tej monografii.

### 3. Modele matematyczne i symulacyjne komponentów wieloźródłowego układu napędowego

Do analizy zagadnień związanych z wyznaczeniem współczynnika zmienności ( $WZ$ ) przyjęto wieloźródłowy hydrostatyczny układ napędowy (rys. 3.1) złożony z następujących elementów [14], [46]:

- wysokoprężnego silnika spalinowego PERKINS AD3 152 UR,
- wielołożkowych osiowych jednostek o zmiennej objętości jednostkowej pompy IT3-32 i silnika IT3-32,
- dwustopniowych wzmacniaczy elektrohydraulicznych AW10, sterujących wydajnością jednostek hydrostatycznych IT3-32,
- akumulatora gazowo-hydraulicznego o różnych pojemnościach,
- instalacji (przewody wysokociśnieniowe),
- obciążenia.



Rys. 3.1. Schemat struktury hydrostatycznego układu napędowego. Strzałkami z liniami ciągłymi zaznaczono możliwe kierunki przepływu energii, strzałkami z liniami przerywanymi sygnały sterujące [46]

### 3.1. Wysokoprężny silnik spalinowy

Do napędu przekładni hydrostatycznej zbudowanej z jednostek serii IT3 wykorzystywany jest trzycylindrowy wolnoścący silnik wysokoprężny PERKINS AD3152UR z wtryskiem bezpośrednim paliwa z rozdzielaczową pompą wtryskową z mechanicznym wielozakresowym regulatorem prędkości kątovej [9]. Podstawowe dane techniczne silnika:

- moc przy nominalnej prędkości kątovej, 36,5 kW,
- nominalna prędkość kątovej, 235 rad/s,
- moment przy nominalnej prędkości kątovej, 155 N·m,
- maksymalny moment obrotowy, 169 N·m,
- prędkość kątovej przy momencie maksymalnym, 140 rad/s,
- zużycie paliwa dla mocy nominalnej, 9,77–10,23 dm<sup>3</sup>/h,
- zakres regulacji prędkości kątovej, 70–252 rad/s.

Zazwyczaj charakterystyki uniwersalne są sporządzane przy założeniu funkcji  $f_1(M_s) = \omega_{smin}$ , oraz  $f_2(M_s) = \omega_{smax}$ . Przyjęto, że charakterystyka uniwersalna jest prostokątem o wierzchołkach  $(M_{smin}, \omega_{smin})$ ,  $(M_{smin}, \omega_{smax})$ ,  $(M_{smax}, \omega_{smax})$ ,  $(M_{smax}, \omega_{smin})$ . Dalej przedstawiono wykorzystywane charakterystyki uniwersalne [10], [125]:

- godzinowego zużycia paliwa  $G_e$  [g/h] (rys. 3.2),
- zawartości tlenku węgla CO w spalinach [ppm] (rys. 3.3),
- zawartości tlenków azotu NO<sub>x</sub> w spalinach [ppm] (rys. 3.4),
- stopnia zadymienia spalin DYM [ppm] (rys. 3.5).

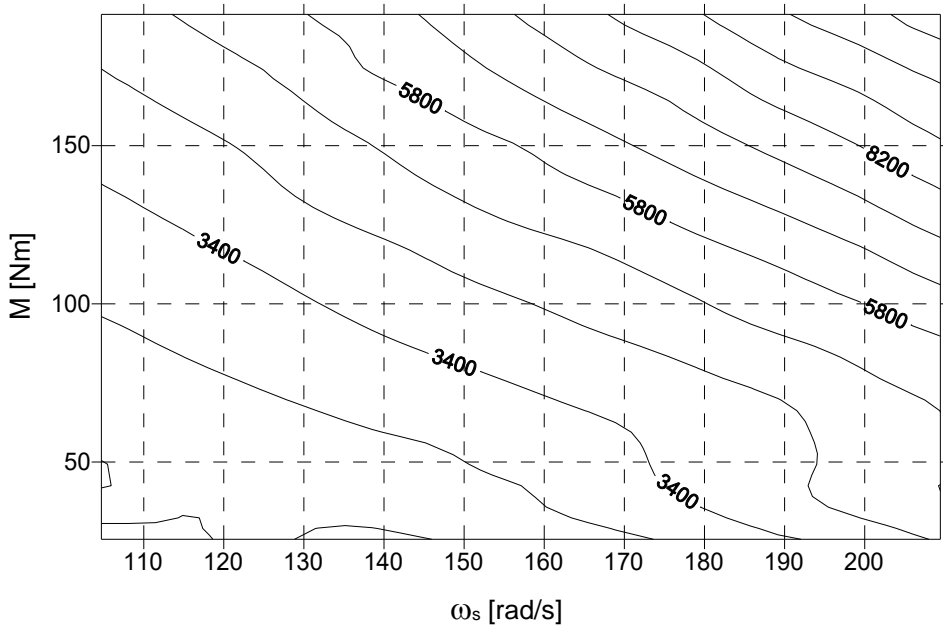
Charakterystyki uzyskano na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.

Ze względu na specyfikę pracy zaproponowano wskaźnik  $G_c$ , czyli zużycia paliwa dla jednego cyklu pracy, określony zależnością:

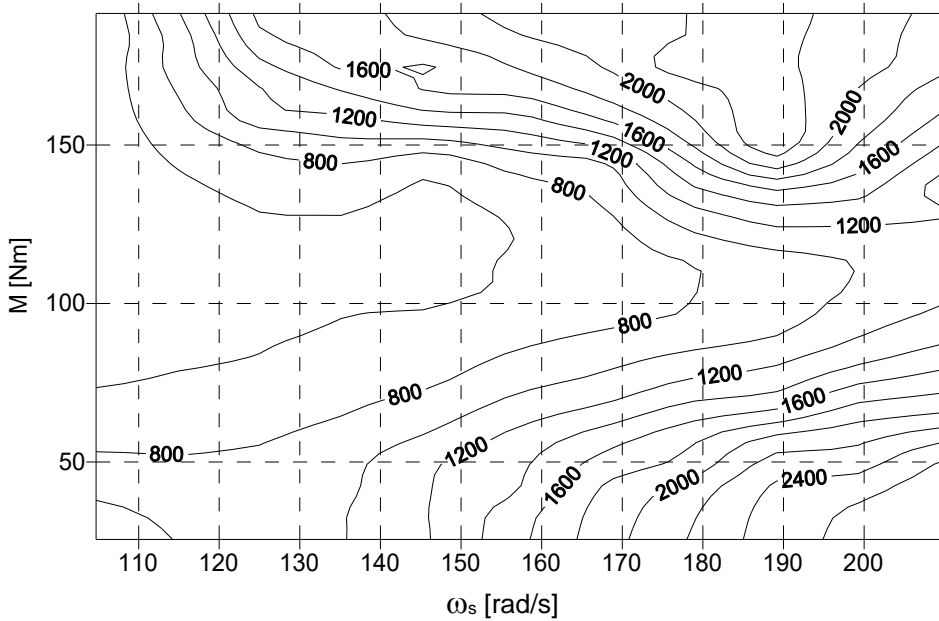
$$G_c = \frac{G_e t_c}{3600} \quad (3.1)$$

w którym:

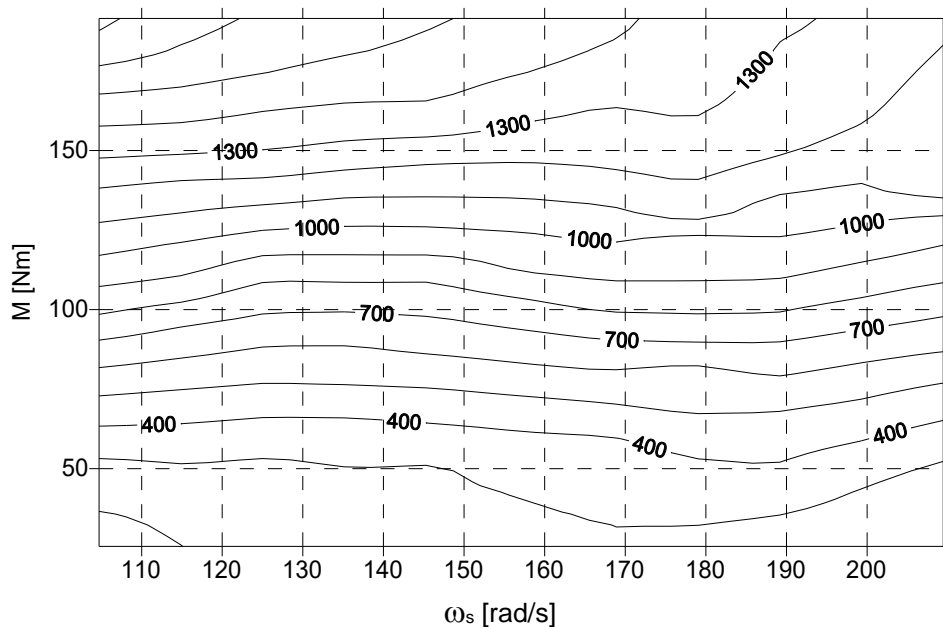
- $G_e$  – godzinowe zużycie paliwa [g/h],
- $t_c$  – czas trwania cyklu [s].



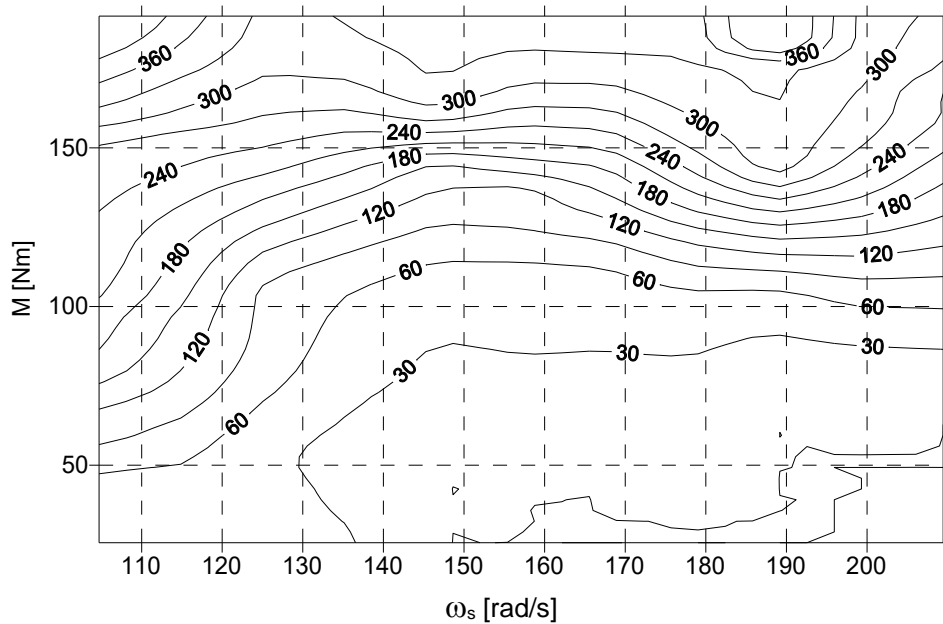
Rys. 3.2. Charakterystyka uniwersalna godzinowego zużycia paliwa  $G_e$  [g/h] silnika PERKINS AD3 152 UR [125], [126], [133]



Rys. 3.3. Charakterystyka uniwersalna zawartości tlenku węgla CO [ppm] w spalinach silnika PERKINS AD3 152 UR [125], [126], [133]



Rys. 3.4. Charakterystyka uniwersalna zawartości tlenków azotu  $\text{NO}_x$  [ppm] w spalinach silnika PERKINS AD3 152 UR [125], [126], [133]

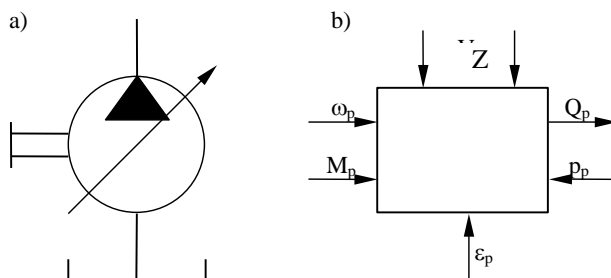


Rys. 3.5. Charakterystyka uniwersalna stopnia zadymienia spalin DYM [ppm] silnika PERKINS AD3 152 UR [125], [126], [133]



### 3.2. Pompa hydrostatyczna IT3-32

Jednostki hydrostatyczne IT3-32 o zmiennej geometrycznej objętości roboczej są podstawowymi elementami transformującymi strumienie energii w hydrostatycznych układach napędowych. Schematy jednostki hydrostatycznej spełniającej funkcję pompy przedstawiono na rysunku 3.6.



Rys. 3.6. Schemat graficzny pompy hydrostatycznej o zmiennej wydajności (a), schemat jednostki hydrostatycznej w pracy pompowej (b);  $\omega_p$  – prędkość kątowa wału pompy,  $M_p$  – moment obrotowy na wale pompy,  $Q_p$  – wydajność pompy,  $p_p$  – ciśnienie w układzie,  $Z$  – zakłócenia,  $\varepsilon_p$  – nastawa pompy [46]

Podstawowe dane techniczne pompy i silnika hydrostatycznego IT3-32 [10], [163]:

- geometryczna objętość robocza, 32 cm<sup>3</sup>;
- ciśnienie nominalne, 32 MPa;
- ciśnienie maksymalne, 40 MPa;
- prędkość kątowa:
  - nominalna, 157 rad/s,
  - minimalna, 52 rad/s,
  - maksymalna, 314 rad/s;
- wydajność nominalna, 0,8 dm<sup>3</sup>/s;
- wydajność maksymalna, 1,87 dm<sup>3</sup>/s;
- moment maksymalny, 204 N·m.

Charakterystykę wydajności pompy IT3-32, uzyskanej na podstawie badań doświadczalnych, opisano funkcją [163]:

$$Q_p = a_1 n_p p + a_2 n_p \varepsilon_p + a_3 p^2 + a_4 p n_p^2 + a_5 n_p \varepsilon_p p^2 + a_6 \varepsilon_p p n_p^2 + a_7 \varepsilon_p p^2 n_p^2 \quad (3.2)$$

w której:

- $a_1$ – $a_7$  – współczynniki funkcji regresji [–],
- $n_p$  – obroty pompy [obr/min],
- $\varepsilon_p$  – nastawa pompy [–],
- $p$  – ciśnienie w układzie [Pa].

Wartości współczynników funkcji regresji są następujące:

$$a_1 = -2,196 \times 10^{-1}; a_2 = 0,03199; a_3 = -1,002 \times 10^{-3}; a_4 = -1,772 \times 10^{-8}; a_5 = 1,3896 \times 10^{-6}; \\ a_6 = 1,2415 \times 10^{-9}; a_7 = -6,33 \times 10^{-10}.$$

Charakterystykę momentu na wale pompy IT3-32, uzyskanego na podstawie badań doświadczalnych, opisano funkcją [163]:

$$M_p = d_0 + d_1 p + d_2 p \varepsilon_p + d_3 \varepsilon_p^2 n_p + d_4 p \varepsilon_p^2 + d_5 \ln(n_p + 1) + d_6 \varepsilon_p p \ln(n_p p + 1) \quad (3.3)$$

w której:

$d_1$ – $d_6$  – współczynniki funkcji regresji [–],

$n_p$  – obroty pompy [obr/min],

$\varepsilon_p$  – nastawa pompy [–],

$p$  – ciśnienie w układzie [Pa].

Współczynniki funkcji regresji są następujące:

$$d_0 = 0; d_1 = 0,07728; d_2 = 5,41983; d_3 = 0,00195; d_4 = 0,21007; d_5 = 1,50260;$$

$$d_6 = -0,07654.$$

Na podstawie równań wydajności pompy (3.2) i momentu na wale pompy (3.3) wyznaczono sprawności wolumetryczne, mechaniczne i całkowite pompy. Przedstawiono analizy sprawności jednostki dla dwóch przykładowych parametrów nastawy pompy  $\varepsilon_p = 0,4$ ;  $\varepsilon_p = 1$ . Przykłady te zostały wybrane w celu ukazania nieliniowości charakterystyk jednostek.

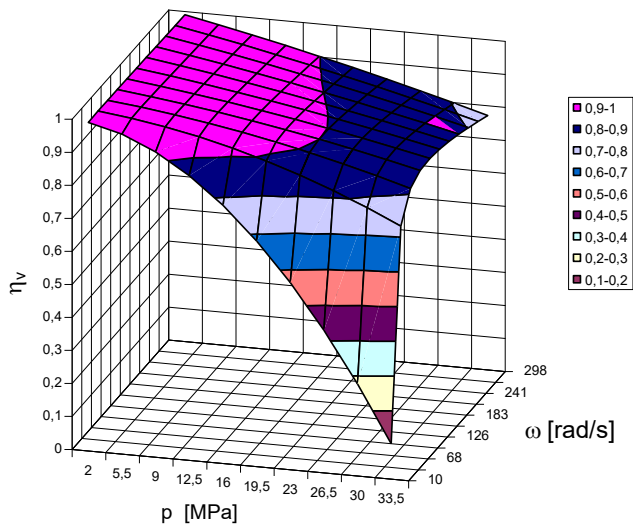
Na rysunku 3.7 przedstawiono sprawność wolumetryczną pompy dla  $\varepsilon_p = 0,4$ . Największy wpływ na sprawność wolumetryczną w tej nastawie ma ciśnienie pracy pompy. Dla minimalnego ciśnienia w układzie sprawność w funkcji prędkości kątowej jest najwyższa i waha się w przedziale (0,9–0,95). Dla maksymalnego ciśnienia (33,5 MPa) sprawność wolumetryczna pompy dla prędkości obrotowych powyżej 68 rd/s wynosi około 0,7. Dla wysokiego ciśnienia i małej prędkości kątowej wału pompy następuje znaczne pogorszenie sprawności wolumetrycznej i spada poniżej 0,7. Na rysunku 3.8 pokazano sprawność wolumetryczną pompy dla  $\varepsilon_p = 1$ . Charakter zmian sprawności wolumetrycznej jest podobny jak dla  $\varepsilon_p = 0,4$ , natomiast znacznie wyższe są odpowiednie sprawności i w większości obszaru pracy osiągają wartości powyżej 0,9.

Sprawność hydrauliczno-mechaniczną pompy dla  $\varepsilon_p = 0,4$  przedstawiono na rysunku 3.9. Największy wpływ na sprawność ma ciśnienie. Wraz z jego obniżeniem maleje ona do około 0,25 w całym zakresie prędkości kątowej. Dla maksymalnego ciśnienia sprawność wynosi 0,8–0,9. Dla  $\varepsilon_p = 1$  (rys. 3.10) występują podobne zależności, przy czym najwyższe osiągnięte sprawności wynoszą powyżej 0,9. Dla minimalnego ciśnienia pracy pompy, sprawność maleje do 0,5–0,6.

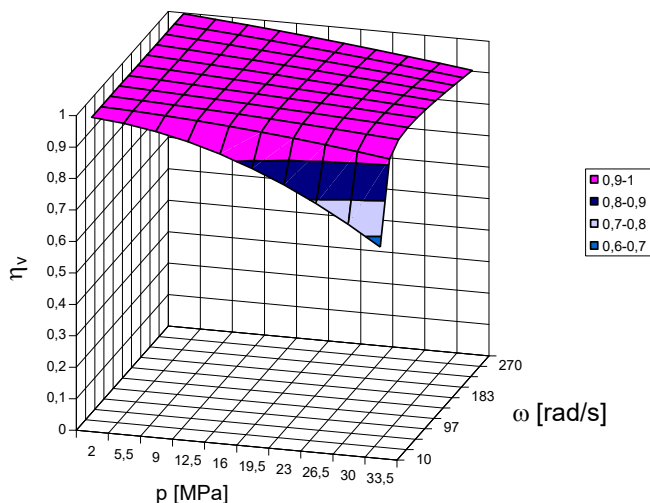
Na rysunku 3.11 przedstawiono sprawność całkowitą pompy dla  $\varepsilon_p = 0,4$ . Maksymalna sprawność (0,7–0,8) osiągana jest dla średnich prędkości kątowych – 68 do 183 rd/s i ciśnienia pracy około 25 MPa. Minimalna sprawność całkowita wynosi 0,23 dla 298 rad/s i 2 MPa. Na rysunku 3.12 przedstawiono sprawność całkowitą pompy dla  $\varepsilon_p = 1$ . Minimalna sprawność wynosi 0,37 dla 298 rad/s i ciśnienia 2 MPa. Natomiast

maksymalna sprawność całkowita wynosi 0,87 dla 157 rad/s i ciśnienia 32 MPa. Charakter zmian jest podobny jak dla charakterystyki z nastawą  $\varepsilon_p = 0,4$ .

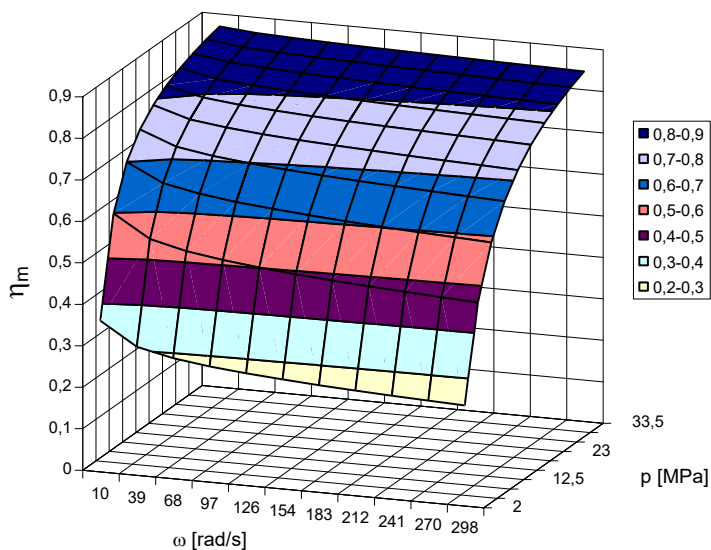
Z analizy wykresów (rys. 3.7–3.12) wynika, że sprawność całkowita pompy jest funkcją wychylenia tarczy pompy ( $\varepsilon_p$ ), prędkości kątowej jej wału ( $\omega_p$ ) i ciśnienia w układzie ( $p$ ); waha się w przedziale od 0,25 do 0,89. Tak duża rozpiętość powoduje, że nie można przyjąć dla tej pompy stałej sprawności. Co zostało uwzględnione w dalszych analizach.



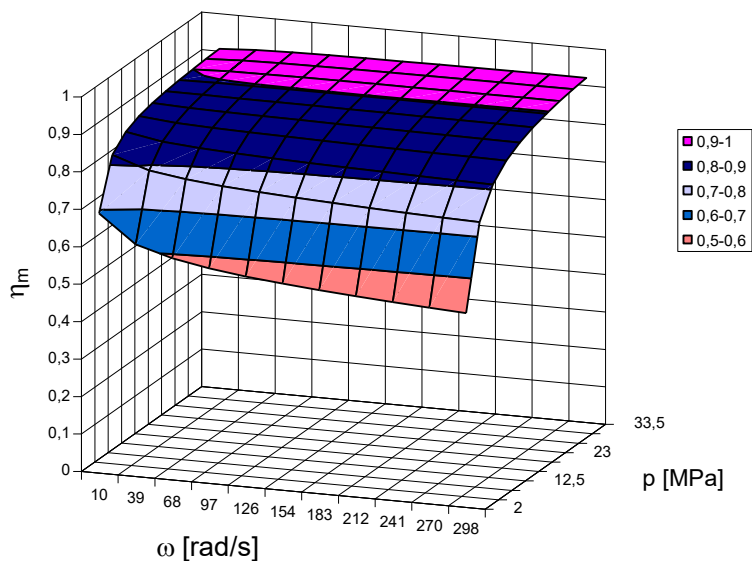
Rys. 3.7. Sprawność wolumetryczna pompy IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_p = 0,4$  [46]



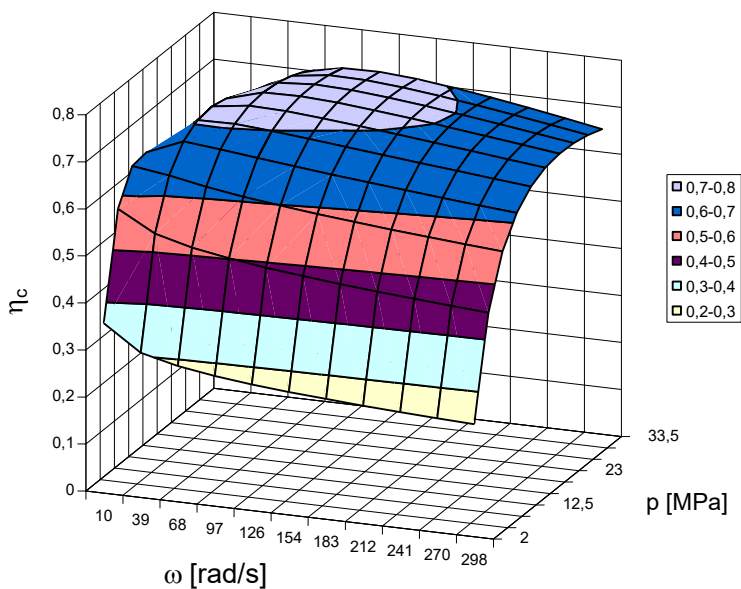
Rys. 3.8. Sprawność wolumetryczna pompy IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_p = 1$  [46]



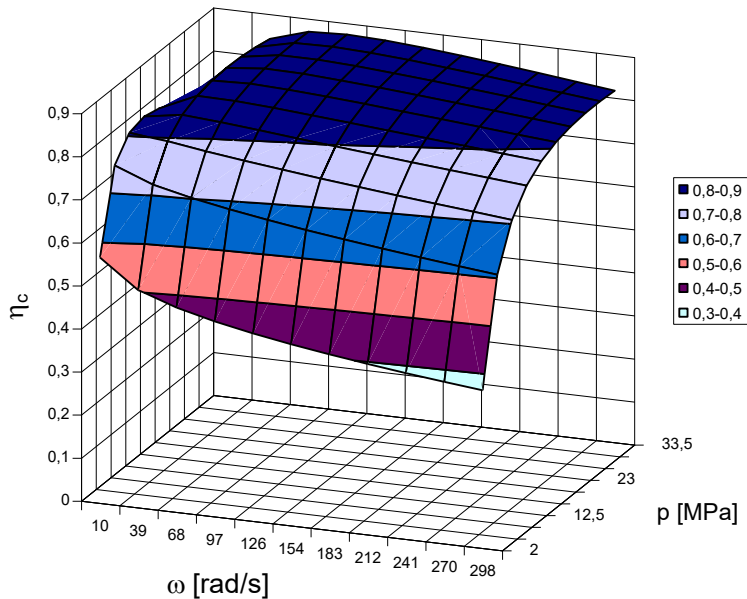
Rys. 3.9. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna  $\eta_m$  pompy IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_p = 0,4$  [46]



Rys. 3.10. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_p = 1$  [46]



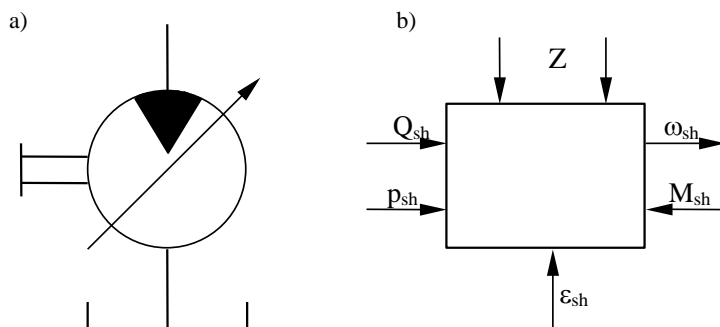
Rys. 3.11. Sprawność całkowita  $\eta_c$  pompy IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_p = 0,4$  [46]



Rys. 3.12. Sprawność całkowita  $\eta_c$  pompy IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_p = 1$  [46]

### 3.3. Silnik hydrostatyczny IT3-32

Schemat graficzny silnika hydrostatycznego o zmiennej wydajności przedstawiono na rysunku 3.13.



Rys. 3.13. Schemat graficzny silnika hydrostatycznego o zmiennej wydajności (a), schemat jednostki hydrostatycznej w pracy silnika (b);  $\omega_{sh}$  – prędkość kątowa wału silnika,  $M_{sh}$  – moment obrotowy na wale silnika,  $Q_{sh}$  – chłonność silnika,  $p_{sh}$  – spadek ciśnienia w silniku hydrostatycznym,  $Z$  – zakłócenia,  $\varepsilon_{sh}$  – nastawa silnika [46]

Charakterystykę chłonności silnika hydrostatycznego IT3-32, uzyskanej na podstawie badań doświadczalnych, opisuje funkcja [163]:

$$Q_{sh} = b_1 p + b_2 p^2 + b_3 n_{sh} \varepsilon_{sh} + b_4 p^2 \varepsilon_{sh} + b_5 p \varepsilon_{sh}^2 + b_6 \varepsilon_{sh} p n_{sh} + b_7 \varepsilon_{sh} p^2 n_{sh}^2 + b_8 p^2 n_{sh}^2 \varepsilon_{sh}^2 \quad (3.4)$$

Współczynniki funkcji regresji wynoszą:

$$b_1 = -0,05950; b_2 = 0,003327; b_3 = 0,032408; b_4 = -0,00232; b_5 = 0,105057; b_6 = 0,000162; b_7 = -1,503109; b_8 = 7,088 \times 10^{-10}.$$

Charakterystykę momentu obrotowego silnika hydrostatycznego IT3-32, uzyskanego na podstawie badań doświadczalnych, opisuje funkcja [163]:

$$M_{sh} = c_0 + c_1 p + c_2 n_{sh}^2 + c_3 p^2 n_{sh} + c_4 p n_{sh}^2 + c_5 p \varepsilon_{sh} + c_6 \varepsilon_{sh} p n_{sh}^2 + c_7 p n_{sh}^2 \varepsilon_{sh}^2 \quad (3.5)$$

Współczynniki funkcji wynoszą:

$$c_0 = -2,6839; c_1 = -0,2239; c_2 = -4,505 \times 10^{-7}; c_3 = 1,481 \times 10^{-6}; c_4 = -4,764 \times 10^{-8}; c_5 = 5,00178; c_6 = 2,017 \times 10^{-7}; c_7 = -2,135 \times 10^{-7}.$$

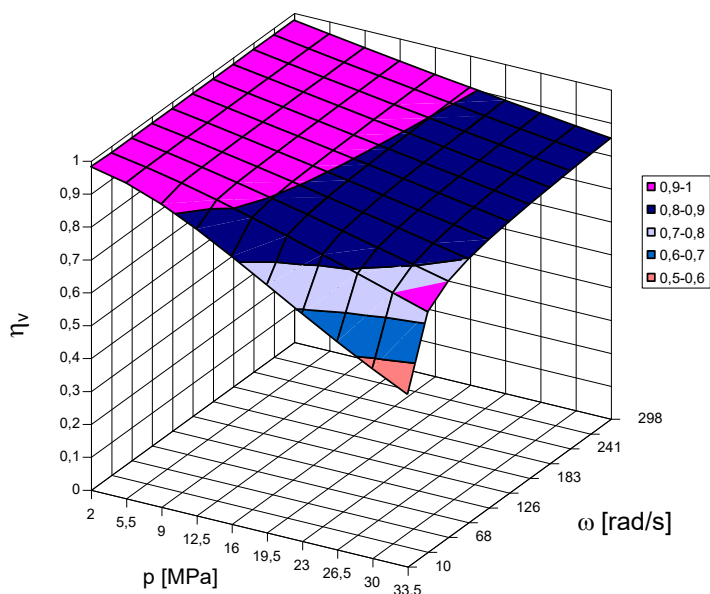
Na podstawie równań chłonności silnika (3.4) i momentu na jego wale (3.5) wyznaczono sprawności wolumetryczne  $\eta_v$ , hydrauliczno-mechaniczne  $\eta_m$  i całkowite  $\eta_c$  silnika. Analizę przeprowadzono dla dwóch przykładowych parametrów nastawy silnika  $\varepsilon_{sh} = 0,7$  i  $\varepsilon_{sh} = 1$ .

Na rysunku 3.14 przedstawiono sprawność wolumetryczną silnika dla  $\varepsilon_{sh} = 0,7$ . Dla minimalnego ciśnienia pracy sprawność wolumetryczna jest maksymalna i wynosi 0,97 dla całego zakresu prędkości kątowych. Ze wzrostem ciśnienia sprawność ta maleje i dla maksymalnego ciśnienia osiąga wartości poniżej 0,6 przy minimalnych prędkościach obrotowych. Gdy zwiększa się prędkość wału silnika, sprawność wolumetryczna wzrasta.

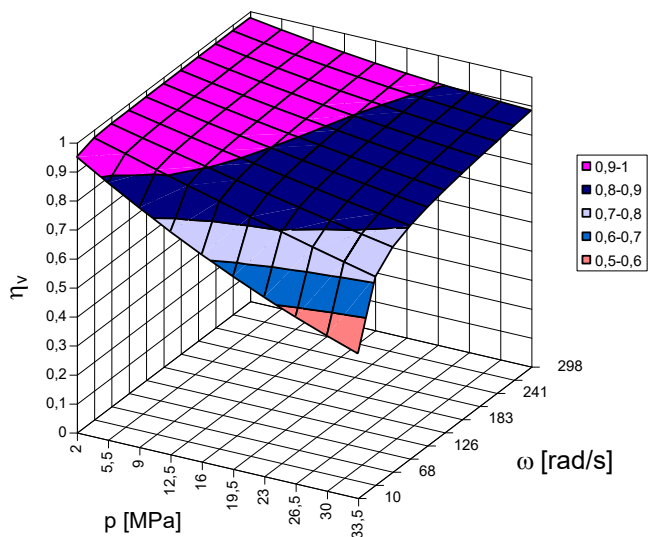
Podobny wykres sprawności wolumetrycznej otrzymano dla  $\varepsilon_{sh} = 1$  (rys. 3.15), przy czym maksymalna sprawność wynosi 0,98 dla całego zakresu prędkości kątowych i minimalnego ciśnienia, a minimalna wynosi poniżej 0,6 dla maksymalnego ciśnienia i minimalnej prędkości obrotowej wału.

Na kolejnych dwóch rysunkach (3.16 i 3.17) przedstawiono sprawność hydrauliczno-mechaniczną silnika, odpowiednio dla  $\varepsilon_{sh} = 0,7$  i  $\varepsilon_{sh} = 1$ . Analizując oba te wykresy można stwierdzić, że sprawność dla większości obszaru pracy silnika wynosi powyżej 0,8. Dla niskich ciśnień pracy (poniżej 8 MPa) sprawność znacząco spada. Dla niskich ciśnień i maksymalnych prędkości obrotowych w obu przypadkach osiąga wartości poniżej 0,3.

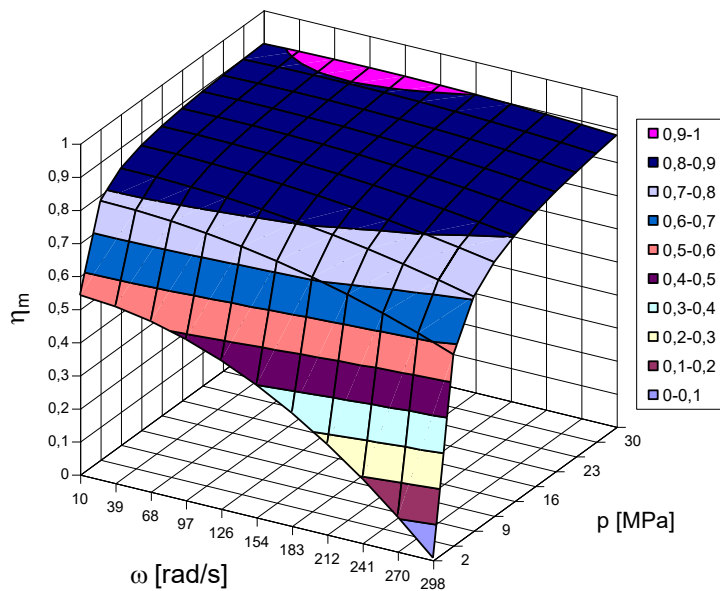
Na rysunku 3.18 pokazano sprawność całkowitą silnika hydrostatycznego dla  $\varepsilon_{sh} = 0,7$ . Sprawność całkowita dla większości obszaru pracy wynosi 0,7 do 0,8. Dla niskich ciśnień spada poniżej 0,6 dla wszystkich prędkości obrotowych. Dla  $\varepsilon_{sh} = 1$  (rys. 3.19) obserwujemy podobne co do charakteru wartości sprawności całkowitej (jak dla  $\varepsilon_{sh} = 0,7$ ), przy czym jest ona nieznacznie większa i dla niskich prędkości obrotowych (68–97 rad/s) i niskich ciśnień (9–12 MPa) osiąga wartość ponad 0,8.



Rys. 3.14. Sprawność wolumetryczna silnika hydrostatycznego IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_{sh} = 0,7$  [46]

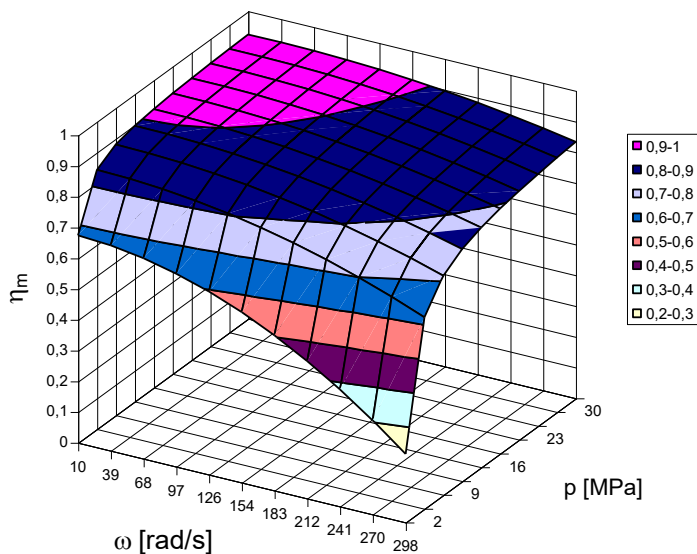


Rys. 3.15. Sprawność wolumetryczna silnika hydrostatycznego IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_{sh} = 1$  [46]

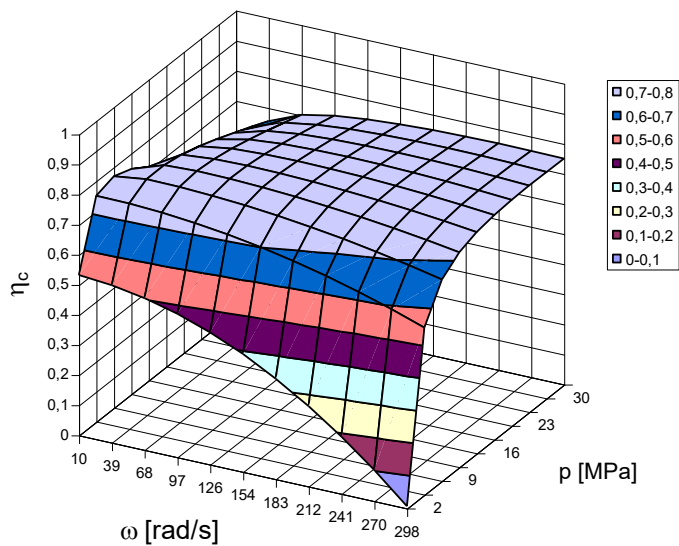


Rys. 3.16. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna silnika hydrostatycznego IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_{sh} = 0,7$  [46]

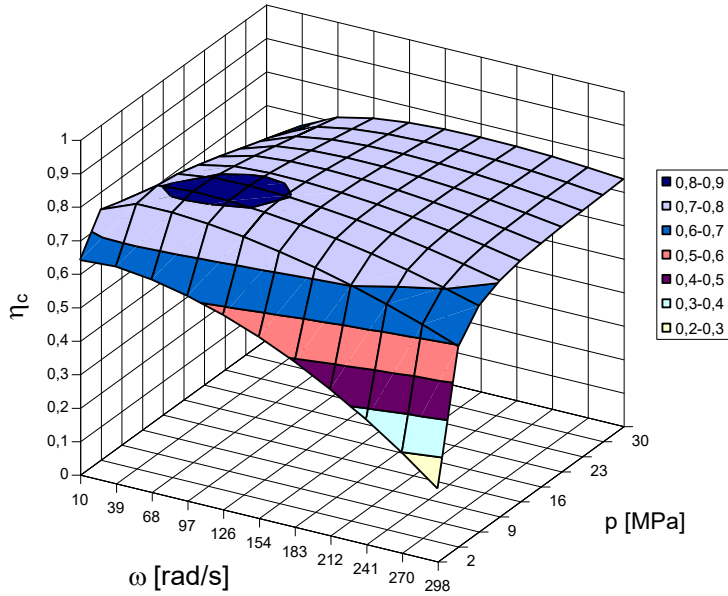




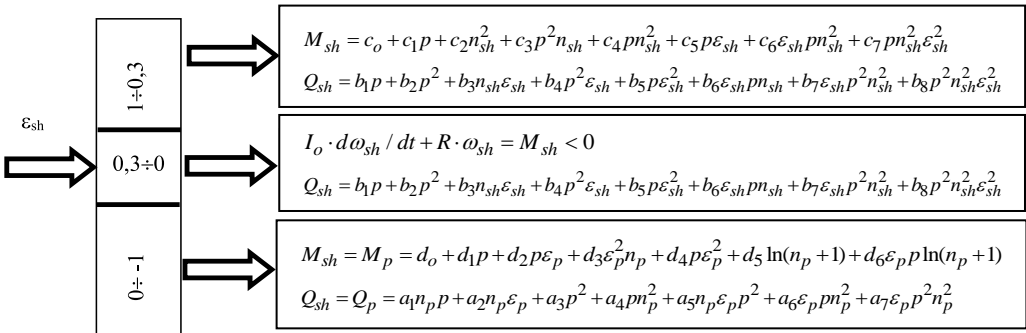
Rys. 3.17. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna silnika hydrostatycznego IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\epsilon_{sh} = 1$  [46]



Rys. 3.18. Sprawność całkowita silnika hydrostatycznego IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\epsilon_{sh} = 0,7$  [46]



Rys. 3.19. Sprawność całkowita silnika hydrostatycznego IT3-32 w funkcji prędkości kątowej i ciśnienia dla  $\varepsilon_{sh} = 1$  [46]



Rys. 3.20. Model silnika hydrostatycznego poszerzonego o strefę samohamowności [46], [61]

W rozpatrywanym układzie wieloźródłowym silnik hydrostatyczny pracuje jako jednostka odwracalna, dlatego model został poszerzony o granicę samohamowności [61], ustaloną na poziomie  $\varepsilon_{shg} = 0,3$ . Oznacza to, że dla  $0 \leq \varepsilon_{sh} \leq 0,3$  silnik będzie znajdował się w strefie samohamowności.

Wówczas moment czynny, uzyskany na wale silnika hydrostatycznego, jest mniejszy od zera. Moment, który powoduje obrót wału silnika związany jest z bezwładnością

obciążenia ( $I_o$ ), pomniejszony o straty związane z tarciami wewnątrz silnika. Dla  $\varepsilon_{sh} < 0$  zastosowano w modelu układu wieloźródłowego model pompy hydrostatycznej ( $Q_{sh} = Q_p$ ,  $M_{sh} = M_p$ ) (rys. 3.20).

### 3.4. Straty hydrauliczne w przewodach instalacji

Główna trudność podczas wyznaczania strat ciśnienia wynika z możliwości powstania w jednym obwodzie wielu rodzajów przepływu, powodujących straty ciśnienia o różnych wartościach, przy czym często nie można a priori określić rodzaju przepływu, który rzeczywiście nastąpi [6], [148]. O tym czy przepływ w danym elemencie jest laminarny, czy burzliwy można się przekonać, porównując liczbę bezwymiarową nazywaną liczbą Reynoldsa określaną jako

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (3.6)$$

w której:

$D$  – średnica wewnętrzna przewodu [m],

$v$  – prędkość przepływu w określonym punkcie elementu [m/s],

$\nu$  – współczynnik lepkości kinematycznej cieczy [ $m^2/s$ ], ze stałą tzw. krytyczną liczbą Reynoldsa  $Re_{kr}$ .

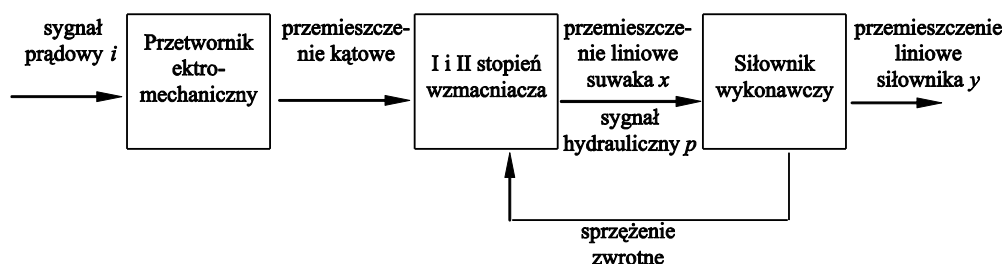
Jeżeli  $Re < Re_{kr}$ , przepływ będzie laminarny, jeżeli  $Re > Re_{kr}$ , przepływ będzie burzliwy.

Dla przewodów rurowych, biorąc za wymiar średnicę  $d$  przewodu oraz za prędkość  $v$  przepływu jednorodnego w przewodzie (prędkość średnią), krytyczna liczba Reynoldsa wyniesie około 2500. W elementach o bardziej złożonych kształtach nie można mówić o wyraźnym przejściu pomiędzy obszarem uwarstwionym a burzliwym, ponieważ obydwa rodzaje mogą występować jednocześnie w różnych punktach elementu. W pracy przyjęto założenie, że straty hydrauliczne ograniczają się tylko do strat liniowych w przewodach [93], [132], [137]. Dlatego też straty hydrauliczne będą wyznaczane według zależności:

$$\Delta p = \begin{cases} \frac{64}{Re} \frac{\rho L v^2}{2d} & \text{dla } Re \leq 2500 \\ 0,3164 Re^{-0,25} \frac{\rho v^2 L}{2d} & \text{dla } Re > 2500 \end{cases} \quad (3.7)$$

### 3.5. Dwustopniowy wzmacniacz elektrohydrauliczny AW10

Wzmacniaczami elektrohydraulicznymi nazywamy serwowzawory przepływowe i ciśnieniowe ze sterowaniem elektrycznym [1], [59], [111], [124], [160]. W tym przypadku zadaniem wzmacniacza elektrohydraulicznego jest sterowanie wydajnością (chłonnością) jednostek hydrostatycznych przez zmianę położenia ich tarcz wychylonych. Rezultatem zastosowania wzmacniacza elektrohydraulicznego jest znaczne wzmocnienie sygnału sterującego i jego zamiana z sygnału prądowego małej mocy na sygnał hydrauliczny, który jest zdolny do odpowiedniego wychylenia tarczy. Na rysunku 3.21 przedstawiono ideowy schemat blokowy wzmacniacza elektrohydraulicznego (AW10).



Rys. 3.21. Schemat blokowy wzmacniacza elektrohydraulicznego (AW10) [46]

Wzmacniacz składa się z następujących elementów [111], [163]:

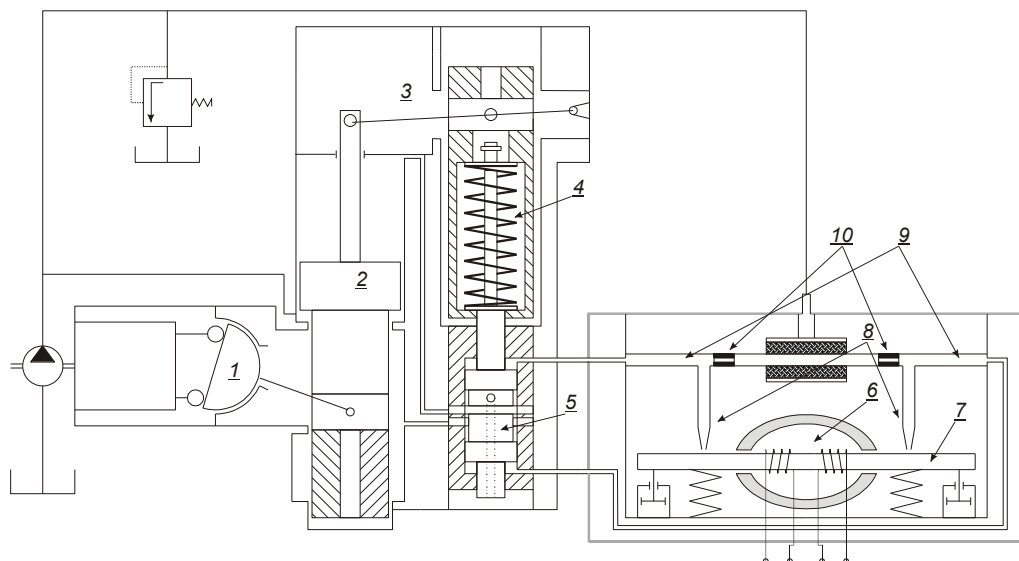
- dwustopniowy wzmacniacz elektrohydrauliczny,
  - elektromechaniczny przetwornik momentowy,
  - I stopień – dysza–przysłona,
  - II stopień – rozdzielacz suwakowy;
- tłok sterujący wychyleniem tarczy jednostki hydrostatycznej.

Model symulacyjny sterownika został zbudowany, a następnie pozytywnie zweryfikowany [46]. Jego model matematyczny został wykorzystany w algorytmie wyznaczania nastaw układu wieloźródłowego.

#### 3.5.1. Opis działania wzmacniacza elektrohydraulicznego

Wzmacniacz elektrohydrauliczny (rys. 3.22) steruje kątem wychylenia tarczy (1) pompy lub silnika hydrostatycznego za pomocą siłownika dwustronnego działania (2), połączonego ze wzmacniaczem kanałami zasilającymi [1], [111]. Zastosowanie do sterowania wydajnością pompy wzmacniacza elektrohydraulicznego umożliwia sterowanie za pomocą elektrycznego sygnału wejściowego. Sygnał jest przesyłany w postaci natężenia prądu sterującego  $i$  do uzwojenia elektromagnesu silnika momentowego (6).

Powoduje to obrót przysłony (7) i zmianę jej położenia względem dysz (8). Jednocześnie przemieszcza się suwak (5) rozdzielacza. Zmiana położenia przysłony względem dysz powoduje zmianę ciśnienia w komorach sterujących (9) wzmacniacza, zasilanych przez kryzy (10) z pompy hydrostatycznej. Powstała w ten sposób różnica ciśnień, działających na suwak (5) rozdzielacza, powoduje jego przemieszczenie i połączenie jednego z kanałów zasilających siłownik ze źródłem zasilania. W wyniku tego tłok siłownika przemieszcza się w odpowiednim kierunku, przestawiając tarczę sterującą pompy. Między tłokiem sterującym a suwakiem rozdzielacza występuje mechaniczne sprzężenie zwrotne (3). Tłok sterujący, przesuwając się wywiera nacisk na sprężynę (4) występującą w sprzężeniu zwrotnym, dążąc do równowagi sił działających na suwak rozdzielacza i powrotu suwaka do położenia początkowego, w którym kanały zasilające siłownik sterujący są odcięte od źródła zasilania.



Rys. 3.22. Schemat ideowy dwustopniowego wzmacniacza elektrohydraulicznego AW10 [163]:

- 1 – tarcza wychylona, 2 – siłownik sterujący, 3 – sprzężenie zwrotne,  
 4 – sprężyna sprzężenia zwrotnego, 5 – suwak rozdzielacza,  
 6 – silnik momentowy, 7 – przysłona, 8 – dysze,  
 9 – komory sterujące wzmacniacza 10 – kryzy

Układ tak zbudowano, że dla określonego sygnału prądowego tarcza oporowa pompy jest wychylona o określony kąt. Gdy zmieni się prąd sterujący, wówczas zmieni się ciśnienie w komorach sterujących wzmacniacza i tarcza wychylona ustawi się pod innym kątem, natomiast odcięcie zasilania elektromagnesu spowoduje powrót układu do stanu początkowego, czyli do zerowego wychylenia tarczy jednostki.



### Równanie ruchu przysłony

$$K_1 i + S_1 \frac{L_R}{2} (p_1 - p_2) = r_R \Theta + c_{\varphi z} \frac{d\Theta}{dt} + I_z \frac{d^2\Theta}{dt^2} \quad (3.8)$$

warunki graniczne dla  $|\Theta| \geq \Theta_{gr} \Rightarrow \Theta = \Theta_{gr}, \frac{d\Theta}{dt} = 0, \frac{d^2\Theta}{dt^2} = 0;$

warunki początkowe  $\Theta_0 = 0, \frac{d\Theta_0}{dt} = 0, \frac{d^2\Theta_0}{dt^2} = 0.$

### Bilans przepływu dla prawego zaworu dysza–przysłona

$$\mu_w S_5 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_z - p_1|} = \mu_w \pi d_2 \left( h_0 + \frac{L_R}{2} \operatorname{tg} \Theta \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} \quad (3.9)$$

### Bilans przepływu dla lewego zaworu dysza–przysłona

$$\mu_w S_5 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_z - p_2|} = \mu_w \pi d_2 \left( h_0 - \frac{L_R}{2} \operatorname{tg} \Theta \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \quad (3.10)$$

Oznaczenia dla wzorów (3.8)–(3.10):

$K_1$  – współczynnik wzmocnienia przetwornika (4,54 Nm/A),

$i$  – prąd sterujący [A],

$S_1$  – powierzchnia przekroju dyszy ruchomej [m<sup>2</sup>],

$L_R$  – odległość między dyszami ruchomymi [m],

$p_1, p_2$  – ciśnienia sterowania suwakiem rozdzielacza [Pa],

$r_R$  – sztywność przysłony [Nm/rad],

$I_z$  – moment bezwładności przysłony [kg m<sup>2</sup>],

$\Theta, \frac{d\Theta}{dt}, \frac{d^2\Theta}{dt^2}$  – kąt [rad], prędkość [rad/s] i przyspieszenie wychylenia przysłony [rad/s<sup>2</sup>],

$c_{\varphi z}$  – współczynnik tłumienia przysłony [N/m],

$\mu_w$  – współczynnik wypływu (0,65),

$S_5$  – powierzchnia przekroju dyszy stałej [m<sup>2</sup>],

$\rho$  – masa właściwa cieczy [kg/m<sup>3</sup>],

$p_z$  – ciśnienie zasilania [Pa],

$d_2$  – średnica dyszy [m],

$h_0$  – wielkość szczeliny między dyszą a przysłoną w stanie równowagi [m].

Współczynniki zastosowane w równaniach matematycznych zostały przyjęte z badań doświadczalnych przeprowadzonych w Kombinacie PZL Hydral S.A. we Wrocławiu [163].

### Równanie ruchu suwaka rozdzielacza

$$S_2(p_1 - p_2) = k \left( x + \frac{l_2 y}{l_1 + l_2} \right) + f \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.11)$$

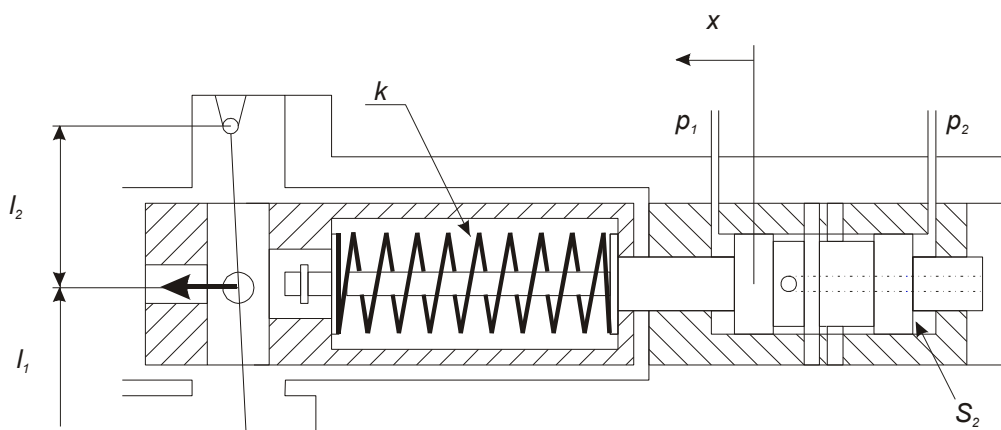
warunki początkowe:  $x(0) = 0; \frac{dx}{dt}(0) = 0$

warunki graniczne:  $\sum F \geq 0$  i  $|x| \geq x_{gr} \Rightarrow |x| = x_{gr}, \frac{dx}{dt} = 0, \frac{d^2 x}{dt^2} = 0, x_{gr} = 0,003$  [m]

w którym:

$S_2$  – powierzchnia przekroju suwaka [m<sup>2</sup>],

$k$  – współczynnik sprężystości sprężyny [N],



Rys. 3.24. Drugi stopień wzmocnienia

$x, \frac{dx}{dt}, \frac{d^2 x}{dt^2}$  – odpowiednio przesunięcie [m], prędkość [m/s] i przyspieszenie [m/s<sup>2</sup>]

suwaka rozdzielacza,

$l_1, l_2$  – długości dźwigni sprzężenia zwrotnego [m],

$y$  – przemieszczenie tłoka sterującego [m],

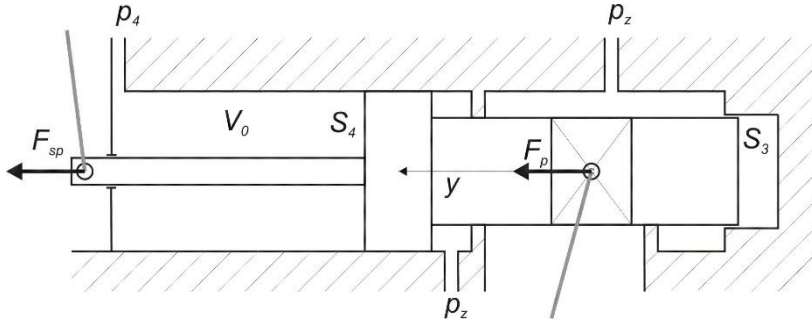
$m$  – masa suwaka + 1/3 masy sprężyny [kg],

$f$  – współczynnik tłumienia suwaka [kg/s].



### Równanie ruchu tłoka sterującego

$$p_4 S_4 - p_z S_3 = F_{sp} + F_p + f_t \frac{dy}{dt} + m_T \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (3.12)$$



Rys. 3.25. Tłok sterujący

warunki początkowe:  $x(0) = 0; \frac{dx}{dt}(0) = 0$

warunki graniczne:  $\sum F \geq 0$  i  $|y| \geq y_{gr} \Rightarrow |y| = y_{gr}, \frac{dy}{dt} = 0, \frac{d^2 y}{dt^2} = 0, y_{gr} = 0,04$

w którym:

- $p_4$  – ciśnienie panujące nad siłownikiem sterującym [Pa],
- $S_3, S_4$  – dolna i górna powierzchnia tłoka siłownika [m<sup>2</sup>],
- $f_t$  – współczynnik tłumienia tłoka sterującego [kg/s],
- $m_T$  – masa tłoka sterującego [kg],
- $F_{sp}$  – siła pochodząca od sprzężenia zwrotnego [N],
- $F_p$  – siła pochodząca od pulsacji pompy [N].

### Równanie przepływu dla tłoka sterującego

a)  $p_1 > p_2$

$$\mu_w A(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_z - p_4)} = S_4 \frac{dy}{dt} + \frac{V_0 + S_4 y}{B} \frac{dp_4}{dt} \quad (3.13)$$

warunek początkowy:  $p_z(0) = p_z, p_4(0) = \frac{p_z S_3}{S_4}$

warunek graniczny:  $p_4 > 0$

b)  $p_1 < p_2$ 

$$\mu_w A(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_4} = S_4 \frac{dy}{dt} - \frac{V_0 - S_4 y}{B} \frac{dp_4}{dt} \quad (3.14)$$

w którym:

- $A(x)$  – pole powierzchni okna suwaka rozdzielacza [m<sup>2</sup>],
- $V_0$  – objętość komory nad tłokiem w górnym jego położeniu [m<sup>3</sup>],
- $B$  – moduł sprężystości cieczy [Pa].

### 3.5.4. Badania symulacyjne sterownika jednostek hydrostatycznych

Badaniom symulacyjnym poddano model matematyczny układu sterowania wydajnością i wykonano je w programie MATLAB/SIMULINK. Podczas badań obserwowano zachowanie się układu dla dwóch rodzajów wymuszeń prądu sterującego  $i$  [46]:

$i = i_0 I(t)$ , w którym  $i_0 = 1, 3$  i  $6$  mA,

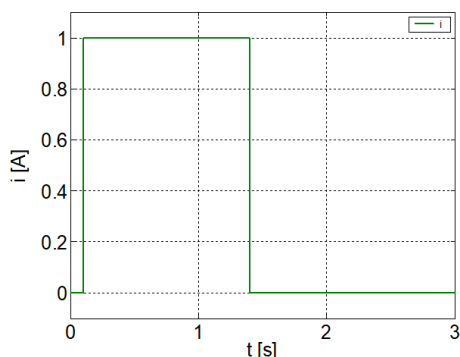
$i = i_0 \sin(\omega t)$  dla  $i_0 = \pm 6$  mA oraz  $\omega = 0,3; 1; 10; 20$  Hz

Przebiegi zilustrowano na rys. 3.26.

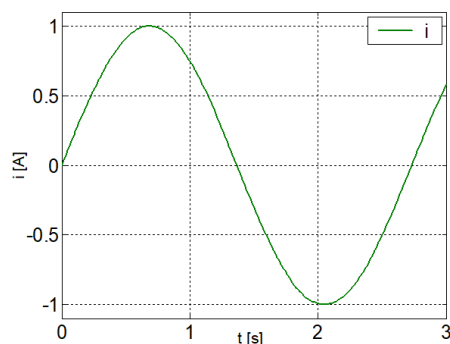
Podczas badań analizowano odpowiedzi na wymuszenia następujących wielkości charakteryzujących układ:

- $\Theta$  – przemieszczenie kątowe przysłony [rad],
- $p_1, p_2$  – ciśnienie działające na suwak rozdzielacza [Pa],
- $x$  – przemieszczenie suwaka rozdzielacza [m],
- $Q$  – przepływ przez okno rozdzielacza [m<sup>3</sup>/s],
- $p_4$  – ciśnienie panujące nad tłokiem sterującym [MPa],
- $y$  – przemieszczenie tłoka sterującego wychyleniem tarczy [m].

a)

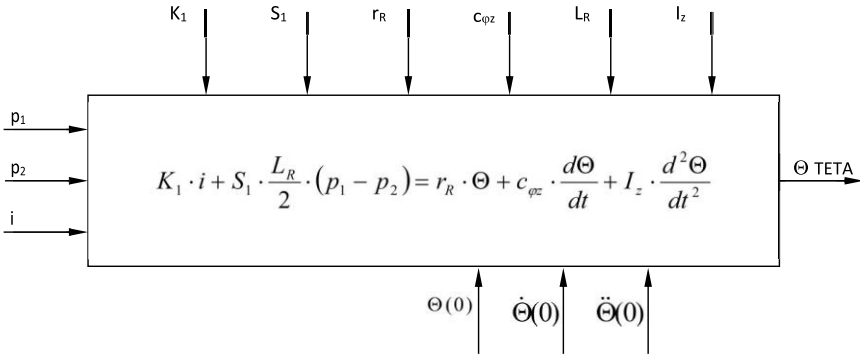


b)

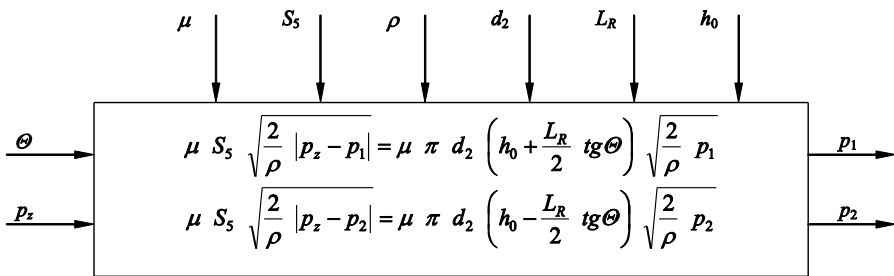


Rys. 3.26. Przebiegi prądu sterującego  $i$ : a) skok jednostkowy, b) sinusoidalny

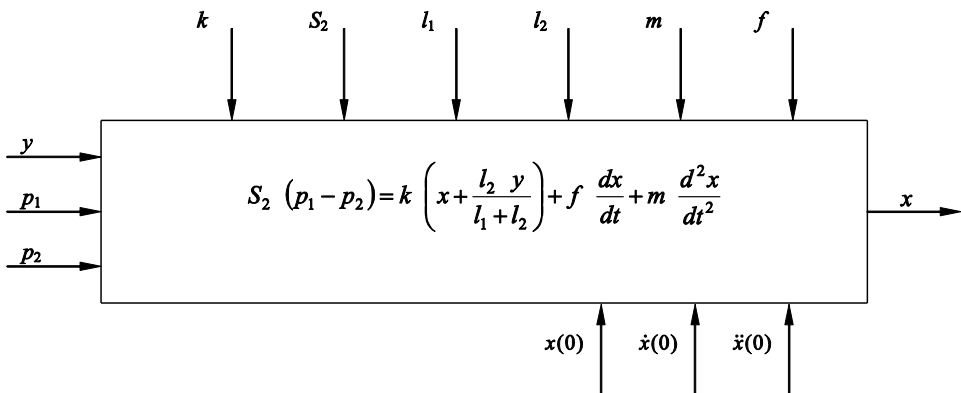
Model symulacyjny sterownika składa się z pięciu elementarnych bloków. Reprezentują one w programie MATLAB/SIMULINK równania (3.8)–(3.14), obszerniej opisane w rozdziale 3.5. Wyodrębnione bloki przedstawiono na rysunkach 3.27–3.31.



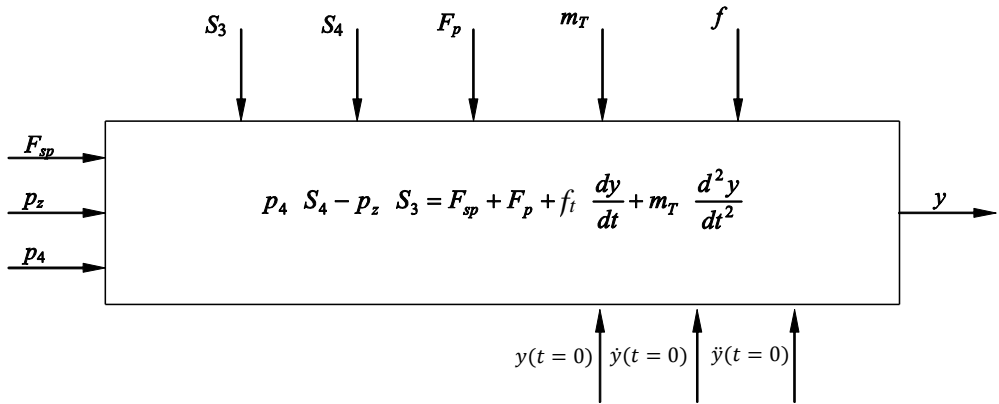
Rys. 3.27. Blok symulacyjny opisujący równanie ruchu przysłona



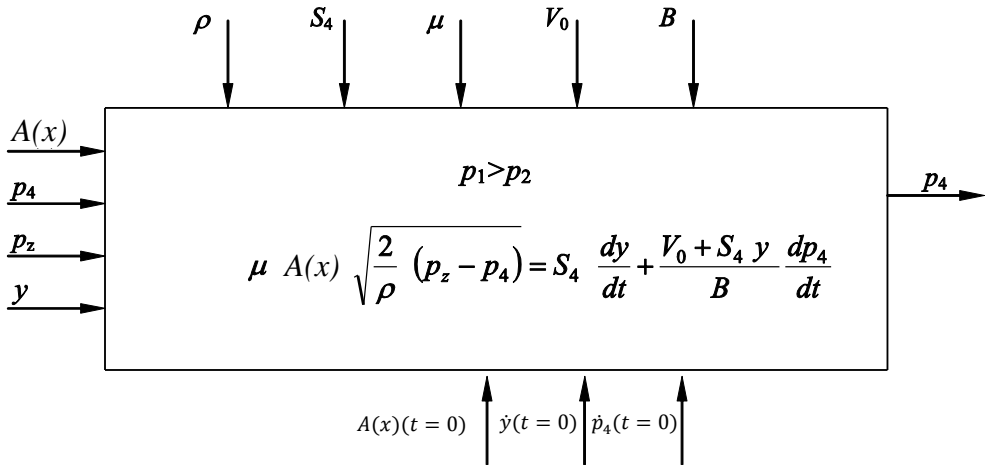
Rys. 3.28. Blok symulacyjny opisujący bilans przepływu dla prawego i lewego zaworu dysza–przysłona



Rys. 3.29. Blok symulacyjny opisujący równanie ruchu suwaka rozdzielacza



Rys. 3.30. Blok symulacyjny opisujący równanie ruchu tłoka sterującego



Rys. 3.31. Blok symulacyjny opisujący równanie przepływu dla tłoka sterującego

Pierwszy zestaw wykresów (rys. 3.32) wykonano dla skokowo rosnącego i malejącego prądu sterującego  $i = i_{\max} = 6 \text{ mA}$  (rys. 3.32a). Na rysunku 3.32b przedstawiono przemieszczenie kątowne  $\Theta$  zwory pierwszego stopnia wzmacniacza. Przy maksymalnej wartości prądu sterującego  $i = 6 \text{ mA}$  zwora obraca się o kąt  $\Theta = 5,63 \times 10^{-3}$ . W takim położeniu zwora zakrywa jedną z dysz, przez co ciśnienie  $p_1$  po odpowiedniej stronie układu rośnie do ciśnienia zasilania (rys. 3.32c), które jest równe 10 MPa, podczas gdy po drugiej stronie następuje spadek ciśnienia  $p_2$  do wartości około 0,5 MPa (rys. 3.32d). Na skutek powstałej różnicy ciśnień  $p_1 - p_2$ , suwak drugiego stopnia wzmacniacza przemieszcza się (rys. 3.32e) o wartość  $x_{\max} = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$ .

Suwak zaczyna swój ruch po czasie 0,009 s od podania prądu  $i$ , a osiąga wartość maksymalną  $x_{\max}$  po czasie 0,022 s i zajmuje maksymalne położenie  $x_{\max} = 3 \times 10^{-3}$  m w czasie 0,657 s. W tym momencie siły od sprzężenia zwrotnego i różnicy ciśnień działających na suwak wyrównują się. Siła sprzężenia zwrotnego przemieszcza suwak do punktu zerowego, powrót suwaka następuje od położenia  $x_{\max}$  do  $x = 0$  i trwa 0,343 s. Suwak do czasu  $t = 1,4$  s zajmuje położenie zerowe  $x = 0$  m.

Przesuwając się, suwak odsłania okno rozdzielacza, w wyniku czego pojawia się przepływ cieczy zasilający tłok sterujący (rys. 3.32f), osiągając wartość maksymalną  $Q_{\max} = 5,85 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>/s po czasie 0,031 s od podania prądu, następnie maleje aż do  $Q = 0$  m<sup>3</sup>/s, gdy suwak rozdzielacza zajmuje położenie zerowe.

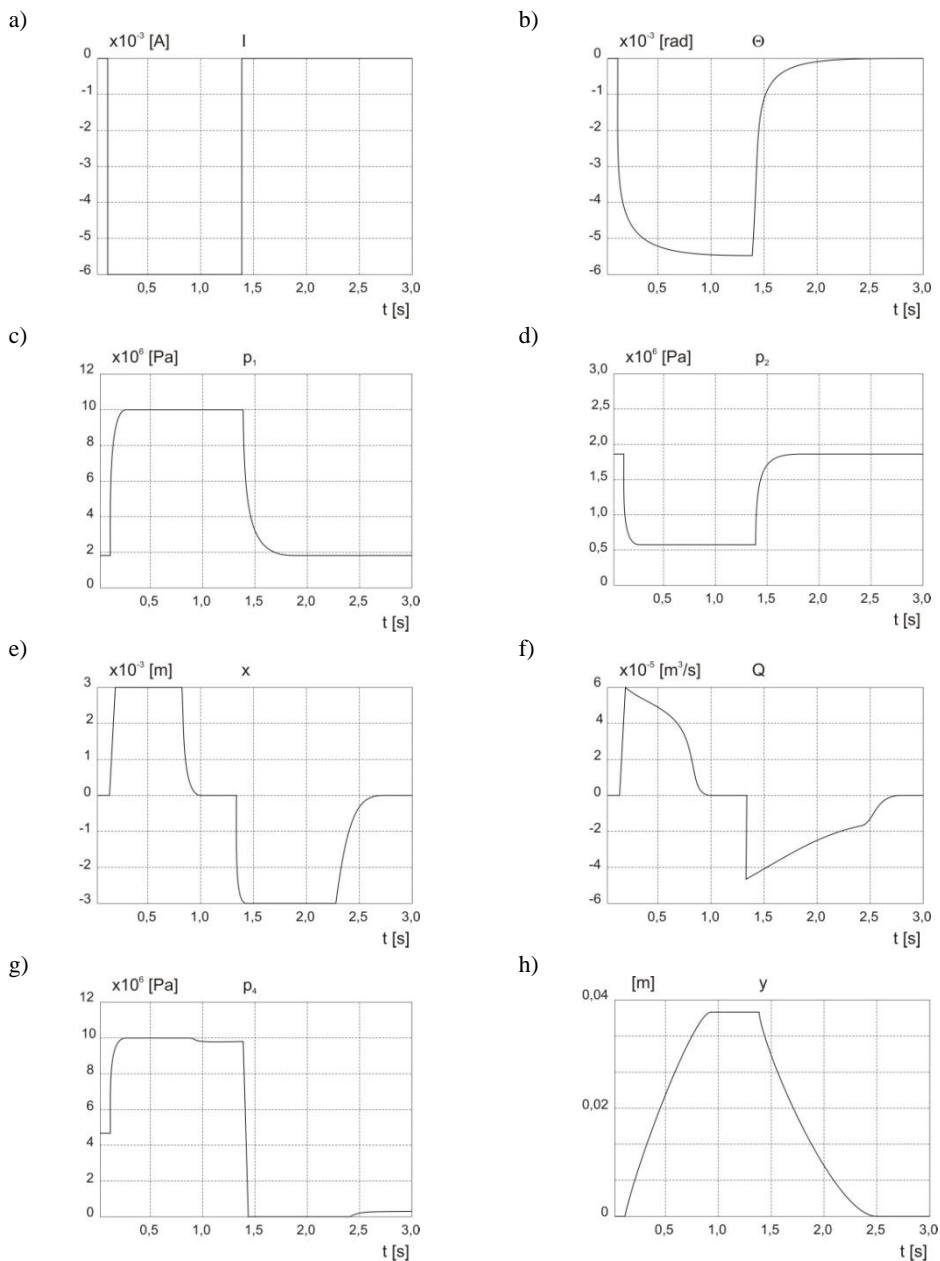
Przepływowi towarzyszy zmiana ciśnienia  $p_4$  nad tłokiem sterującym (rys. 3.32g). Zaczyna ono rosnać, gdy suwak rozdzielacza zaczyna się poruszać, a więc po czasie 0,009 s od podania prądu i rośnie przez czas 0,022 s, osiągając wartość ciśnienia zasilania równą 10 MPa. Gdy suwak rozdzielacza wraca do położenia zerowego, ciśnienie panujące nad tłokiem zostaje ustalone na poziomie 9,56 MPa.

Wzrost ciśnienia  $p_4$  nad tłokiem sterującym powoduje przemieszczenie tłoka  $y$  (rys. 3.32h), aż do wartości maksymalnej  $y_{\max} = 39,2 \times 10^{-3}$  m. Tłok zaczyna swój ruch po czasie 0,015 s od podania prądu i przemieszcza się przez 0,985 s, gdy suwak rozdzielacza wraca do położenia zerowego. Opóźnienie działania jest spowodowane bezwładnością tłoka oraz koniecznością pokonania siły od sprężyny w sprzężeniu zwrotnym. Tak więc od momentu podania prądu do osiągnięcia przez tłok sterujący wartości maksymalnej mija 1,085 s. Gdy prąd sterujący jest równy zeru ( $i = 0$  mA), wówczas zwora powraca do położenia początkowego  $\Theta = 0$  rad, a ciśnienie  $p_1$  i  $p_2$  osiąga równą wartość na poziomie 1,85 MPa. Na suwak rozdzielacza działa więc tylko siła od sprzężenia zwrotnego przesuując go do skrajnego położenia  $x_{\min} = -3 \times 10^{-3}$  m, w czasie 0,022 s, gdzie pozostaje przez 0,857 s, a następnie wraca do położenia zerowego przez 0,421 s.

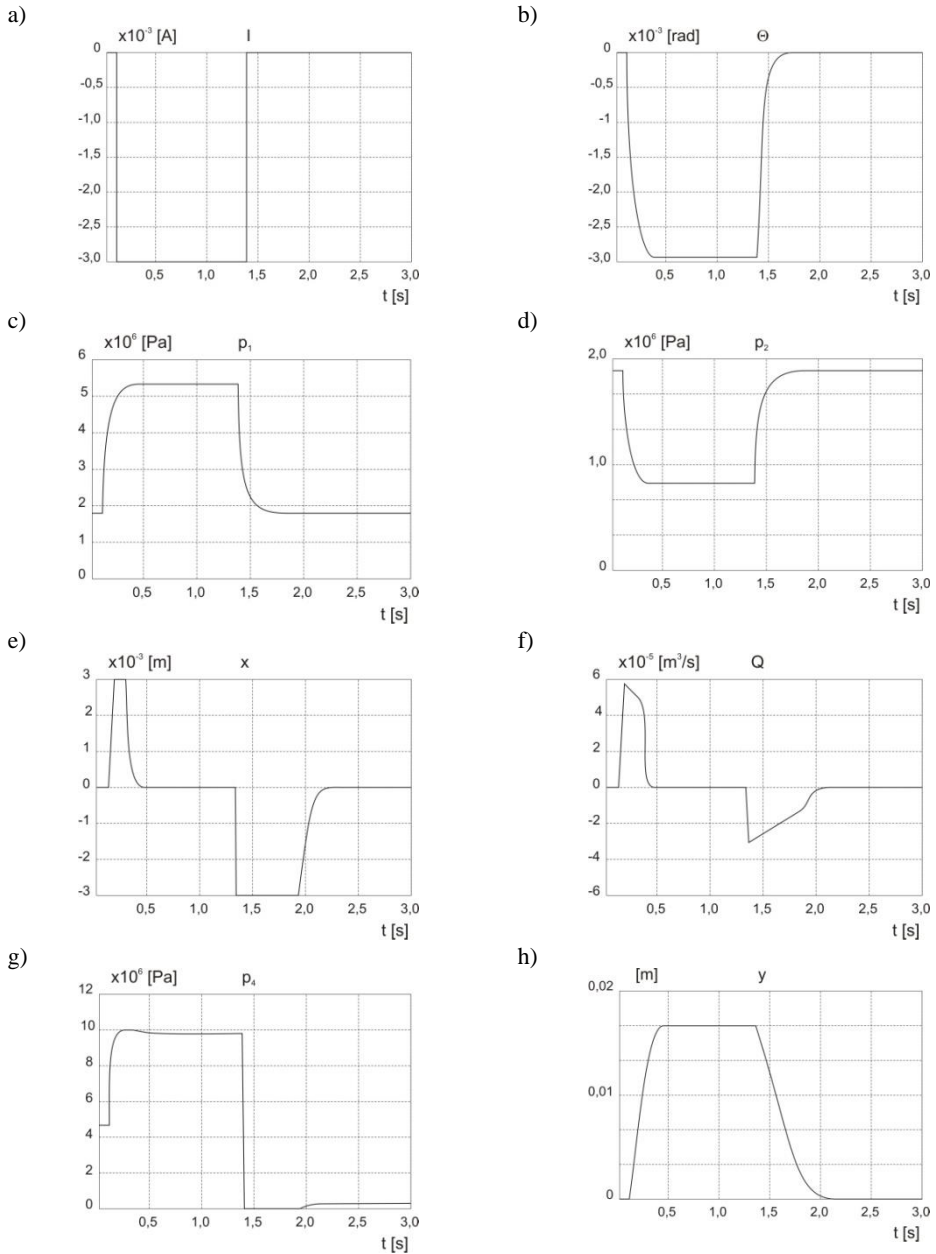
W wyniku ruchu suwaka, nad tłokiem sterującego wypływa czynnik roboczy pod ciśnieniem 0,8 MPa, a maksymalny przepływ wynosi  $4,9 \times 10^{-5}$  m<sup>3</sup>/s.

Wskutek opisanych zmian tłok sterujący wraca do zerowego położenia w czasie 1,3 s, czyli ruch powrotny, zgodnie z oczekiwaniem, trwa o 0,215 s dłużej niż ruch od położenia zerowego do maksymalnego. Dalej podano dwa inne przykłady otrzymane dla innych wymuszeń prądu sterującego (rys. 3.33 i 3.34).

W wyniku przeprowadzenia obszernych symulacji układu sterowania wychYLENIEM tarcz oraz na podstawie wynikających z nich stanów ustalonych przemieszczenia tłoka siłownika (na rys. 3.32–3.34 pozycja „h” w zestawach) oraz dla różnych wartości wymuszeń (na rys. 3.32–3.34 pozycja „i” w zestawach), otrzymano charakterystykę przemieszczenia tłoka sterującego ( $y$ ) w funkcji prądu sterującego ( $i$ ) (rys. 3.35).

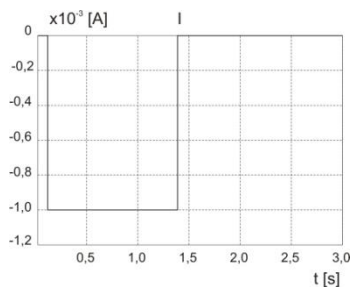


Rys. 3.32. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na skokowe wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\Theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę

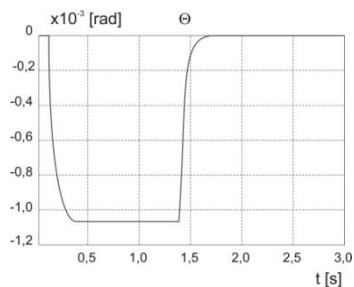


Rys. 3.33. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na skokowe wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\Theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę

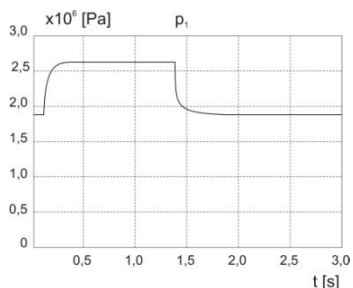
a)



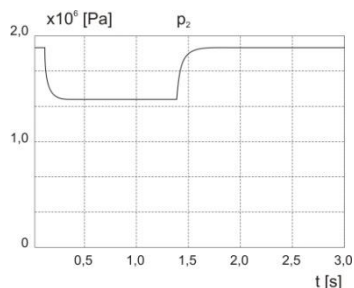
b)



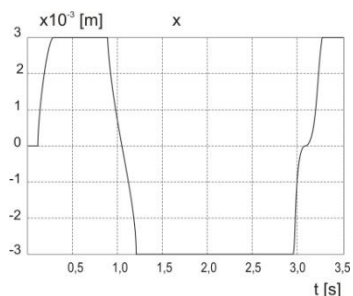
c)



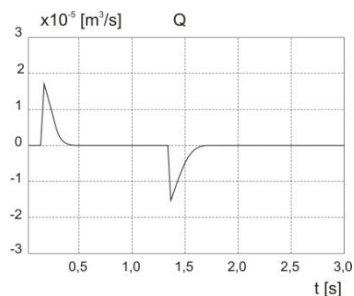
d)



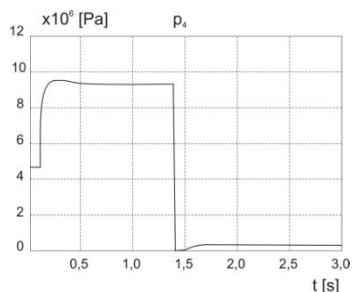
e)



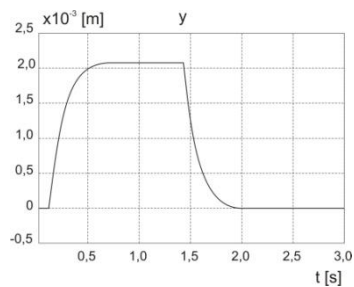
f)



g)



h)



Rys. 3.34. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na skokowe wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę

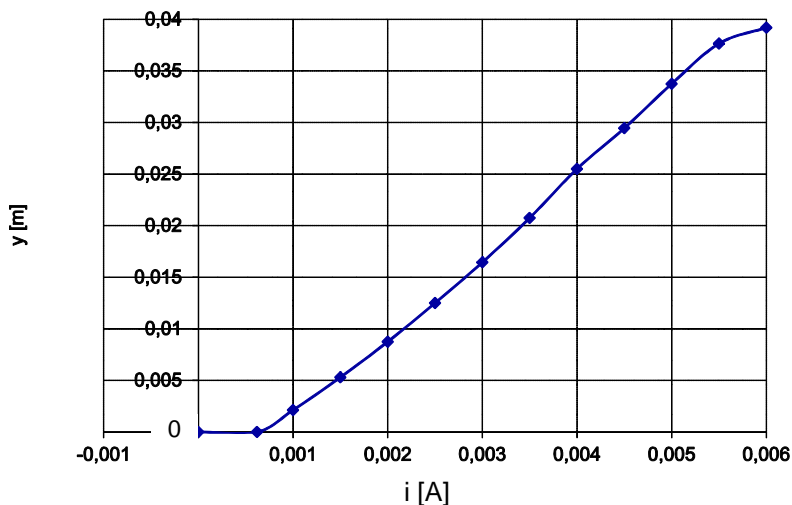


W zakresie minimalnego i maksymalnego prądu sterującego można zaobserwować zjawisko nasycenia charakterystyki statycznej (rys 3.35). Jest to skutek zjawisk dynamicznych typu bezwładność układu (przystony, suwaka rozdzielacza lub siłownika) lub nieliniowości spowodowanej tarciem w poszczególnych parach kinematycznych.

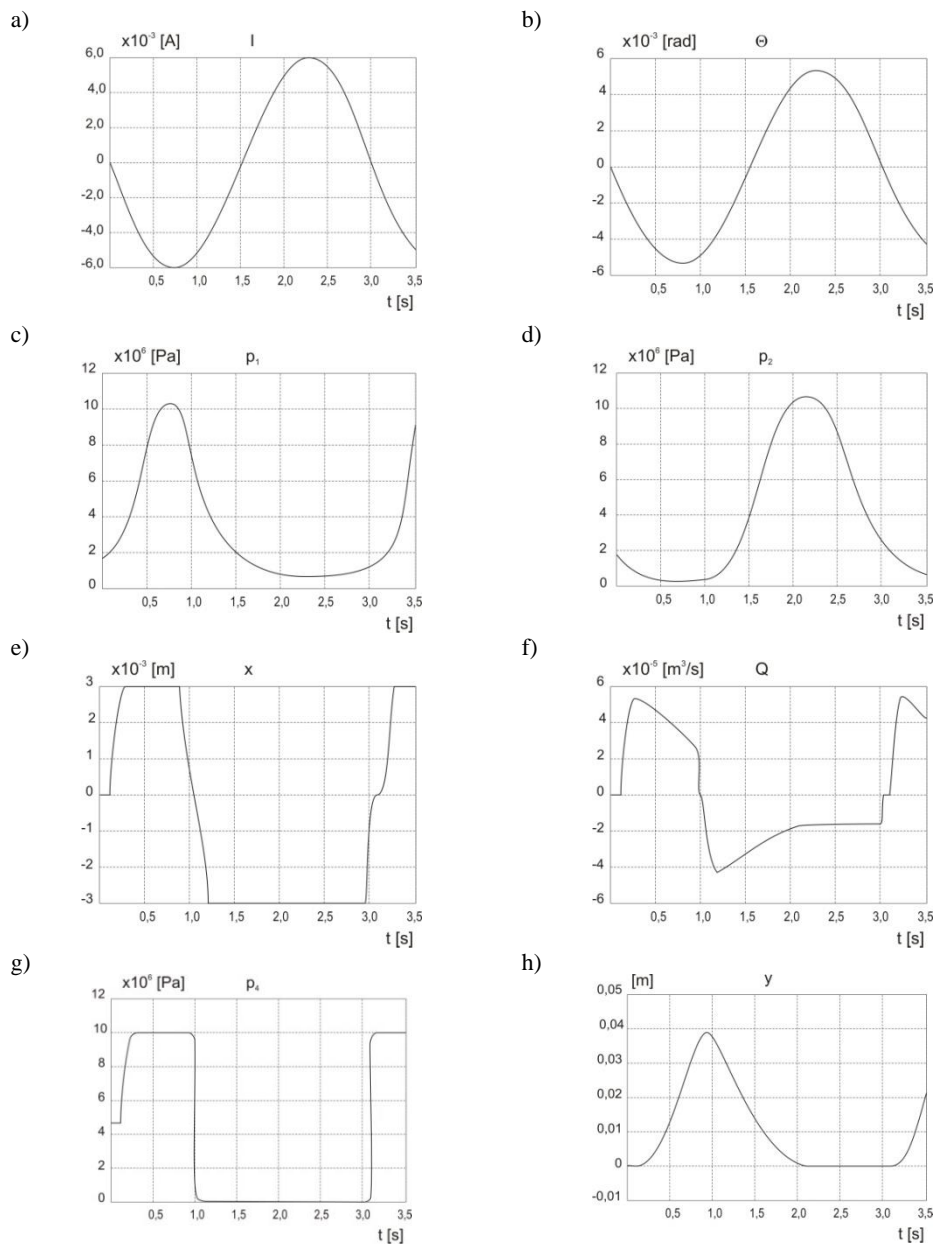
Celem dalszych badań jest określenie reakcji układu sterowania wychyleniem tarcz jednostek hydrostatycznych na wymuszenia prądem zmieniającym się sinusoidalnie. Na rysunku 3.36 przedstawiono zachowanie się układu przy sinusoidalnym prądzie sterującym o amplitudzie 12 mA i częstotliwości 0,3 Hz (2,1 rad/s). Tłok sterujący dla takiego wymuszenia wykona zadaną trajektorię ruchu. Po wymuszeniu skokowym 6 mA tłok osiąga wartość ustaloną równą  $y_{\max} = 39,2 \times 10^{-3}$  m (rys. 3.32h). Występuje jednak przesunięcie fazowe między prądem sterującym a ruchem tłoka o 0,435 rad. Wynika to z bezwładności ruchomych elementów układu oraz z konieczności pokonania siły napięcia wstępnego w sprężynie sprzężenia zwrotnego.

Zestawy wykresów z rysunków 3.37–3.39 ilustrują zachowanie się układu przy sinusoidalnym wymuszeniu sterującym  $i = 6 \sin(2\pi ft)$  i częstotliwościach: 1 Hz (6,3 rad/s) – rys. 3.37; 10 Hz (63 rad/s) – rys. 3.38; 20 Hz (126 rad/s) – rys. 3.39.

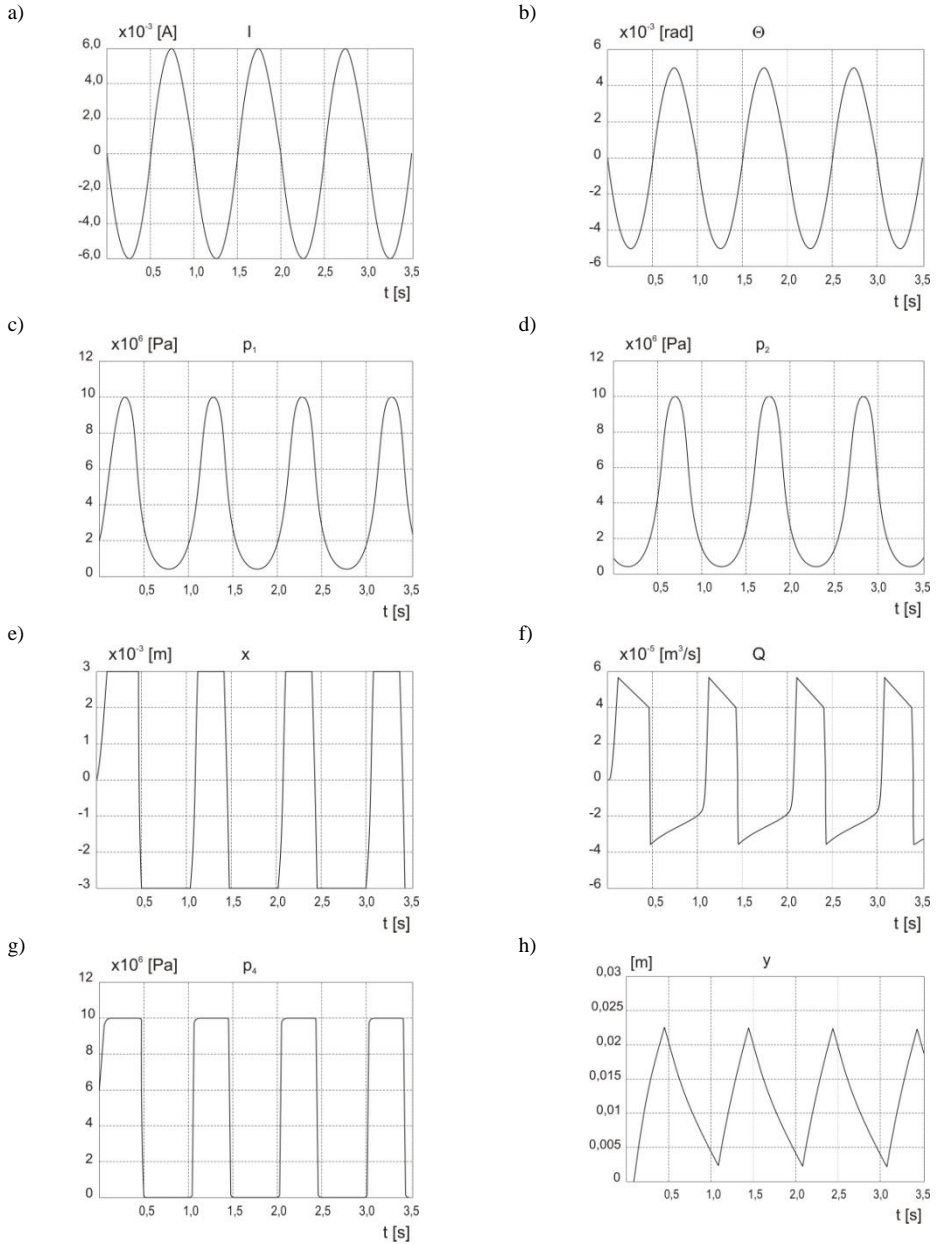
Tłok sterujący we wszystkich tych przypadkach nie realizuje ruchu wynikającego z funkcji sterowania. Przesunięcie tłoka sterującego ma następujące wartości:  $y = 22,4 \times 10^{-3}$  m – rys. 3.37;  $y = 1,5 \times 10^{-3}$  m – rys. 3.38;  $y = 0$  m – rys. 3.39. Spowodowane jest to zbyt dużą częstotliwością wymuszenia sterowania. Bezwładność układu sterowania powoduje brak realizacji zadanego przebiegu (dla za dużych częstotliwości).



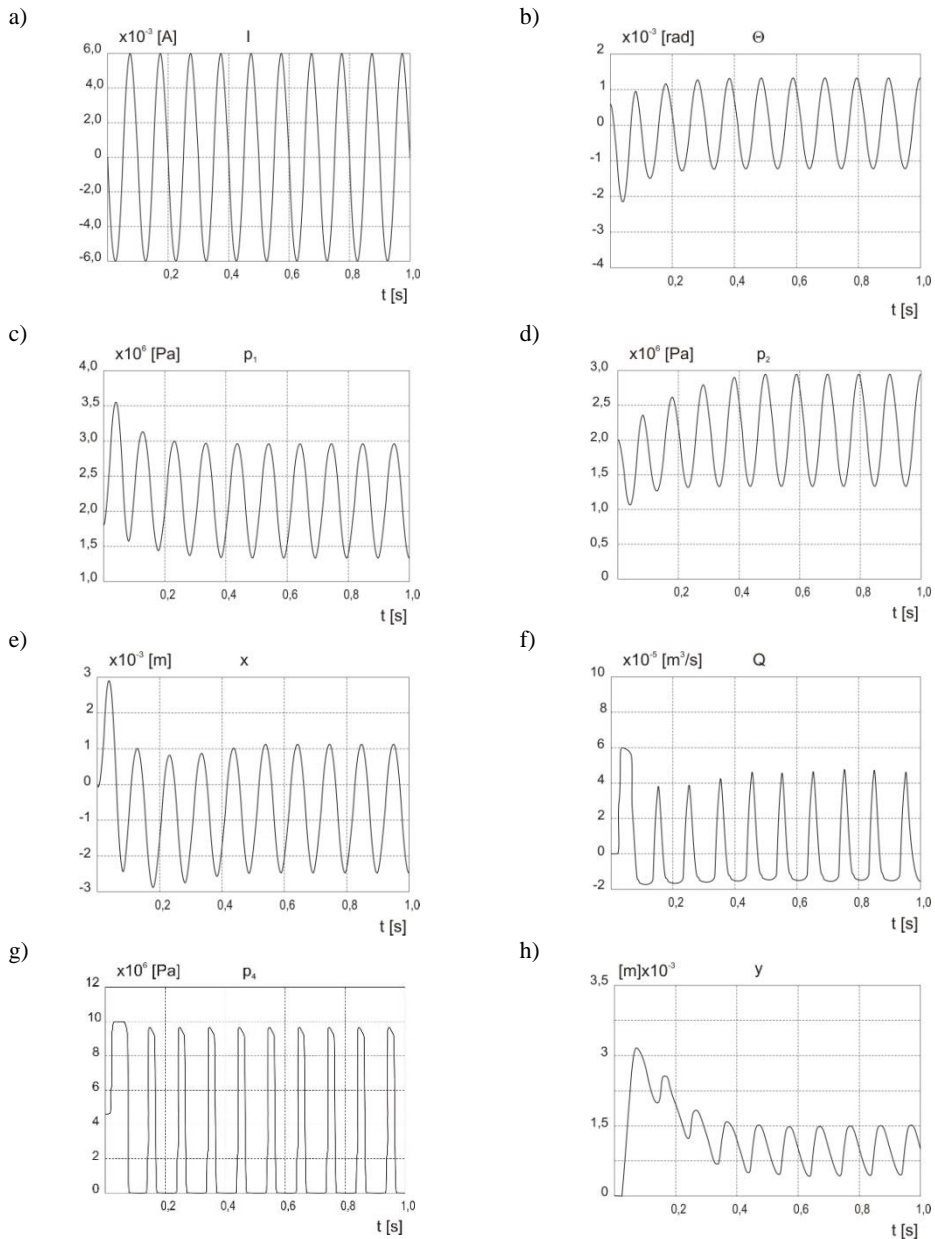
Rys. 3.35. Charakterystyka statyczna przemieszczenia  $y$  tłoka sterującego wychyleniem tarczy oporowej w funkcji prądu sterującego  $i$



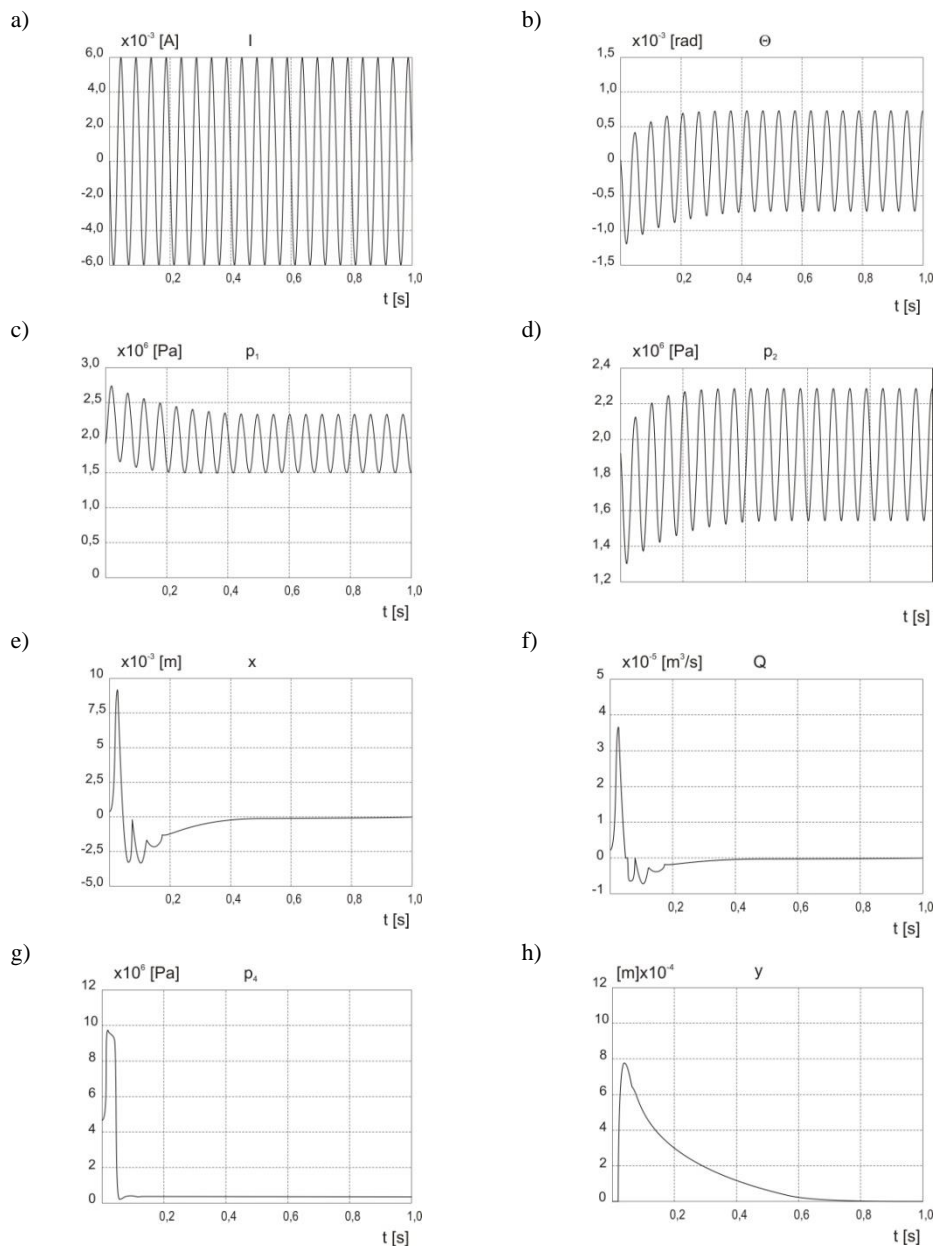
Rys. 3.36. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na zadane wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\Theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę



Rys. 3.37. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na zadane wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\Theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę



Rys. 3.38. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na zadane wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\Theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę



Rys. 3.39. Zestaw wykresów przedstawiających odpowiedzi wielkości opisujących działanie wzmacniacza elektrohydraulicznego na zadane wymuszenie prądu sterującego  $i$ : a) wymuszenie prądu sterującego  $i(t)$ , b) wychylenie przysłony  $\Theta(t)$ , c), d) ciśnienie  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$  w komorach I stopnia wzmacniacza, e) przemieszczenie  $x(t)$  suwaka rozdzielacza, f) przepływ  $Q(t)$  przez okno rozdzielacza, g) ciśnienie  $p_4(t)$  w komorze tłoka sterującego położeniem tarczy wychylnej, h) przemieszczenie  $y(t)$  siłownika wychylającego tarczę

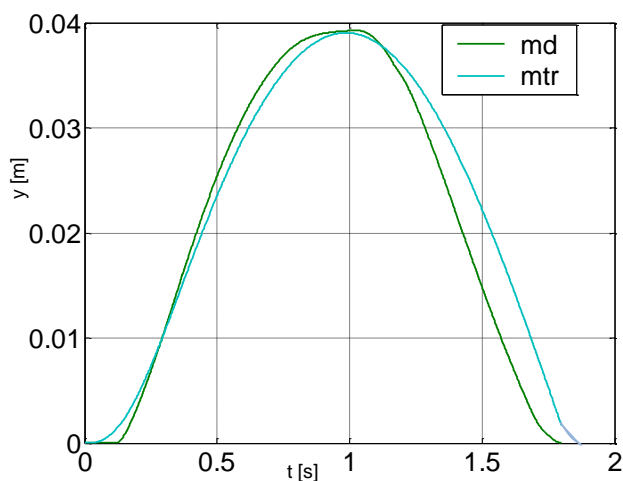
Z wykresów na rysunkach 3.37–3.39 wynika, że układ poprawnie reaguje przy maksymalnych zmianach prądu sterującego do częstotliwości nie większej niż 0,3 Hz. Oczywiście zmniejszenie amplitudy wymuszenia powoduje zwiększenie częstotliwości granicznej, rośnie natomiast przy większych częstotliwościach wymuszenia prądu sterującego; układ nie może poprawnie zrealizować zadanej trajektorii ruchu tłka.

Z badań wykonanych przez autora niniejszej pracy wynika, że budując modele symulacyjne układów wieloźródłowych, w których występuje wzmacniacz elektrohydrauliczny (opisany równaniami 3.8 do 3.14), można zastąpić go członem inercyjnym II rzędu o równaniu:

$$\left(T_1 \frac{dy}{dt} + 1\right) \left(T_2 \frac{dy}{dt} + 1\right) y = kx \quad (3.15)$$

w którym  $T_1 = 0,01$  s;  $T_2 = 0,15$  s,  $k = 6,54$ .

W celu ilościowej oceny dokładności odtwarzania przebiegów porównano wyniki otrzymane podczas symulacji, w której użyto pełny model matematyczny sterownika oraz model zastąpiony członem inercyjnym II rzędu (rys. 3.40). Definiując błąd nadążania  $q_e$  jako:



Rys. 3.40. Porównanie wyników symulacji układu sterowania zamodelowanego za pomocą pełnego modelu matematycznego ( $m_d$ ) i zastąpionego członem inercyjnym II rzędu ( $m_{tr}$ )

$$q_e = q - q_d \quad (3.16)$$

w którym:  $q$  – wartość zadana,  $q_d$  – wartość otrzymana w symulacji,

oraz wprowadzając następujące wskaźniki jakości odwzorowania przebiegu:

- całkę kwadratu błędu nadążania

$$E = \int_0^{t_c} (q_e - q)^2 dt \quad (3.17)$$

- maksymalny błąd nadążania

$$q_{e\max} = \max |q_e| \quad (3.18)$$

otrzymano wartości tych wskaźników. Błąd w odwzorowaniu przesunięcia elementu wykonawczego (tłoka sterującego tarczą wychylną) w przypadku zastąpienia modelu matematycznego wzmacniacza elektrohydraulicznego wyznaczonym członem inercyjnym, wynosi dla:

- skoku jednostkowego

$$E = 3,18 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ (tj. 1,65\%)},$$

$$q_{e\max} = 11,2 \times 10^{-3} \text{ m (tj. 28,5\%);}$$

- wymuszenia sinusoidalnego (0,30 Hz)

$$E = 1,49 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ (tj. 1,23\%)},$$

$$q_{e\max} = 2,07 \times 10^{-3} \text{ m (tj. 5,26\%).}$$

## 3.6. Akumulator gazowo-hydrauliczny

### 3.6.1. Model Benedicta–Webba–Rubina akumulatora gazowo-hydraulicznego

Dla niepolarnych gazów i cieczy stosuje się empiryczne równania stanu w postaci równania Benedicta–Webba–Rubina (BWR) [2], [9], [10], [43], [71], [155].

Na podstawie [26], [127] przyjęto, że stałą charakteryzującą wymianę ciepła między akumulatorem i otoczeniem będzie cieplna stała czasowa  $\tau$ . Definiowana jest jako czas, po którym podczas swobodnej wymiany ciepła, akumulator schładza się do temperatury  $T$  o 63% początkowej różnicy temperatury akumulatora i otoczenia. Cieplna stała czasowa opisywana jest następującą zależnością:

$$\tau = \frac{c_v m}{\alpha_c S} \quad (3.19)$$

w której

$c_v$  – średnie ciepło właściwe gazu przy przemianie izochorycznej [J/kg K],

$m_g$  – masa gazu [kg],

$\alpha_c$  – współczynnik wymiany ciepła między gazem a otoczeniem [W/m<sup>2</sup>K],

$S$  – powierzchnia wymiany ciepła [m<sup>2</sup>].

Podczas przemiany następuje zamiana entropii właściwej. Różniczka zupełna entropii właściwej ma postać:

$$ds = \left[ \frac{\partial s}{\partial T} \right]_V dT + \left[ \frac{\partial s}{\partial V} \right]_T dV \quad (3.20)$$

Po przekształceniu otrzymuje się wyrażenie, czyli różniczkę zupełną temperatury, która jest podstawą do wyprowadzania równania różniczkowego przemiany termodynamicznej:

$$dT = \left[ \frac{\partial T}{\partial s} \right]_V ds + \left[ \frac{\partial T}{\partial V} \right]_s dV \quad (3.21)$$

przedstawiając następujące zależności ważne dla gazu rzeczywistego:

$$\left[ \frac{\partial T}{\partial s} \right]_V = \frac{T}{mc_v} \quad (3.22)$$

$$\left[ \frac{\partial T}{\partial V} \right]_s = -\frac{T}{mc_v} \left[ \frac{\partial p_g}{\partial T} \right]_V \quad (3.23)$$

$$ds = \alpha_c S \frac{T_{ot} - T}{T} \quad (3.24)$$

otrzymano

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\alpha_c S}{mc_v dt} (T_{ot} - T) - \frac{T}{mc_v} \left[ \frac{\partial p_g}{\partial T} \right]_V \frac{dV}{dt} \quad (3.25)$$

czyli podstawiając

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad (3.26)$$

otrzymano ostateczne równanie różniczkowe przemiany termodynamicznej

$$\frac{dT}{dt} = \frac{(T_{ot} - T)}{\tau dt} - \frac{T}{mc_v} \left[ \frac{\partial p_g}{\partial T} \right]_V Q \quad (3.27)$$



Dla przemiany izochorycznej redukuje się ono do następującej postaci ( $dV = 0$ )

$$\frac{dT}{dt} = \frac{(T_{ot} - T)}{\tau dt} \quad (3.28)$$

Na podstawie [9] przyjęto równanie BWR. Ma ono postać

$$p_g = \rho_g T \left[ RB\rho_g + C\rho_g^2 + D\rho_g^3 + E\rho_g^4 + F\rho_g^5 + (G + H\rho_g^2)\rho_g^2 \exp(-a_{20}\rho_g^2) \right] \quad (3.29)$$

w którym:

$\rho_g$  – gęstość gazu [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],

$p_g$  – ciśnienie gazu [Pa],

$T$  – temperatura gazu [K],

$R$  – stała gazowa (dla  $\text{N}_2$   $R = 0,48058$  [J/mol K]),

$c_v$  – ciepło właściwe gazu przy przemianie izohorycznej [J/(kg·K)],

$m$  – masa gazu [kg],

$S$  – pole powierzchni wymiany ciepła [ $\text{m}^2$ ],

$\alpha_c$  – współczynnik wymiany ciepła między gazem a otoczeniem [W/( $\text{m}^2 \cdot \text{K}$ )],

$V$  – objętość [ $\text{m}^3$ ].

Współczynniki  $B$ – $H$  są wyłącznie funkcjami temperatury i wynoszą:

$$B = a_1 - \frac{a_2}{T} - \frac{a_3}{T^2} - \frac{a_4}{T^3} - \frac{a_5}{T^4}; \quad C = a_6 + \frac{a_7}{T} + \frac{a_8}{T^2}; \quad D = a_9 + \frac{a_{10}}{T}; \quad E = a_{11} + \frac{a_{12}}{T}; \quad F = \frac{a_{13}}{T};$$

$$G = \frac{a_{14}}{T^3} - \frac{a_{15}}{T^4} - \frac{a_{16}}{T^5}; \quad H = \frac{a_{17}}{T^3} - \frac{a_{18}}{T^4} - \frac{a_{19}}{T^5}.$$

Współczynniki  $a_i$  dla  $\text{N}_2$  wynoszą:

$$a_1 = 4,805 \times 10^{-1}; \quad a_2 = 1,504 \times 10^2; \quad a_3 = -2,607 \times 10^3; \quad a_4 = 1,279 \times 10^6;$$

$$a_5 = -2,943 \times 10^7; \quad a_6 = 3,750 \times 10^1; \quad a_7 = -5,073 \times 10^1; \quad a_8 = 1,449 \times 10^4;$$

$$a_9 = 1,440; \quad a_{10} = -2,413 \times 10^2; \quad a_{11} = 2,895 \times 10^{-1}; \quad a_{12} = -27,61;$$

$$a_{13} = 3,604 \times 10^2; \quad a_{14} = -2,008 \times 10^6; \quad a_{15} = 4,326 \times 10^8; \quad a_{16} = -1,651 \times 10^{10};$$

$$a_{17} = -1,014 \times 10^7; \quad a_{18} = 4,721 \times 10^9; \quad a_{19} = -1,201 \times 10^{11}; \quad a_{20} = 10.$$

Równanie (4.29) jest ważne w całym zakresie temperatury i ważne są wszystkie jego

pochodne. Na jego podstawie można wyznaczyć  $\left( \frac{\partial p_g}{\partial T} \right)_V$

$$\left( \frac{\partial p_g}{\partial T} \right)_V = \rho_g \left[ R + J\rho_g + K\rho_g^2 + a_9\rho_g^3 + a_{11}\rho_g^4 - (L + M\rho_g^2)\rho_g^2 \exp(-a_{20}\rho_g^2) \right] \quad (3.30)$$

Współczynniki  $J$ – $M$  są wyłącznie funkcjami temperatury

$$J = a_1 + \frac{a_3}{T^2} - 2\frac{a_4}{T^3} - 3\frac{a_5}{T^4}; \quad K = a_6 - \frac{a_8}{T^2}; \quad L = 2\frac{a_{14}}{T^3} + 3\frac{a_{15}}{T^4} + 4\frac{a_{16}}{T^5};$$

$$M = 2\frac{a_{17}}{T^3} + 3\frac{a_{18}}{T^4} + 4\frac{a_{19}}{T^5}.$$

Ciepło właściwe  $c_v$  określa zależność:

$$c_v = c_{v0} + c_{v\rho} \quad (3.31)$$

w której:

$c_{v0}$  – składowa zależna tylko od temperatury [J/kgK],

$c_{v\rho}$  – składowa zależna od gęstości gazu i temperatury [J/kgK].

$$c_{vp}(T, \rho_g) = -T \left[ N\rho_g + a_8 \frac{\rho_g^2}{T^3} + \frac{O + \frac{P}{a_{20}}}{a_{20}} - \left( O + P \left( \rho_g^2 + \frac{1}{a_{20}} \right) \right) \cdot \exp\left(\frac{-a_{20}\rho_g^2}{2a_{20}}\right) \right] \quad (3.32)$$

$$N = -2\frac{a_3}{T^4} - 6\frac{a_4}{T^5} - 12\frac{a_5}{T^6}, \quad O = 6\frac{a_{14}}{T^4} + 12\frac{a_{15}^2}{T^5} + 20\frac{a_{16}}{T^6},$$

$$P = 6\frac{a_{17}}{T^4} + 12\frac{a_{18}^2}{T^5} + 20\frac{a_{19}}{T^6}.$$

$$c_{v0} = R \sum_{i=0}^6 d_i \left[ \frac{T}{1000} \right]^i \quad (3.33)$$

Współczynniki  $d_i$  dla  $N_2$ :

$$d_1 = 2,480; \quad d_2 = 0,4377; \quad d_3 = -2,997; \quad d_4 = 7,415; \quad d_5 = -5,747; \quad d_6 = 1,054; \\ d_7 = 0,2818.$$

### 3.6.2. Model Redlicha–Kwonga akumulatora gazowo-hydraulicznego

Dla obszaru dostatecznie oddalonego od stanu krytycznego dobrą dokładność dla obliczeń technicznych daje równanie stanu Redlicha–Kwonga [155], [166]. Równanie

to zostało opracowane w 1948 roku w oparciu o równanie van der Waalsa. Daje ono dokładniejsze wyniki niż równanie van der Waalsa i jest określone zależnością:

$$RT = \left( p + \frac{a}{\sqrt{TV_m}(V_m + b)} \right) \cdot (V_m - b) \quad (3.34)$$

Pozostałe stałe równania mają postaci:

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{\sqrt{TV_m}(V_m + b)}, \quad (3.35)$$

$$a = \frac{0,42748R^2T_c^{2,5}}{p_c}, \quad (3.36)$$

$$b = \frac{0,08664RT_c}{p_c} \quad (3.37)$$

w których:

$V_m$  – objętość molowa [ $\text{m}^3/\text{mol}$ ],

$T$  – temperatura [K],

$p$  – ciśnienie [Pa],

$R$  – uniwersalna stała gazowa [J/mol K],

$a, b$  – stałe empiryczne zależne od rodzaju gazu (inne niż w równaniu van der Waalsa) [1/mol m],

$T$  – temperatura krytyczna gazu [K],

$p_c$  – ciśnienie krytyczne gazu [Pa].

Dla opisanych modeli wykonano badania symulacyjne i porównano je z wynikami badań doświadczalnych [46], [58]. Uzyskano zadowalającą zgodność wyników i model ten został wykorzystany w metodzie kinetostatycznej.

### 3.6.3. Badania symulacyjne akumulatora gazowo-hydraulicznego

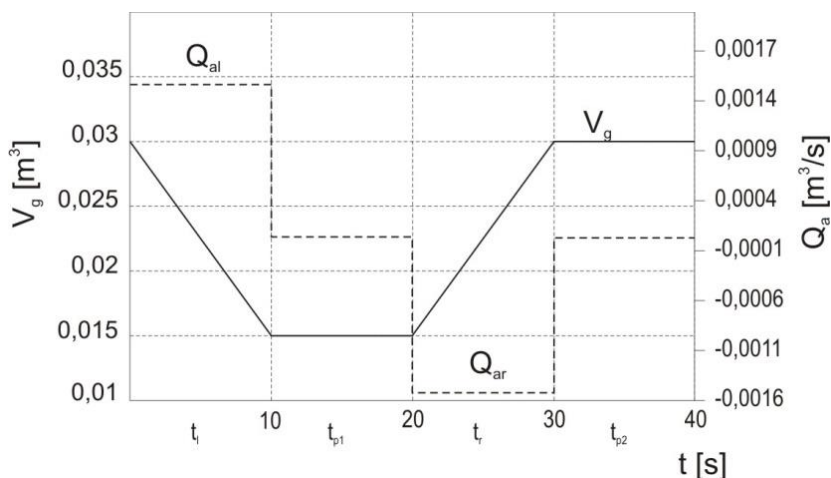
Dokładniejsza analiza zjawisk zachodzących podczas akumulacji energii w układach wieloźródłowych wymaga zastosowania w symulacji opisu matematycznego, wynikającego na przykład z równań stanu dla gazów rzeczywistych. Przedstawione i porównane zostaną dwa opisy stanu gazu rzeczywistego: równanie BWR oraz Redlicha–Kwonga.

Celem badań symulacyjnych jest zweryfikowanie modelu symulacyjnego układu akumulacji energii. Wybrany model zostanie użyty w symulacji całego układu wieloźródłowego.

Wymuszenie zostało zadane przez narzucenie natężenia ładowania i rozładowywania akumulatora  $Q_{al} = Q_{ar} = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$ . Czas wszystkich faz cyklu jest równy i wynosi  $t_l = t_r = t_{p1} = t_{p2} = 10 \text{ s}$  (rys. 3.41). Akumulator charakteryzował się następującymi parametrami: ciśnienie początkowe gazu w akumulatorze  $p_{g0} = 10 \text{ MPa}$ , maksymalna objętość gazu w akumulatorze  $V_{g\max} = 0,03 \text{ m}^3$ , temperatura otoczenia  $T_{a1} = 300 \text{ K}$ .

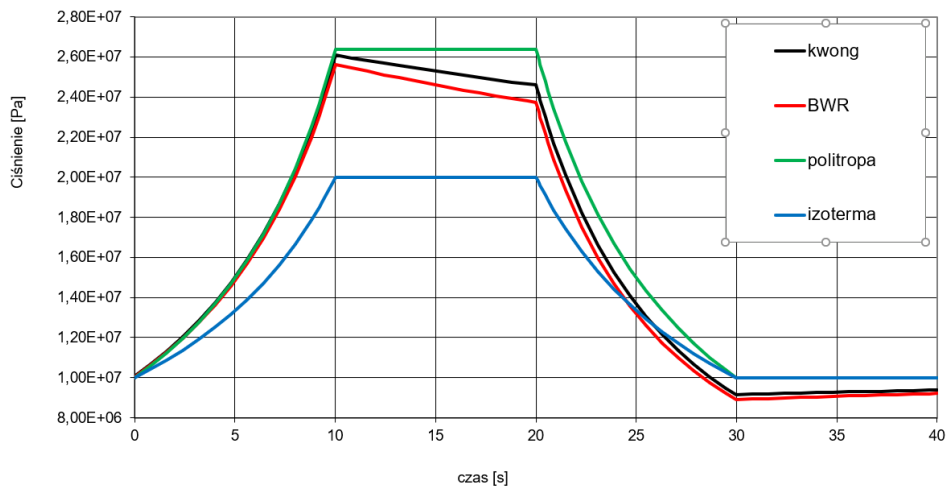
W wyniku symulacji, dla zadanego wymuszenia (rys. 3.41), otrzymano przebieg ciśnienia  $p$  (rys. 3.42) oraz temperatury gazu  $T$  (rys. 3.43) w czasie cyklu dla różnych modeli przemian termodynamicznych w badanym akumulatorze gazowo-hydraulicznym.

Badając pojedynczy cykl pracy akumulatora niemożliwe jest uwzględnienie wpływu ostatniej fazy cyklu na jego sprawność – faza przechowywania pod niskim ciśnieniem lub oczekiwania na kolejne ładowanie. Także i w tym czasie następuje wymiana ciepła między akumulatorem a otoczeniem. Dla większości cykli temperatura końca rozładowania (rys. 3.43) jest niższa od temperatury otoczenia, wymiana ciepła przebiega w kierunku od otoczenia do akumulatora. W tym czasie następuje częściowe odzyskanie energii utraconej podczas przechowywania pod wysokim ciśnieniem. Ma to istotny wpływ na drugi cykl i kolejne po nim następujące, tak długo, aż nie osiągnie się stanu, w którym temperatura końca cyklu rozładowania nie wyrówna się z temperaturą otoczenia. W zależności od pojemności akumulatora stan takiej równowagi następuje po kilku, kilkunastu lub nawet kilkudziesięciu cyklach. Na rysunku 3.44 przedstawiono sprawność akumulacji dla powtarzających się cykli.

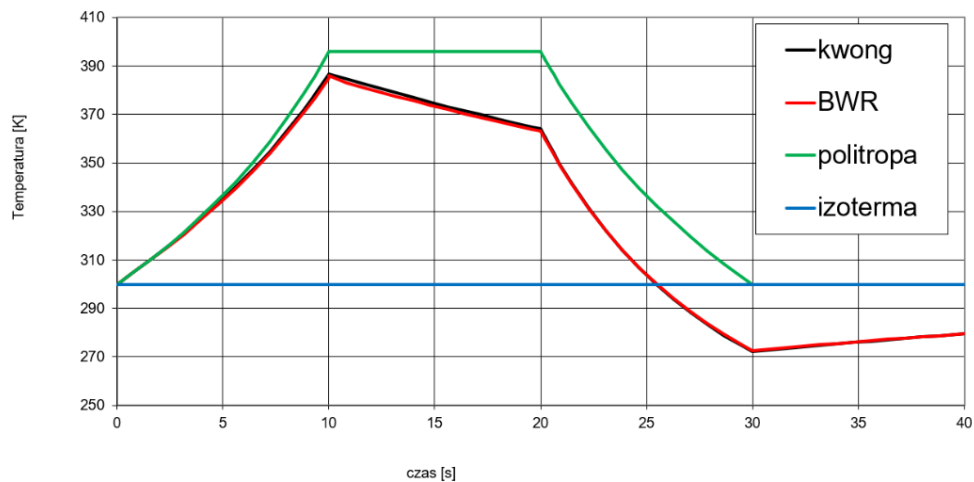


Rys. 3.41. Przebieg wymuszenia zadanego w postaci zmiany chłonności akumulatora ( $Q_a$ ) oraz pojemności gazu w akumulatorze ( $V_g$ )

Zjawisko to rozpatrywano dla dwóch modeli przemian termodynamicznych w akumulatorze: BWR, Redlicha–Kwonga.

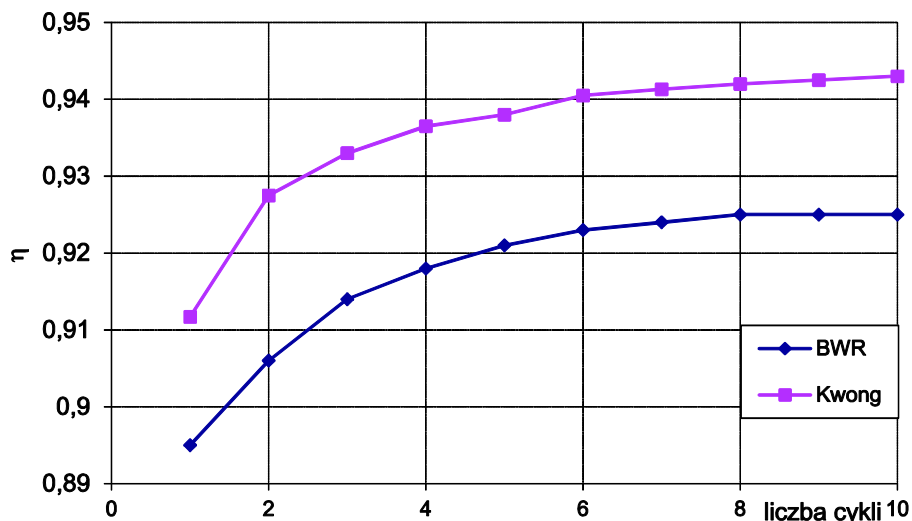


Rys. 3.42. Przebieg zmian ciśnienia gazu w akumulatorze gazowo-hydraulicznym dla czterech modeli stanu gazu: rzeczywistego – model Benedicta–Webera–Rubina (BWR), Redlicha–Kwonga (Kwong), idealnego – politropowy (politropa) oraz izotermiczny (izoterma)

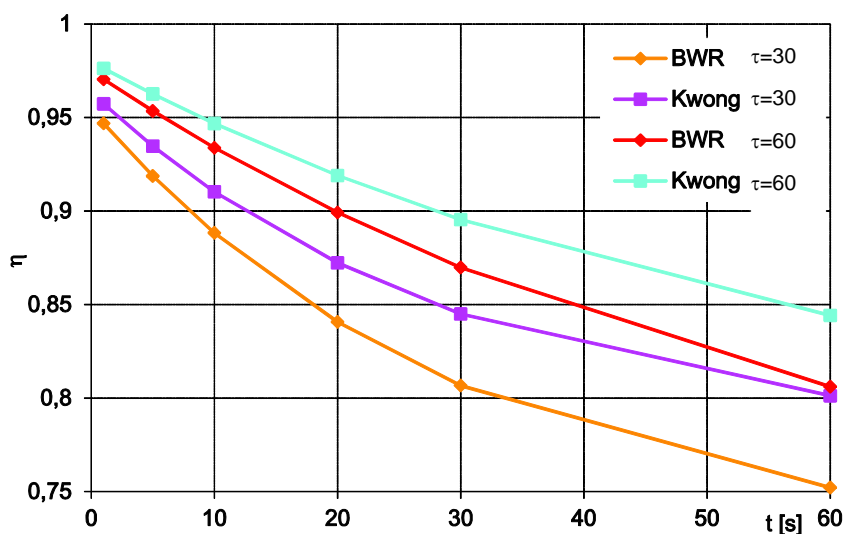


Rys. 3.43. Przebieg zmian temperatury gazu w akumulatorze gazowo-hydraulicznym dla czterech modeli stanu gazu: rzeczywistego – model Benedicta–Webera–Rubina (BWR), Redlicha–Kwonga (Kwong), idealnego – politropowy (politropa) oraz izotermiczny (izoterma)

Analizując otrzymane wyniki, można stwierdzić, że równowaga cieplna nastąpiła w dziesiątym (Kwong) i ósmym (BWR) cyklu. W przypadku obu modeli różnice są nieznaczne (maksymalnie 2,6%).

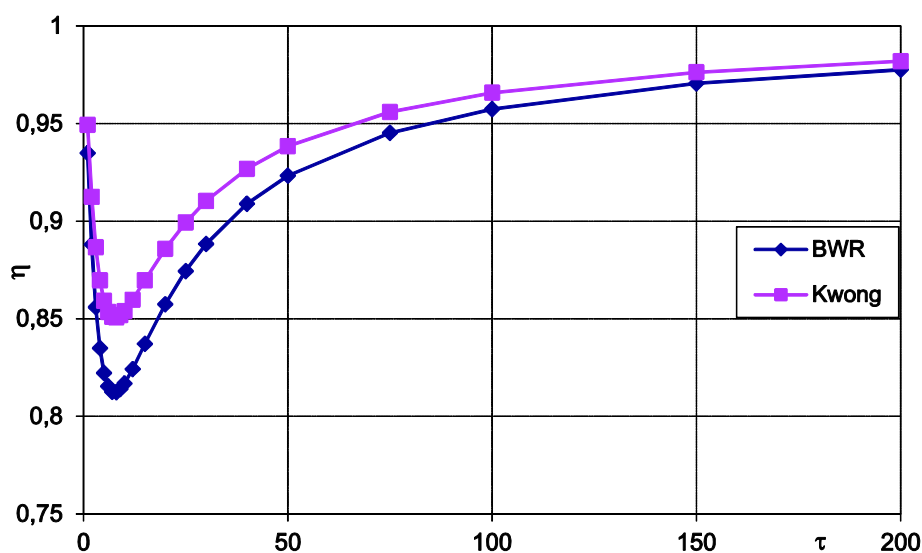


Rys. 3.44. Sprawność akumulacji dla powtarzających się cykli (stała czasowa  $\tau = 30$ )



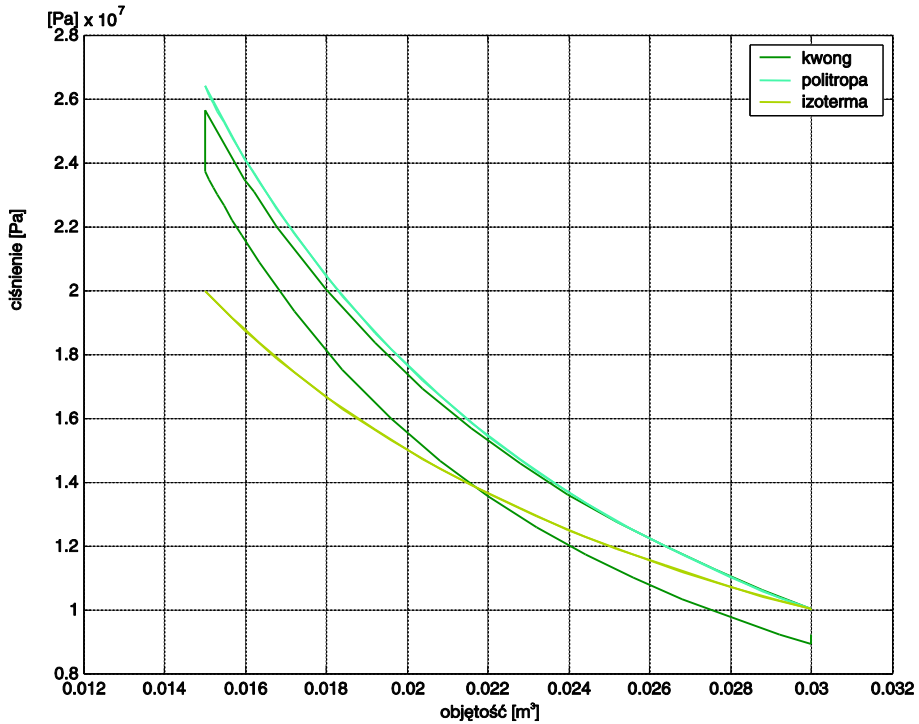
Rys. 3.45. Wpływ czasu przechowywania na sprawność akumulatora

Z badań wynika, że zasadniczy wpływ na sprawność cyklu ma czas jego trwania, a szczególnie fazy przechowywania energii pod wysokim ciśnieniem. Na rysunku 3.45 pokazano wpływ czasu przechowywania cieczy pod wysokim ciśnieniem na sprawność cyklu. Sprawność mierzono w miejscu połączenia akumulatora z instalacją hydrauliczną. Uwzględniono zjawiska związane z termodynamiką oraz z przepływem cieczy do i z akumulatora. Z wykresu wynika, że sprawność, bardzo duża dla krótkiego czasu przechowywania, wyraźnie spada. Gdy jednak czas trwania cyklu się wydłuża, wówczas spadek sprawności staje się mniej intensywny, co zgadza się z wcześniejszymi spostrzeżeniami, że proces schładzania akumulatora przebiega według odwrotnej krzywej wykładniczej.



Rys. 3.46. Wpływ stałej czasowej  $\tau$  na sprawność cyklu pracy ( $\tau = 60$ )

Ciepła stała czasowa  $\tau$  ma decydujący wpływ na sprawność akumulatora i zależy głównie od jego pojemności. Sprawność można jednak kształtować w pewnych granicach, na przykład: zwiększając powierzchnię wymiany ciepła (dodając dodatkowe żebra na powierzchni akumulatora jak to jest robione w piecach kominkowych), zwiększając intensywność chłodzenia lub przeciwnie – izolując cieplnie. Na wykresach przedstawionych na rysunku 3.46 pokazano wpływ cieplnej stałej czasowej  $\tau$  na sprawność akumulacji energii dla dwóch modeli stanu gazu rzeczywistego. W obu modelach krzywa sprawności ma wyraźne minimum dla podobnych wartości  $\tau$  – w tym przypadku dla stałej czasowej  $\tau = 6$  s.



Rys. 3.47. Cykl pracy akumulatora gazowego we współrzędnych  $p-v$

Natomiast stałe czasowe  $\tau = 0$  i  $\tau = \infty$  reprezentują dwie idealne, niemożliwe do technicznej realizacji przemiany termodynamiczne, czyli izotermiczną i adiabatyczną. Cykle, w których występują takie przemiany charakteryzują się sprawnością energetyczną  $\eta = 1$ . Ze względu na to, należałoby dążyć do uzyskania takich wartości cieplnych stałych czasowych, by zbliżyć się do idealnych przemian w trakcie fazy ładowania i rozładowania akumulatora. Rysunek 3.47 przedstawia Cykl pracy akumulatora gazowego we współrzędnych  $p-v$ . Jest on wynikiem przeprowadzonych badań symulacyjnych.

## 3.7. Instalacja hydrauliczna (przewody wysokociśnieniowe)

### 3.7.1. Model matematyczny strat hydraulicznych w przewodach instalacji

Główna trudność przy wyznaczaniu strat ciśnienia wynika z możliwości powstawania w jednym obwodzie wielu rodzajów przepływu, powodujących straty ciśnienia



o różnych wartościach, przy czym często nie można a priori określić rodzaju przepływu, który rzeczywiście nastąpi. O tym czy przepływ w danym elemencie jest laminarny czy burzliwy można się przekonać, porównując liczbę bezwymiarową nazywaną liczbą Reynoldsa określaną jako:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (3.38)$$

w której:

$D$  – średnica wewnętrzna [m],

$v$  – prędkość przepływu w określonym punkcie elementu [m/s],

$\nu$  – współczynnik lepkości kinematycznej cieczy [m<sup>2</sup>/s], ze stałą tzw. krytyczną liczbą Reynoldsa  $Re_{kr}$ . Jeżeli  $Re < Re_{kr}$ , przepływ będzie laminarny, jeżeli  $Re > Re_{kr}$ , przepływ będzie burzliwy.

Dla przewodów rurowych, biorąc za wymiar średnicę  $d$  przewodu oraz jako prędkość  $v$  przepływu jednorodnego w przewodzie (prędkość średnią), krytyczna liczba Reynoldsa wyniesie około 2500. W elementach o bardziej złożonych kształtach nie można mówić o wyraźnym przejściu pomiędzy obszarem uwarstwionym a burzliwym, ponieważ obszary obu rodzajów mogą występować jednocześnie w różnych punktach elementu.

W pracy przyjęto założenie, że straty hydrauliczne ograniczają się tylko do strat liniowych w przewodach [67], [68], [84], [93], [132], [137].

Dlatego też straty hydrauliczne będą wyznaczone wg zależności:

$$\Delta p = \begin{cases} \frac{64 \rho L v^2}{Re \cdot 2d} & \text{dla } Re \leq 2500 \\ 0,3164 Re^{-0,25} \frac{\rho v^2 L}{2d} & \text{dla } Re > 2500 \end{cases} \quad (3.39)$$

### 3.8. Wskaźniki oceny wieloźródłowych układów napędowych

Wyboru najlepszego wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego należy dokonać na podstawie przyjętych kryteriów oceny [81], [106], [117]. Do najczęściej stosowanych kryteriów oceny układów napędowych można zaliczyć:

- wskaźniki energetyczne (sprawność, moc jednostkowa kW/kg),
- wskaźniki ekologiczne (emisja CO, NO<sub>x</sub>, DYM),
- rodzaj komponentów (koszt zakupu elementów układu napędowego),

- niezawodność,
- gabaryty, ciężar,
- sposób realizacji zadania (hydrauliczny, mechaniczno-hydrauliczny, elektrohydrauliczny itp.),
- właściwości dynamiczne,
- oddziaływanie na środowisko (hałas, wibracje itp.).

Ze względu na eksploatację zazwyczaj najważniejsze są te kryteria, które mówią o kosztach użytkowania danej maszyny roboczej i dlatego otrzymują zazwyczaj najlepsze noty (wagi). Koszty te są zwykle określane jako suma kosztów związanych z energią mechaniczną uzyskaną z pierwotnego źródła energii oraz kosztu pozbywania się skutków ubocznych produkcji tej energii (np. koszty wentylacji w kopalni).

### 3.8.1. Wskaźniki energetyczne

Ocenę energetyczną układu można określić za pomocą sprawności układu napędowego:

$$\eta_c = \frac{\int_0^{t_c} N_o(M_o, \omega_o) dt}{\int_0^{t_c} g_e(M_{sp}, \omega_{sp}) W_o dt} \quad (3.40)$$

w której:

$g_e$  – zużycie paliwa w punkcie pracy silnika spalinowego  $(M_{sp}, \omega_{sp})$  [kg/kWh],

$W_o$  – wartość opałowa paliwa [kJ/dm<sup>3</sup>],

$N_o$  – moc obciążenia [W].

Sprawność ta umożliwia ocenę wieloźródłowego układu napędowego pod względem efektywności energetycznej w odniesieniu do zadanego cyklu pracy maszyny lub urządzenia. Jej składowymi są:

- $\eta_{sp}$  – sprawność silnika spalinowego:

$$\eta_{sp} = \frac{\int_0^{t_c} M_{sp} \omega_{sp} dt}{G_c W_o} \quad (3.41)$$

w której:

$G_c$  – zużycie paliwa w cyklu pracy silnika spalinowego  $(M_{sp}, \omega_{sp})$  [g/cykl],

- $\eta_{ph}$  – sprawność przekładni hydrostatycznej z akumulatorem gazowo-hydraulicznym, zakładając sztywne połączenie z silnikiem spalinowym:

$$\eta_{ph} = \frac{\int_0^{t_c} M_{sh} \omega_{sh} dt}{\int_0^{t_c} M_{sp} \omega_{sp} dt} \quad (3.42)$$

- $\eta_a$  – sprawność akumulatora gazowo-hydraulicznego:

$$\eta_a = \frac{\int_0^{t_c} Q_{a(-)} p dt}{\int_0^{t_c} Q_{a(+)} p dt} \quad (3.43)$$

w której: (-) – chłonność akumulatora (proces ładowania), (+) – wydajność akumulatora (proces rozładowywania).

Zależności powyżej opisane mogą być zastosowane dla funkcji ciągłych, natomiast w metodzie kinetostatycznej i w badaniach symulacyjnych, w których występuje dyskretyzacja sygnałów zastosowano odpowiednio zależności:

$$\eta_c = \frac{\sum_i N_{o_i} (M_{o_i}, \omega_{o_i})}{\sum_i g_{e_i} (M_{sp_i}, \omega_{sp_i}) W_o} \quad (3.44)$$

$$\eta_{sp} = \frac{\sum_{i=0}^n M_{spi} \omega_{spi}}{G_{ci} W_o} \quad (3.45)$$

$$\eta_{ph} = \frac{\sum_{i=0}^n M_{shi} \omega_{shi}}{\sum_{i=0}^n M_{spi} \omega_{spi}} \quad (3.46)$$

$$\eta_a = \frac{\sum_{i=0}^n Q_{a(-)i} P_i}{\sum_{i=0}^n Q_{a(+)i} P_i} \quad (3.47)$$

### 3.8.2. Wskaźniki ekologiczne

Wskaźniki ekologiczne są określane (np. dla silników spalinowych pracujących w maszynach roboczych) przepisami prawnymi wskazanymi w regulaminie ECE R49 oraz normę branżową BN-84/1374-12 z późniejszymi zmianami [117], [151]. Wskaźniki zostały opisane w rozdziale 2.7.2.

### 3.8.3. Średnia emisja jednostkowa

Wskaźniki oceny ekologicznej umożliwiają ocenę różnych wariantów układów napędowych w odniesieniu do dowolnego cyklu obciążenia. Do oceny efektywności ekologicznej wykorzystane zostaną zależności opracowane na podstawie zależności określających średnią godzinową emisję jednostkową (2.36) BN-84/1374-12. Zależność (2.37) została przekształcona tak, aby umożliwiała ocenę ekologiczną silnika spalinowego dla dowolnego cyklu obciążenia. Jednostka wartości średniej godzinowej emisji jednostkowej  $e_j$  dla danego składnika spalin zależy od jednostek w jakich sporządzono charakterystykę uniwersalną silnika spalinowego [10], [132]. Średnią godzinową emisję jednostkową można przedstawić w postaci

$$e_j = \frac{\sum_i w_{j_i}}{\sum_i N_{sp_i}} \left[ \frac{\%}{\text{W}} \right], \left[ \frac{\text{ppm}}{\text{W}} \right] \quad (3.48)$$

w której:

$j$  – parametr CO, NO<sub>x</sub> lub stopień zadymienia spalin DYM,

$w_{j_i}$  – stężenie  $j$ -tego związku [%], [ppm], w punkcie obciążenia

$(M_{sp_i}, \omega_{sp_i})$ ,

$N_{sp_i}$  – moc pierwotnego źródła energii (silnika spalinowego) w punkcie obciążenia

$(M_{sp_i}, \omega_{sp_i})$  [W].

Zależność (3.53) można rozpisać dla poszczególnych szkodliwych składników spalin:

- średnia jednostkowa emisja tlenku węgla  $e_{CO}$ ,

$$e_{CO} = \frac{\sum_i w_{CO_i}}{\sum_i N_{sp_i}} \left[ \frac{\text{ppm}}{\text{W}} \right] \quad (3.49)$$

- średnia jednostkowa emisja tlenków azotu  $e_{NO_x}$ ,

$$e_{NO_x} = \frac{\sum_i w_{NO_{xi}}}{\sum_i N_{sp_i}} \left[ \frac{\text{ppm}}{\text{W}} \right] \quad (3.50)$$

- średni jednostkowy stopień zadymienia spalin  $e_{DYM}$ ,

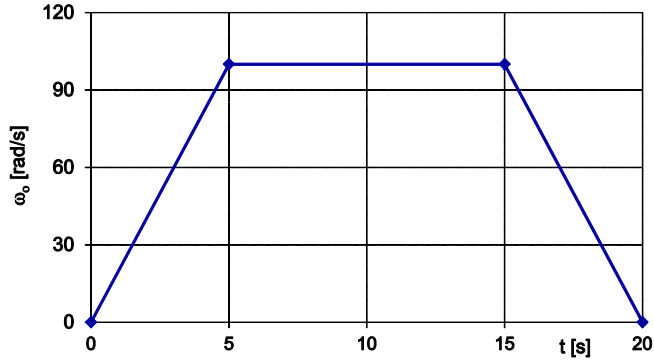
$$e_{DYM} = \frac{\sum_i w_{DYM_i}}{\sum_i N_{sp_i}} \left[ \frac{\text{ppm}}{\text{W}} \right] \quad (3.51)$$

### 3.9. Obciążenie układu wieloźródłowego

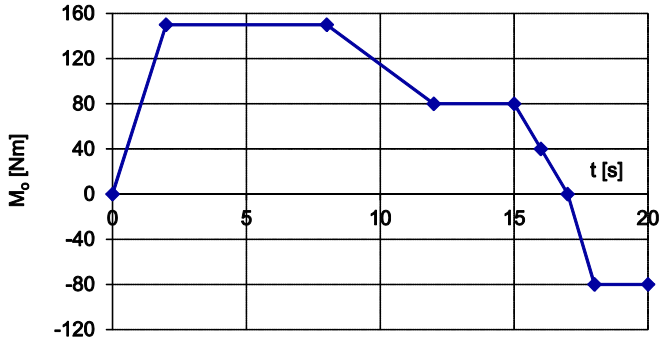
Wykonywanie przez układy napędowe maszyny pracy użytecznej, czyli zadania głównego (funkcji głównej), dla której została maszyna zbudowana, stanowi dla tego układu obciążenie. Obciążenie można opisać w postaci tabel, równań lub wykresów. Do opisu obciążenia układu wykorzystano przebieg momentu  $M_o$  i prędkości kątowej  $\omega_o$  w czasie (rys. 3.48). W zależności od miejsca w układzie napędowym, w którym rozpatrywany jest przebieg obciążenia, wyróżniono dwa główne przypadki:

- Na styku maszyny z otoczeniem, czyli obciążenie wynikające z głównego procesu realizowanego przez maszynę (np. koło pojazdu–nawierzchnia, łyżka koparki–urabiany materiał, nóż tokarski–obrabiany element. Można wówczas mówić o obciążeniu w postaci netto.
- Na wejściu do narzędzia lub wyjściu silnika, na przykład wał silnika hydrostatycznego, czyli obciążenie wynikające z procesu realizacji funkcji głównej, ale uwzględniające oprócz realizacji procesu głównego, energię wydatkowaną na ruch urządzenia z uwzględnieniem np. bezwładności osprzętu koparki i tarcia w elementach roboczych. W takim przypadku można mówić o obciążeniu w postaci brutto.

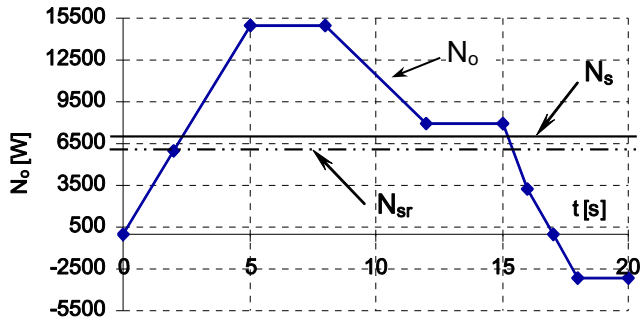
a)



b)



c)



Rys. 3.48. Przykładowy wykres obciążenia: a) przebieg zmian prędkości kątowej  $\omega_0$ , b) przebieg momentu obciążenia  $M_0$ , c)  $N_o$  – przebieg mocy obciążenia,  $N_s$  – moc, silnika spalinowego w układzie ze stabilizacją,  $N_{sr}$  – moc, silnika spalinowego z uwzględnieniem układu rekuperacji [46]

W metodzie kinetostatycznej założono, że danymi wejściowymi będzie obciążenie brutto ( $M_o$ ). W modelu symulacyjnym obciążenie układu zostało zadane w postaci netto ( $M_r$ ), które opisuje zależność:

$$M_r = M_o - M_b - M_t \quad (3.52)$$

w której:

$M_o$  – moment obciążenia (brutto),

$M_r$  – moment roboczy (netto),

$M_b$  – moment bezwładności  $\left( M_b = I \frac{d\omega_o}{dt} \right)$ ,

$M_t$  – moment tarcia ( $M_t = R_t \omega_o$ ),

$R_t$  – współczynnik oporów w ruchu obrotowym [ $\text{kg m}^2/\text{s}$ ].





## 4. Wyznacznik zmienności cyklu pracy

### 4.1. Kinetostatyczna metoda doboru parametrów pracy hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego

Metoda kinetostatyczna posłużyła do wyznaczenia dla wieloźródłowego układu napędowego, zbudowanego z komponentów o znanej charakterystyce w przypadku obciążenia w postaci brutto przedstawionego jako cykl pracy maszyny oraz wybranego kryterium, następujących parametrów:

- optymalnego punktu pracy pierwotnego źródła energii,
- parametrów początkowych wtórnego źródła energii,
- przebiegu sterowania pozostałymi komponentami układu napędowego.

Założono, że:

- przez cały cykl pracy urządzenia pierwotne źródło energii powinno pracować w jednym punkcie,
- poziom naładowania wtórnego źródła energii na początku i końcu cyklu pracy powinien być taki sam.

Wynikiem działania metody jest zestaw parametrów sterowania wieloźródłowym układem napędowym dla wybranego kryterium. Metodę doboru parametrów pracy wieloźródłowego układu napędowego (rys. 4.1) oparto na uściślonej metodzie kinetostatycznej [8], [14], [15], [17], [46], [60], [64], [65]. W metodzie tej przyjęto następujące założenia:

- uwzględniono rzeczywiste charakterystyki jednostek hydrostatycznych, wykorzystując równania regresji (3.2) – (3.5),
- założono, że punkt pracy silnika ( $M_{sp}$ ,  $\omega_{sp}$ ) przez cały cykl roboczy jest stały,
- przyjęto moment obrotowy  $M_{sp}$  i prędkość kątową  $\omega_{sp}$  silnika spalinowego zredukowane do momentu  $M_p$  oraz prędkości kątowej  $\omega_p$  na wale pompy hydrostatycznej,
- przyjęto moment obrotowy w postaci brutto ( $M_o$ ) i prędkość kątową ( $\omega_o$ ) obciążenia zredukowane do momentu ( $M_{sh}$ ) oraz prędkości kątowej ( $\omega_{sh}$ ) na wale silnika hydrostatycznego,

- charakterystyka uniwersalna silnika spalinowego została przedstawiona w postaci dyskretnych punktów z przypisanymi wartościami kryteriów,
- akumulator gazowo-hydrauliczny został przedstawiony w postaci modelu BWR,
- założono, że samohamowność jednostki hydrostatycznej pracującej jako silnik hydrostatyczny występuje w zakresie wychylenia tarczy  $0 < \varepsilon_{sh} < 0,3$  (pkt 3.7),
- pominięto wpływ temperatury na pracę układu hydrostatycznego,
- pominięto wpływ ściśliwości cieczy,
- założono brak przecieków w instalacji hydraulicznej,

**Krok 1.** Określa się na charakterystyce silnika dopuszczalny możliwy obszar pracy.

Na tej podstawie wyznacza się analizowany zbiór punktów pracy silnika  $M_{sp}$ ,  $\omega_{sp}$ ,  $G_{cj}$ , CO, NO<sub>x</sub>, zadymienie spalin DYM.

**Krok 2.** Przedstawia się w formie tablicy lub w postaci analitycznej charakterystykę obciążenia maszyny w cyklu pracy o czasie trwania  $T$ . Charakterystyka obejmuje zależności momentu (siły) obciążającego  $M_o(t_j)$  i prędkości kątowej (liniowej)  $\omega_o(t_j)$ . W kroku tym należy również przyjąć wartości przyrostów czasu  $\Delta t$ . W kroku 2 dokonuje się także wyboru parametrów akumulatora energii: pojemności oraz wstępnego określenia stanu naładowania akumulatora  $E_a(t_i = 0)$  (tabela 2.4, (2.27)–(2.30)).

**Krok 3.** Jest to serce metody- najbardziej obszerny, skomplikowany a co za tym idzie najtrudniejszy do wyjaśnienia i zrozumienia krok. Następuje tutaj transformacja charakterystyk źródeł energii do charakterystyki obciążenia oraz jej transmisja z układu napędowego do obciążenia i z powrotem (w chwili rekuperacji energii). Polega to głównie na: porównywaniu mocy silnika spalinowego  $N_{spj} = f(M_{spj}, \omega_{spj})$  dla przyjętego z obszaru dopuszczalnego  $j$ -tego punktu pracy z zapotrzebowaniem mocy  $N_{oi}(M_{oi}, \omega_{oi})$  w czasie  $t_i$ , zgodnie z cyklem obciążenia.

Ponieważ:

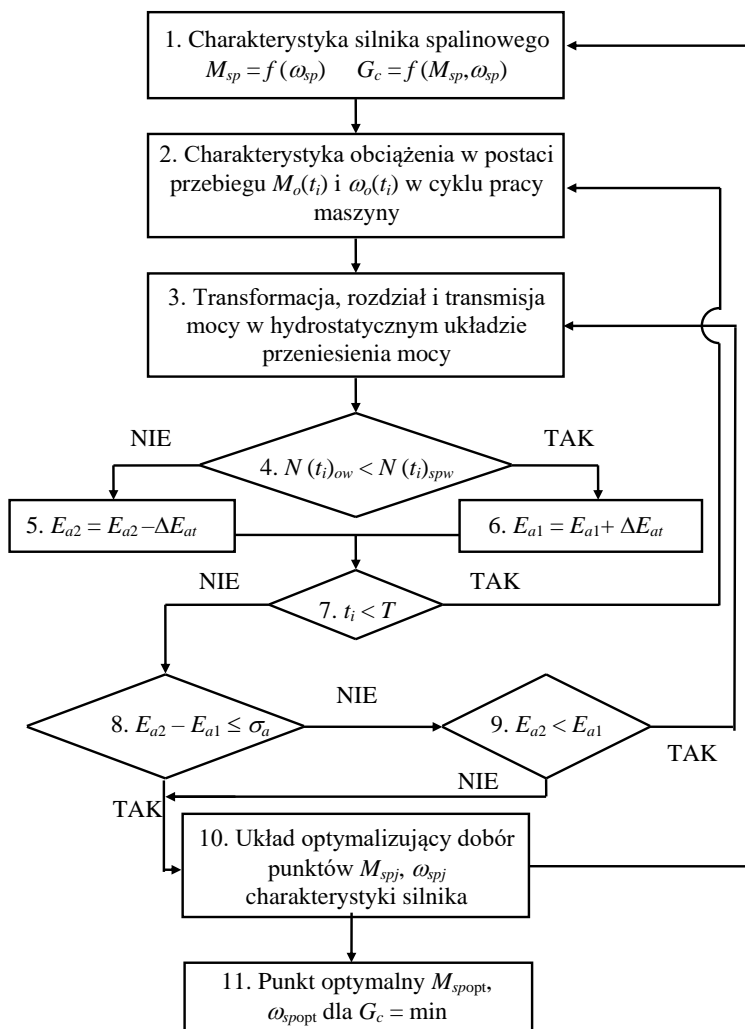
- moc źródła pierwotnego i moc obciążenia są wyrażone przez odpowiednie zmienne wyężeniowe  $M_{spj}$  i  $M_{oi}$  oraz zmienne natężeniowe  $\omega_{spj}$ ,  $\omega_{oi}$ ,
- moc silnika  $N_{spj}$  i obciążenia  $N_{oi}$  są w ogólnym przypadku różne,

to zadaniem hydrostatycznego układu przeniesienia mocy jest:

- odpowiednia transformacja postaci zmiennych wyężeniowej  $M_{sp}$  i natężeniowej  $\omega_{sp}$  silnika spalinowego do postaci wymaganej przez zmienne wyężeniową  $M_o$  i natężeniową  $\omega_o$  obciążenia,
- zbilansowanie mocy dostarczonej przez pierwotne źródło energii z zapotrzebowaniem mocy obciążenia, przez odprowadzenie nadmiaru energii do akumulatora lub uzupełnienie z niego jej niedomiaru.

Moc źródła pierwotnego w postaci sygnałów  $M_{sp}$  i  $\omega_{sp}$  jest przekazywana na wał pompy wyporowej o zmiennej wydajności. Wielkości wejściowe  $M_p$  i  $\omega_p$  zostają dla danego ciśnienia  $p$  przekształcone – przez rozwiązanie równań opisujących rzeczywiste charakterystyki energetyczne pompy  $M_p$  i  $Q_p$  – w sygnały wychylenia elementu sterującego wydajnością  $\varepsilon_p$  (rys. 4.2).

Natomiast chwilowa wartość mocy obciążenia w postaci sygnałów  $M_o$  i  $\omega_o$  jest przekazywana na wał silnika hydrostatycznego o zmiennej chłonności. Wielkości  $M_o$  i  $\omega_o$  zostają dla danego ciśnienia  $p$  określone przez rozwiązanie równań opisujących rzeczywiste charakterystyki energetyczne silnika hydrostatycznego  $M_{sh}$  i  $Q_{sh}$ .

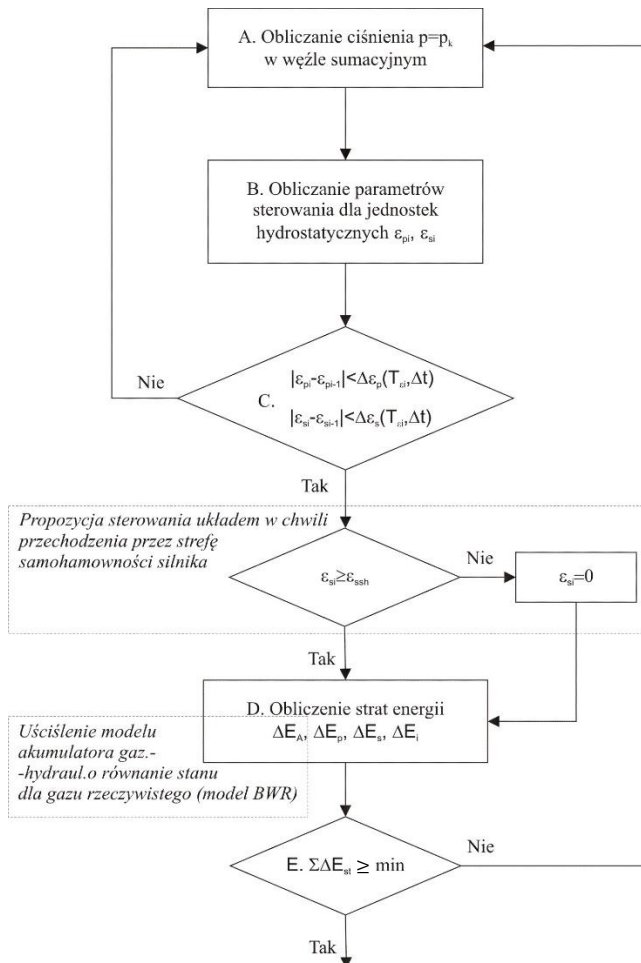


Rys. 4.1. Procedura metody określania parametrów sterowania dla zadanego obciążenia układu hybrydowego – uściślona metoda kinetostatyczna [46]

Straty energetyczne związane z przepływami  $Q_p$  i  $Q_{sh}$  w instalacji hydraulicznej, odniesione do węzła sumacyjnego, w którym panuje ciśnienie  $p$ , odwzorowano w kolejnych blokach. W węźle sumacyjnym, o danej wartości ciśnienia  $p$ , następuje bilansowanie mocy

przez spełnienie równania ciągłości przepływu  $Q_p + Q_{sh} + Q_a = 0$ . W przypadku nadmiaru mocy źródła pierwotnego w stosunku do obciążenia akumulator pobiera strumień cieczy o mocy  $p$  ( $Q_p - Q_{sh}$ ), natomiast w przypadku niedoboru oddaje moc  $p$  ( $Q_{sh} - Q_p$ ).

Ciśnienie  $p$  w węźle sumacyjnym jest ściśle związane ze stanem energetycznym akumulatora. Nie jest to jednak w ogólnym przypadku zależność prosta i jednoznaczna. Zależy od rodzaju zastosowanego akumulatora i sposobu jego sterowania. W układzie zastosowano akumulator hydrauliczny bezpośrednio włączony do instalacji hydraulicznej. Dla takiego rozwiązania algorytm postępowania w metodzie przedstawiono na rys. 4.2.



Rys. 4.2. Rozwinięcie i uściślenie algorytmu postępowania w bloku 3 transformacji i transmisji mocy w hydrostatycznym układzie przeniesienia mocy,  
 $T_{ai}$  – czas końcowy wyznaczania sterowania dla danego cyklu pracy [46]

W **bloku A** następuje obliczanie dla danej ( $k$ -tej) iteracji ciśnienia  $p$  w węźle sumacyjnym. Wartość ciśnienia zależy od stanu naładowania akumulatora. Dla danych wartości obciążenia  $M_o$  i momentu silnika spalinowego  $M_{spj}$  oblicza się wartości parametrów sterowania jednostek  $\varepsilon_p$ ,  $\varepsilon_{sh}$  (**blok B**). Wartości te w stosunku do swoich poprzednich wartości w czasie  $t_i - \Delta t$  muszą spełniać warunek granicznej prędkości przesterowania.

W przypadku niespełnienia tych warunków (**blok C**), następuje powrót do **bloku A**. Jeżeli maksymalne prędkości przesterowania pompy ( $\Delta\varepsilon_p$ ) i silnika hydrostatycznego ( $\Delta\varepsilon_{sh}$ ) są realne, to sprawdzamy czy wychylenie tarczy silnika hydrostatycznego jest większe od umownie nazwanego przedziału samohamowności. Jeżeli ten warunek jest spełniony, to przechodzimy do **bloku D**. Silnik znajdzie się w wymienionej strefie, w celu zatem minimalizacji strat wolumetrycznych wychylenie tarczy zmniejszamy do wartości 0, starając się zrobić to w jak najkrótszym czasie. W **bloku D** oblicza się straty energii, wyznacza rzeczywistą wydajność  $Q_p$  pompy i chłonność  $Q_{sh}$  silnika. Następnie wyznaczamy straty energii w czasie  $t_i - t_{i-1} = \Delta t$ :

- w pompie wyporowej  $\Delta E_p(\omega_p, p_p)$ ,
- w silniku hydrostatycznym  $\Delta E_s(\omega_{sh}, p_{sh})$ ,
- w instalacji hydraulicznej  $\Delta E_i(Q_{sh}, Q_p)$ ,
- w układzie akumulacji energii  $\Delta E_A(E_a, N_a)$  (po zastosowaniu modelu BWR).

Straty energii w układzie akumulacji zależą od stanu naładowania akumulatora  $E_a$ , szybkości ładowania i rozładowywania  $\frac{dE_a}{dt}$ , czyli mocy dostarczanej lub odbieranej, czasu przechowywania energii w akumulatorze oraz parametrów konstrukcyjnych akumulatora: grubość ścianki, współczynnik przewodności cieplnej ścianek, temperatura otoczenia itd.

W **bloku E** podaje się decyzje o przejściu do kolejnego (4 kroku) algorytmu lub kolejnej  $k + 1$  iteracji i przejściu do poszukiwania następnego sterowania przetwornika. Zasadniczy problem polega więc na doborze  $E_a$  sygnału sterującego przetwornikiem energii, aby dla:

- punktu pracy silnika spalinowego  $M_{spj}$ ,  $\omega_{spj}$ ,
- punktu z charakterystyki obciążenia dla chwili  $t_i$ ,  $M_o(t_i)$ ,  $O_o(t_i)$

suma strat energetycznych  $\Sigma\Delta E_{str}$  była minimalna.

**Krok 4.** W algorytmie następuje porównanie mocy chwilowej zredukowanej do węzła sumacyjnego, czyli z uwzględnieniem strat transformacji i przenoszenia energii.

**Krok 5.** W bloku tym następuje obliczanie energii odprowadzonej  $E_{a2}$  z akumulatora.

**Krok 6.** W bloku następuje obliczanie energii dostarczonej do akumulatora w czasie  $\Delta t = t_i - t_{i-1}$ , a zredukowanych do węzła sumacyjnego. Działanie bloku 5 lub 6 zależy od znaku nierówności  $N(t_i)_{ow} < N(t_i)_{spw}$ .

**Krok 7.** W tym miejscu następuje zakończenie obliczeń dla danej chwili  $t_i$  cyklu, gdy  $t_i < T$ , to następuje kolejne powtórzenie pętli algorytmu dla  $t_i = t_i + \Delta t$ , aż czas  $t_i = T$ . Po zakończeniu cyklu pracy  $t_i = T$  następuje przejście do następnego bloku.

**Krok 8.** Następuje tutaj badanie warunku  $|E_{a2} - E_{a1}| < \sigma_a$ . W zależności od otrzymanego dla danego cyklu obciążenia rezultatu algorytm przewiduje następujące postępowanie:

- jeżeli warunek przedstawiony w **bloku 8** jest spełniony, to następuje wybór nowego punktu pracy silnika spalinowego  $M_{spj}$ ,  $\omega_{spj}$ ,
- jeżeli warunek nie został spełniony, to należy rozważyć dwie możliwości:

**Krok 9**

1. Gdy energia dostarczona do akumulatora jest dla danego cyklu mniejsza od pobranej, oznacza to ujemny bilans energetyczny cyklu, przy czym deficyt przekracza  $\sigma_a$ . Jest to wariant nie do przyjęcia i stąd skok do kroku 10 i wybór nowego punktu pracy silnika spalinowego  $M_{spj}$ ,  $\omega_{spj}$ .
2. Gdy energia dostarczona do akumulatora jest dla danego cyklu większa od pobranej, a nadmiar przekracza wartość  $\sigma_a$ , wówczas należy wrócić do bloku 3 sygnału sterującego przetwornikiem energii i powtórzenia obliczeń rozpatrywanego cyklu obciążenia dla danego punktu pracy silnika spalinowego  $M_{spj}$ ,  $\omega_{spj}$ .

**Krok 10.** Przedstawiony w algorytmie sposób analizy energetycznej jest prowadzony przez układ optymalizujący (**blok 10**) aż do znalezienia w zadanym obszarze charakterystyki silnika punktu  $M_{sp\ opt}$ ,  $\omega_{sp\ opt}$ , w którym dla danego cyklu obciążenia przyjęto kryterium jakości: zużycie paliwa  $G_c$  osiąga minimum.

## 4.2. Program komputerowy do określania parametrów pracy wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego

Do określania parametrów pracy hydrostatycznego układu napędowego z akumulatorem gazowo-hydraulicznym opracowano w języku C++ program wykorzystujący opisaną w poprzednim rozdziale uściśloną metodę kinetostatyczną. Program można stosować wprost dla dowolnego wieloźródłowego układu napędowego z akumulatorem gazowo-hydraulicznym, przyłączonym bezpośrednio do instalacji hydraulicznej (bez wykorzystania przetwornika energii) [46].

### 4.2.1. Dane wejściowe i wyniki

Wielkościami wejściowymi do obliczenia parametrów pracy hydrostatycznego hybrydowego układu napędowego są:

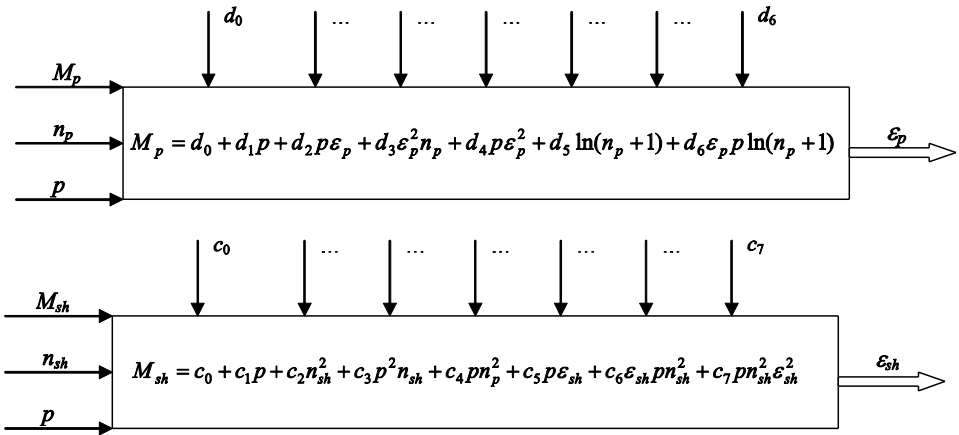
- Charakterystyka obciążenia przedstawiona w postaci cyklogramów:
  - prędkości kątowej  $\omega_o(t)$  [rad/s],
  - momentu obrotowego w postaci brutto  $M_o(t)$  [N·m];
- Charakterystyka uniwersalna silnika spalinowego:
  - zużycia paliwa  $G_c$  w cyklu pracy [g/cykl],
  - zawartości tlenku węgla CO w spalinach [ppm],
  - zawartości tlenków azotu NO<sub>x</sub> w spalinach [ppm],
  - stopnia zadymienia spalin DYM [ppm];
- Charakterystyka jednostek hydrostatycznych:
  - moment obrotowy  $M_p, M_{sh}$  [N·m],
  - prędkość kątowa  $\omega_p, \omega_{sh}$  [rad/s],
  - wydajność lub chłoność  $Q_{p \max}, Q_{sh \max}$  [m<sup>3</sup>/s];
- Parametry akumulatora hydraulicznego:
  - pojemność całkowita akumulatora  $V_{g \max}$  [m<sup>3</sup>];
- Straty w instalacji hydraulicznej.

Wynikami działania programu są:

- punkt pracy silnika spalinowego  $M_{sp}, \omega_{sp}$  wybranego według kryterium optymalizacji (np.: minimalne zużycie paliwa w cyklu  $G_c$ , minimalna zawartość tlenków azotu w spalinach NO<sub>x</sub> itd.),
- przebieg sterowania jednostkami hydrostatycznymi  $\varepsilon_p(t)$  i  $\varepsilon_{sh}(t)$  w cyklu,
- początkowe ciśnienie w akumulatorze  $p_{a0}$  [Pa] (program wyznaczający optymalny punkt pracy przeszukuje wybraną charakterystykę uniwersalną pierwotnego źródła energii dla ciśnienia gazu w pęcherzu gazowym od 5MPa do 40 MPa, co 5 MPa),
- ciśnienie wstępnego naładowania akumulatora  $p_{gwst}$  [Pa] (ciśnienie gazu w akumulatorze niepodłączonym do instalacji hydraulicznej).

#### 4.2.2. Modele matematyczne zastosowane w algorytmie metody kinetostatycznej

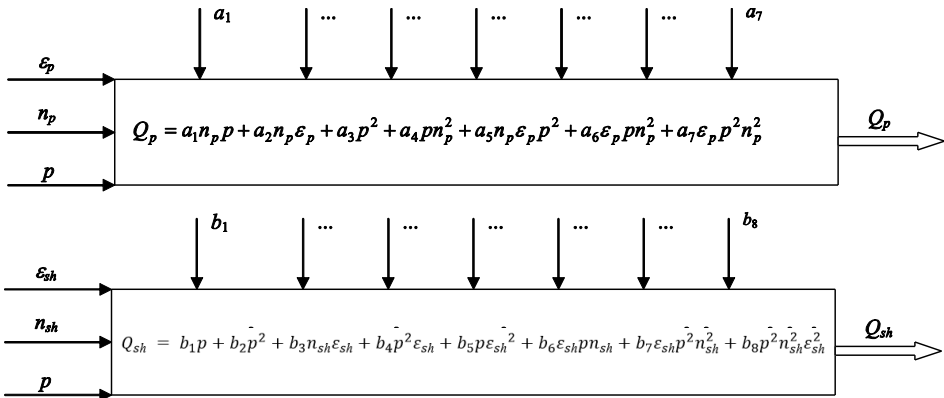
Aby przybliżyć zasadę działania programu, przedstawiona zostanie jedynie procedura wyznaczająca parametry pracy hydrostatycznego układu napędowego z akumulatorem hydraulicznym [46]. Punkty  $M_p, n_p$  (dla pompy) biorą się bezpośrednio z programu wyznaczającego punkt pracy pierwotnego źródła energii. Przez odpowiednie wychylenia tarcz pompy i silnika hydraulicznego ( $\varepsilon_p(t)$  i  $\varepsilon_{sh}(t)$ ) jak również poziom naładowania akumulatora  $p_{gwst}$  (z ciśnieniem początkowym gazu) obciążenie na wale silnika spalinowego zmienia się minimalnie- dlatego można założyć, że przez cały cykl pracy źródło pierwotne pracuje w tym samym punkcie. Wartości  $M_{sh}, n_{sh}$  (silnik) są również wyznaczone w metodzie kinetostatycznej i są pochodną wychylenia tarczy  $\varepsilon_{sh}(t)$ .



Rys. 4.3. Schemat blokowy równania momentu na wale pompy i silnika hydrostatycznego:  $p$  – ciśnienie w układzie;  $n_p$  – prędkość obrotowa pompy hydrostatycznej;  $n_{sh}$  – prędkość obrotowa silnika hydrostatycznego;  $M_p$  – moment na wale pompy hydrostatycznej;  $M_{sh}$  – moment na wale silnika hydrostatycznego;  $d_0...d_6, c_0...c_7$  – stałe [46]

Wyznaczenie nastaw jednostek hydrostatycznych  $\varepsilon_p$  i  $\varepsilon_{sh}$  w danej chwili cyklu  $t_1$  następuje w wyniku rozwiązania równań regresji (3.3) oraz (3.5) opisujących wartość momentu na wale pompy i silnika hydrostatycznego (rys. 4.3). Odpowiednie wyliczenia dokonywał napisany w tym celu program komputerowy.

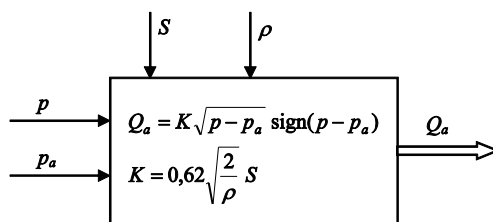
Za pomocą funkcji regresji (3.2) oraz (3.4) oblicza się odpowiednio wydajność  $Q_p$  pompy hydrostatycznej oraz chłonność  $Q_{sh}$  silnika hydrostatycznego (rys. 4.4):



Rys. 4.4. Schemat blokowy równania wydajności i chłonności pompy i silnika hydrostatycznego:  $p$  – ciśnienie w układzie;  $n_p$  – prędkość obrotowa pompy hydrostatycznej;  $n_{sh}$  – prędkość obrotowa silnika hydrostatycznego;  $Q_p$  – wydajność pompy hydrostatycznej;  $Q_{sh}$  – chłonność silnika hydrostatycznego;  $a_1...a_7, b_1...b_8$  – stałe [46]



Chłonność akumulatora hydraulicznego  $Q_a$  opisana została zależnością na rys. 4.5.



Rys. 4.5. Schemat blokowy równania wydajności akumulatora gazowo-hydraulicznego:  
 $K$  – opór hydrauliczny;  $p_a$  – ciśnienie gazu w akumulatorze;  $S$  – przekrój poprzeczny przewodów hydraulicznych;  $\rho$  – gęstość cieczy [46]

### 4.2.3. Opis działania programu

Aby przeprowadzić obliczenia, należy zdefiniować pełny zestaw uniwersalnych charakterystyk dla silnika spalinowego: zużycia paliwa  $G_c$  na jeden cykl pracy, zawartości tlenku węgla CO w spalinach, zawartości tlenków azotu  $NO_x$  oraz stopnia zadyymienia spalin DYM. Dane te umieszczone są w pliku „nazwa.phs” wraz z charakterystyką prędkości kątowej  $\omega_o$  i momentu obrotowego  $M_o$  obciążenia w funkcji czasu. Deklarowana jest również całkowita pojemność akumulatora  $V_{gmax}$ .

Po uruchomieniu obliczeń program wyznacza średnią moc obciążenia, a następnie pobiera z pliku „nazwa.phs” punkty pracy silnika spalinowego, spełniające warunek

$$N_{spi} \geq N_o \quad (4.1)$$

w którym  $i$  jest kolejnym badanym punktem pracy.

Następnym krokiem jest wykonanie obliczeń dla wszystkich pobranych punktów pracy dla całego cyklu obciążenia i sprawdzenie czy energia akumulatora na początku i końcu cyklu różni się więcej niż 500 [J], co stanowi poniżej 1% wartości początkowej:

$$|E_a - E_{a0}| \leq 500 \text{ J} \quad (4.2)$$

w którym:

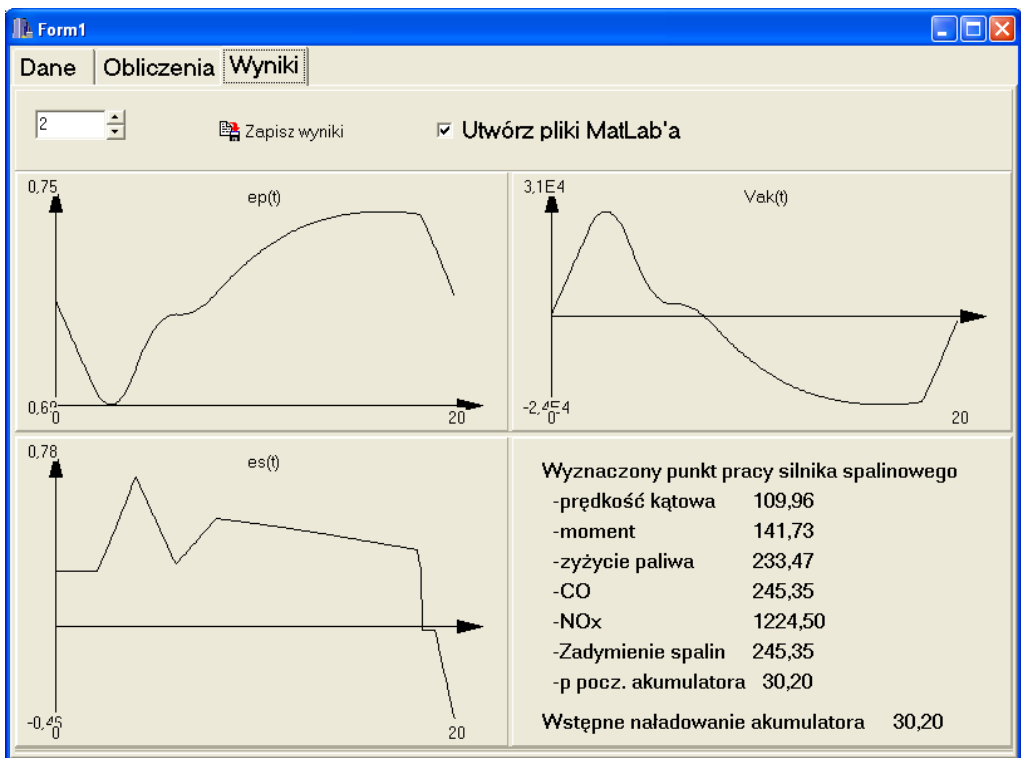
$E_{a0}$  – energia akumulatora na początku cyklu [J],

$E_a$  – energia akumulatora na końcu cyklu [J].

Jeżeli podany warunek jest spełniony, to wybrany punkt pracy zapisuje się na tablicy jako jeden z możliwych, dla których cykl jest spełniony. Następnie do obliczeń wybiera się kolejny punkt, dla którego spełniona jest zależność (4.1).

Przedstawiona procedura jest powtarzana dla kilku wartości początkowego ciśnienia  $p$  panującego w układzie, równego początkowemu ciśnieniu  $p_{a0}$  akumulatora hydraulicznego. Kolejne wartości ciśnienia są obliczane z wykorzystaniem iteracji o kroku 5 MPa. Jest to jeden z parametrów programu, którego zmniejszenie spowoduje znalezienie większej liczby punktów pracy spełniających cykl z jednoczesnym wydłużeniem czasu trwania obliczeń.

Wyznaczone w ten sposób punkty pracy silnika spalinowego są sortowane według zadanego kryterium optymalizacji, na przykład minimalnego zużycia paliwa  $G_{cmin}$  w cyklu oraz zapisane do pliku „optpkt.pkt” wraz z początkowymi parametrami pracy układu i stanu wstępnego naładowania akumulatora  $p_{a\ wst}$ .



Rys. 4.6. Szata graficzna programu do wyznaczania parametrów sterowania układem wieloźródłowym na podstawie uściślonej metody kinetostatycznej

Po zakończeniu obliczeń wyniki przedstawiane są na ekranie w postaci przebiegów nastaw jednostek hydrostatycznych  $\varepsilon_p$  i  $\varepsilon_{sh}$  (rys. 4.6), mocy obciążenia i silnika spalinowego oraz energii akumulatora w funkcji czasu. Wyświetlone są również wszystkie parametry wybranego punktu pracy silnika, początkowego stanu naładowania akumulatora oraz początkowe parametry pracy układu. Na rysunku 4.6 przedstawiono szatę

graficzną programu do wyznaczania parametrów sterowania układem wieloźródłowym wykorzystującym uściśloną metodę kinetostatyczną.

### 4.3. Cel i program badań

Do analizy parametrów pracy hydrostatycznego układu wieloźródłowego przyjęto układ przedstawiony na rys. 3.1. Współrzędne punktów pracy silnika spalinowego wykorzystane w badaniach wybrano na podstawie charakterystyk uniwersalnych silnika PERKINS AD3 152 UR (rys. 3.2–3.5). Na skutek dyskretyzacji charakterystyki silnika spalinowego otrzymano 400 możliwych punktów pracy, którym zostały przyporządkowane odpowiednie wartości kryteriów optymalizacji.

Przedstawione dalej przykładowe badania polegały na wyznaczeniu wpływu pojemności akumulatora gazowo-hydraulicznego o różnych pojemnościach (0,005, 0,01, 0,02, 0,03, 0,04 lub 0,05 m<sup>3</sup>) na wartości kryteriów  $G_c$ , CO, NO<sub>x</sub>, DYM dla różnych typów obciążeń.

W wyniku działania uściśnionej metody kinetostatycznej uzyskano wszystkie możliwe punkty pracy ( $M_{sp}$ ,  $\omega_{sp}$ ) silnika spalinowego wraz z wartościami kryteriów przyporządkowanych poszczególnym punktom. Wyniki badań zostały przedstawione dla wybranych trzech cykli obciążenia (rys. 4.7, 4.11, 4.14).

We wszystkich tabelach zostały użyte następujące oznaczenia:

- $\omega_{sp}$  – prędkość kątowna silnika spalinowego [rad/s],
- $M_{sp}$  – moment na wale silnika spalinowego [N·m],
- $G_c$  – zużycie paliwa w jednym cyklu [g/cykl],
- CO – zawartość tlenku węgla w spalinach [ppm],
- NO<sub>x</sub> – zawartość tlenków azotu w spalinach [ppm],
- DYM – zadymienie spalin [ppm],
- $p_{a \text{ wst}}$  – ciśnienie wstępnego naładowania akumulatora [Pa].

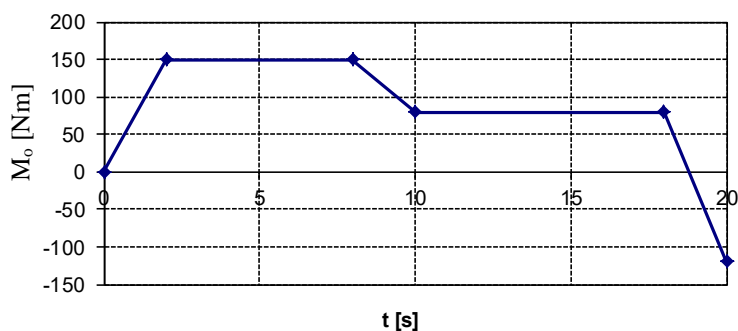
### 4.4. Otrzymane wyniki

Pierwszy zestaw obliczeń wykonano dla obciążenia przedstawionego na rys. 4.7. W tabeli 4.1 przedstawiono możliwe punkty pracy układu wieloźródłowego oraz ich parametry, otrzymane za pomocą uściśnionej metody kinetostatycznej, dla akumulatora hydraulicznego o całkowitej objętości  $V_a = 0,005$  m<sup>3</sup>. Punkty zostały uszeregowane według kryterium zużycia paliwa w cyklu  $G_c$ . Kluczem doboru analizowanych poniżej przebiegów cykli pracy było ich maksymalne uproszczenie przy zachowaniu charakteru obciążeń (wolno i szybko zmiennych), tak aby była możliwość zaprezentowania działania metody kinetostatycznej.

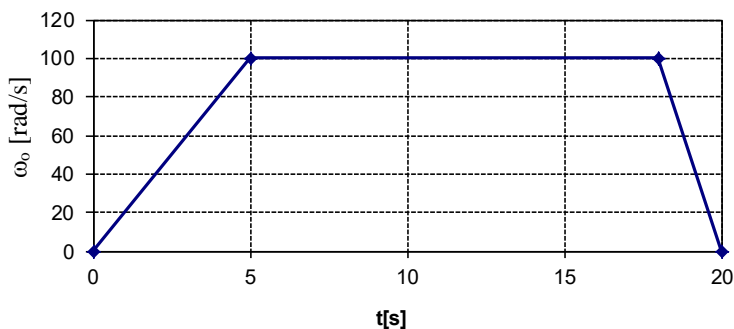
Tabela 4.1. Zestawienie parametrów punktów pracy silnika spalinowego wyznaczonych dla akumulatora o pojemności  $V_a = 0,005\text{m}^3$  (obciążenie I)

Lp.	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]:	$p_{a\text{ wst}}$ [MPa]
1	109,96	91,96	14,7	526,5	696	162,8	14,63
2	141,37	75,37	16,93	749	496	29,35	14,63
3	167,55	50,49	17,18	1656	353	1,65	14,63
4	109,96	125,14	18,27	497	1061	214	10,98
5	162,32	67,08	18,64	1157,5	457,5	19,63	25,61
6	130,9	100,26	18,73	572,38	711	67,53	14,63
7	172,79	50,49	18,82	1742	369,5	5,13	21,95
8	130,9	108,55	19,75	558,75	797,5	79	10,98
9	162,32	83,67	21,15	871,5	616,2	29,23	25,61
10	193,73	58,78	23,5	2052	421	0,3	21,95
11	193,73	67,08	24,05	1710	480	3,63	14,63
12	188,5	75,37	24,18	1292	564	11,3	18,29
13	183,26	83,67	24,85	1073,75	628,2	25,45	21,95

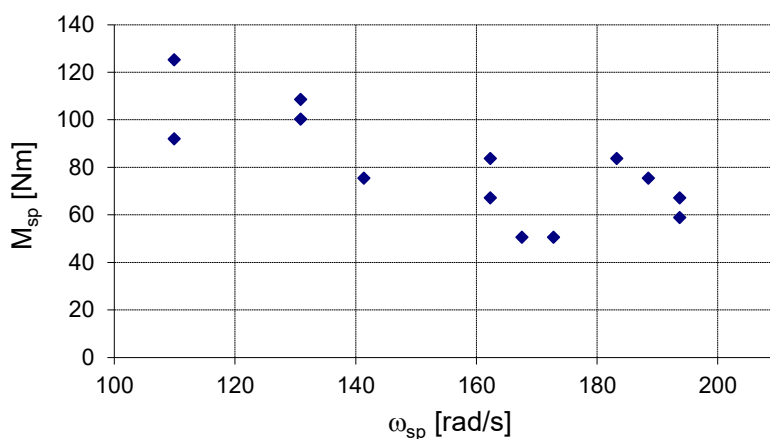
a)



b)



Rys. 4.7. Obciążenie I: a)  $M_o$  – moment obrotowy obciążenia, b)  $\omega_o$  – prędkość kątowna obciążenia



Rys. 4.8. Możliwe punkty pracy silnika spalinowego dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora gazowo-hydraulicznego 0,005 m<sup>3</sup>

Na rysunku 4.8 przedstawiono rozmieszczenie możliwych punktów pracy silnika spalinowego (tabela 4.1) na jego charakterystyce zewnętrznej, wyznaczonych dla akumulatora o pojemności 0,005 m<sup>3</sup>. Można zauważyć, że w dużym przybliżeniu układają się one wzdłuż tzw. hiperboli stałej mocy, tzn. iloczyn zmiennej wyłączeniowej (momentu) oraz natężeniowej (prędkości kątowej) jest w przybliżeniu stały. W zależności od rozpatrywanego kryterium może zostać wybrany optymalny punkt dla wybranego kryterium.

Optymalne punkty pracy silnika spalinowego według rozpatrywanych kryteriów dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora 0,005 m<sup>3</sup> zostały przedstawione w tabeli 4.2.

Tabela 4.2. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora 0,005 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	109,96	91,96	<b>14,7</b>	526,5	696	162,8	0,353	0,835	0,294
CO	109,96	125,14	18,27	<b>497</b>	1061	214	0,386	0,613	0,237
NO <sub>x</sub>	167,55	50,49	17,18	1656	<b>353</b>	1,65	0,253	0,908	0,252
DYM	193,73	58,78	23,5	2052	421	<b>0,3</b>	0,248	0,741	0,184

Podany schemat postępowania został zastosowany do opisu badań układu z kolejnymi pojemnościami akumulatorów gazowo-hydraulicznych.

Tabela 4.3. Zestawienie parametrów punktów pracy silnika spalinowego wyznaczonych dla akumulatora o pojemności  $V_a = 0,01 \text{ m}^3$  (obciążenie I)

Lp.	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$p_{awst}$ [MPa]
1	146,61	58,78	14,94	1016	346	8,4	12,94
2	115,19	91,96	15,39	549	672	136,6	12,94
3	146,61	75,37	17,62	776	501	22,9	17,26
4	130,9	91,96	17,69	596	630	63,1	17,26
5	136,14	100,26	19,63	584,25	710,5	55,6	21,57
6	183,26	50,49	20,69	2047,5	391	4,3	25,89
7	136,14	108,55	20,73	562,5	800	68	12,94
8	151,84	91,96	21,01	684	668	33	30,2
9	151,84	100,26	22,28	620,25	746	38,03	25,89
10	198,97	67,08	25,58	1855	465	5,25	30,2
11	204,2	58,78	26,54	2204	373	0,3	21,57
12	198,97	75,37	26,99	1576	531	13,8	17,26

Tabela 4.4. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora  $0,01 \text{ m}^3$  (bd- brak danych)

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	146,61	58,78	<b>14,94</b>	1016	346	8,4	0,296	0,979	0,290
CO	115,19	91,96	15,39	<b>549</b>	672	136,6	0,353	0,797	0,281
NO <sub>x</sub>	146,61	58,78	14,94	1016	<b>346</b>	8,4	0,296	0,979	0,290
DYM	204,2	58,78	26,54	2204	373	<b>0,3</b>	0,232	0,703	0,163

Tabela 4.5. Zestawienie parametrów punktów pracy silnika spalinowego wyznaczonych dla akumulatora o pojemności  $V_a = 0,02 \text{ m}^3$  (obciążenie I)

Lp.	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$p_{awst}$ [MPa]
1	151,84	58,78	15,94	1132	360	9,9	12,94
2	104,72	125,14	17,41	476	1078	234,8	12,94
3	115,19	125,14	19,12	518	1044	193,2	25,89
4	167,55	67,08	19,36	1230	467,5	21	30,2
5	125,66	116,85	19,8	557,75	895	115,4	17,26
6	183,26	50,49	20,69	2047,5	391	4,3	30,2
7	172,79	91,96	24,59	835	721	34,5	12,94
8	204,2	75,37	28,1	1636,5	507,5	10,3	30,2

Tabela 4.6. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora 0,02 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	151,84	58,78	<b>15,94</b>	1132	360	9,9	0,287	0,946	0,272
CO	104,72	125,14	17,41	<b>476</b>	1078	234,8	0,386	0,644	0,249
NO <sub>x</sub>	151,84	58,78	15,94	1132	<b>360</b>	9,9	0,287	0,946	0,272
DYM	183,26	50,49	20,69	2047,5	391	<b>4,3</b>	0,229	0,912	0,209

Tabela 4.7. Zestawienie parametrów punktów pracy silnika spalinowego wyznaczonych dla akumulatora o pojemności  $V_a = 0,03$  m<sup>3</sup>(obciążenie I)

Lp.	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$p_{awst}$ [MPa]
1	125,66	83,67	15,92	603	561	73,75	17,26
2	104,72	125,14	17,41	476	1078	234,8	17,26
3	167,55	67,08	19,36	1230	467,5	21	25,89
4	125,66	116,85	19,8	557,75	895	115,4	17,26
5	204,2	75,37	28,1	1636,5	507,5	10,3	30,2

Tabela 4.8. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora 0,03 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	125,66	83,67	<b>15,92</b>	603	561	73,75	0,3387	0,8027	0,2719
CO	104,72	125,14	17,41	<b>476</b>	1078	234,8	0,3860	0,6440	0,2486
NO <sub>x</sub>	167,55	67,08	19,36	1230	<b>467,5</b>	21	0,2977	0,7509	0,2236
DYM	204,2	75,37	28,1	1636,5	507,5	<b>10,3</b>	0,2809	0,5484	0,1540

Tabela 4.9. Zestawienie parametrów punktów pracy silnika spalinowego wyznaczonych dla akumulatora o pojemności  $V_a = 0,04$  m<sup>3</sup>(obciążenie I)

Lp	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$p_{awst}$ [MPa]
1	125,66	83,67	15,92	603	561	73,75	125,66
2	167,55	67,08	19,36	1230	467,5	21	167,55
3	204,2	75,37	28,1	1636,5	507,5	10,3	204,2

Tabela 4.10. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora 0,04 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	125,66	83,67	<b>15,92</b>	603	561	73,75	0,339	0,803	0,272
CO	125,66	83,67	15,92	<b>603</b>	561	73,75	0,339	0,803	0,272
NO <sub>x</sub>	167,55	67,08	19,36	1230	<b>467,5</b>	21	0,298	0,751	0,224
DYM	204,2	75,37	28,1	1636,5	507,5	<b>10,3</b>	0,281	0,548	0,154

Tabela 4.11. Zestawienie parametrów punktów pracy silnika spalinowego wyznaczonych dla akumulatora o pojemności  $V_a = 0,05$  m<sup>3</sup> (obciążenie I)

Lp.	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]:	$p_{awst}$ [MPa]
1	125,66	83,67	15,92	603	561	73,75	17,26
2	167,55	67,08	19,36	1230	467,5	21	17,26
3	183,26	50,49	20,69	2047,5	391	4,3	17,26
4	204,2	75,37	28,1	1636,5	507,5	10,3	12,94

Tabela 4.12. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia I oraz pojemności akumulatora 0,05 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	125,66	83,67	<b>15,92</b>	603	561	73,75	0,339	0,803	0,272
CO	125,66	83,67	15,92	<b>603</b>	561	73,75	0,339	0,803	0,272
NO <sub>x</sub>	183,26	50,49	20,69	2047,5	<b>391</b>	4,3	0,229	0,912	0,209
DYM	183,26	50,49	20,69	2047,5	391	<b>4,3</b>	0,229	0,912	0,209

Z danych zawartych w tabelach 4.1–4.12, otrzymanych dla sześciu wartości pojemności akumulatora hydraulicznego, wybrano punkty, które są najlepsze ze względu na rozpatrywane kryterium. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla czterech kryteriów optymalizacji i obciążenia I zamieszczone zostały w tabeli 4.13. Ilość punktów pracy silnika spalinowego dla różnych pojemności akumulatora jest różna i wynika z zastosowanych w metodzie kinetostatycznej założeń.



Tabela 4.13. Zestawienie punktów pracy silnika spalinowego dla różnych kryteriów optymalizacji dla obciążenia I

Kryterium optymalizacji	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kMh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$V_a$ [m <sup>3</sup> ]	$p_{awst}$ [MPa]
$G_c$	109,96	91,96	<b>14,7</b>	526,5	696	162,8	0,005	14,63
CO	104,72	125,14	17,41	<b>476</b>	1078	234,8	0,03	17,26
NO <sub>x</sub>	146,61	58,78	14,94	1016	<b>346</b>	8,4	0,01	12,94
DYM	193,73	58,78	23,5	2052	421	<b>0,3</b>	0,005	21,95

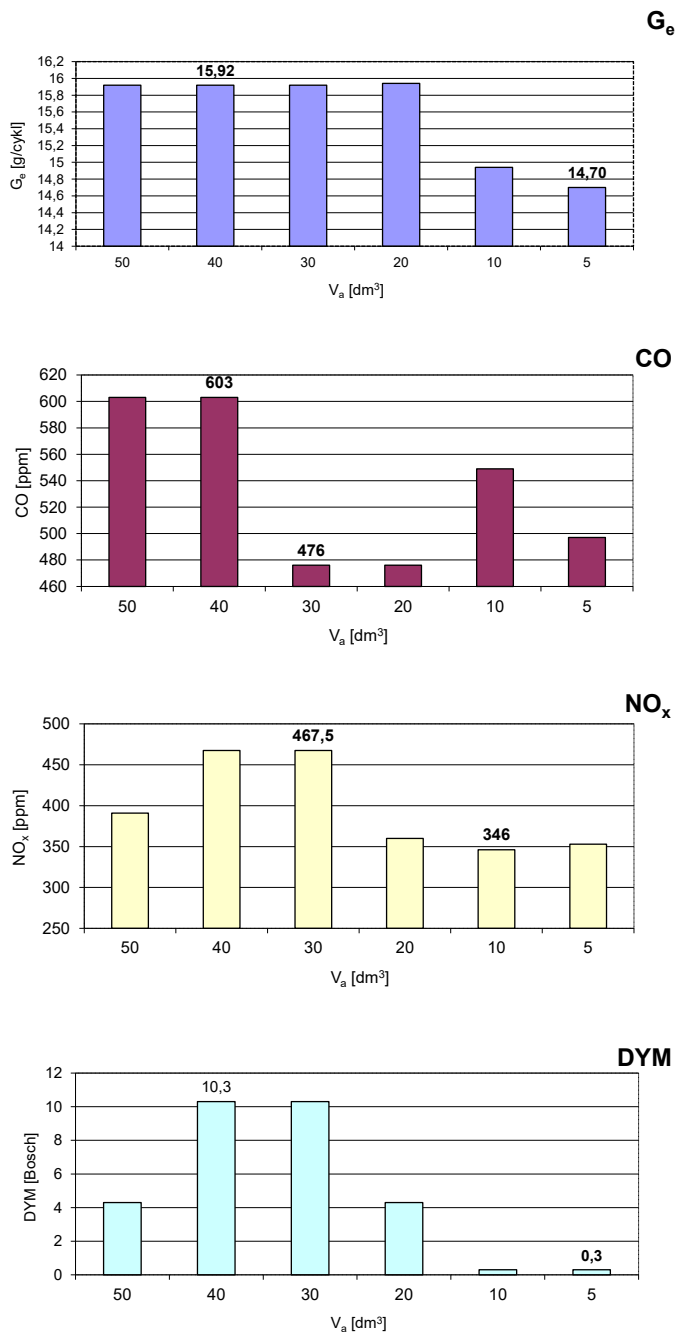
Na rysunku 4.9 przedstawiono graficzną interpretację wpływu pojemności akumulatora gazowo-hydraulicznego na parametry poszczególnych kryteriów (tabele 4.1–4.12) dla tego samego obciążenia (obciążenie I). Najmniejsze zużycie paliwa ( $G_c$ ) w cyklu pracy dla obciążenia I będzie w układzie wieloźródłowym, w którym zastosowano akumulator o pojemności 0,005 m<sup>3</sup> i wyniesie wówczas 14,7 g/cykl. Dla pojemności akumulatora 0,02 m<sup>3</sup> zużycie paliwa  $G_c$  będzie największe i wyniesie 15,94 g/cykl.

W przypadku emisji tlenku węgla (CO) minimalna wartość została osiągnięta dla układu z akumulatorem o pojemności 0,03 m<sup>3</sup> – wyniesie wówczas 476 [ppm], natomiast maksymalna emisja będzie wówczas, gdy w układzie zastosuje się akumulator o pojemności 0,04 m<sup>3</sup> – emisja osiągnie wtedy wartość 603 [ppm].

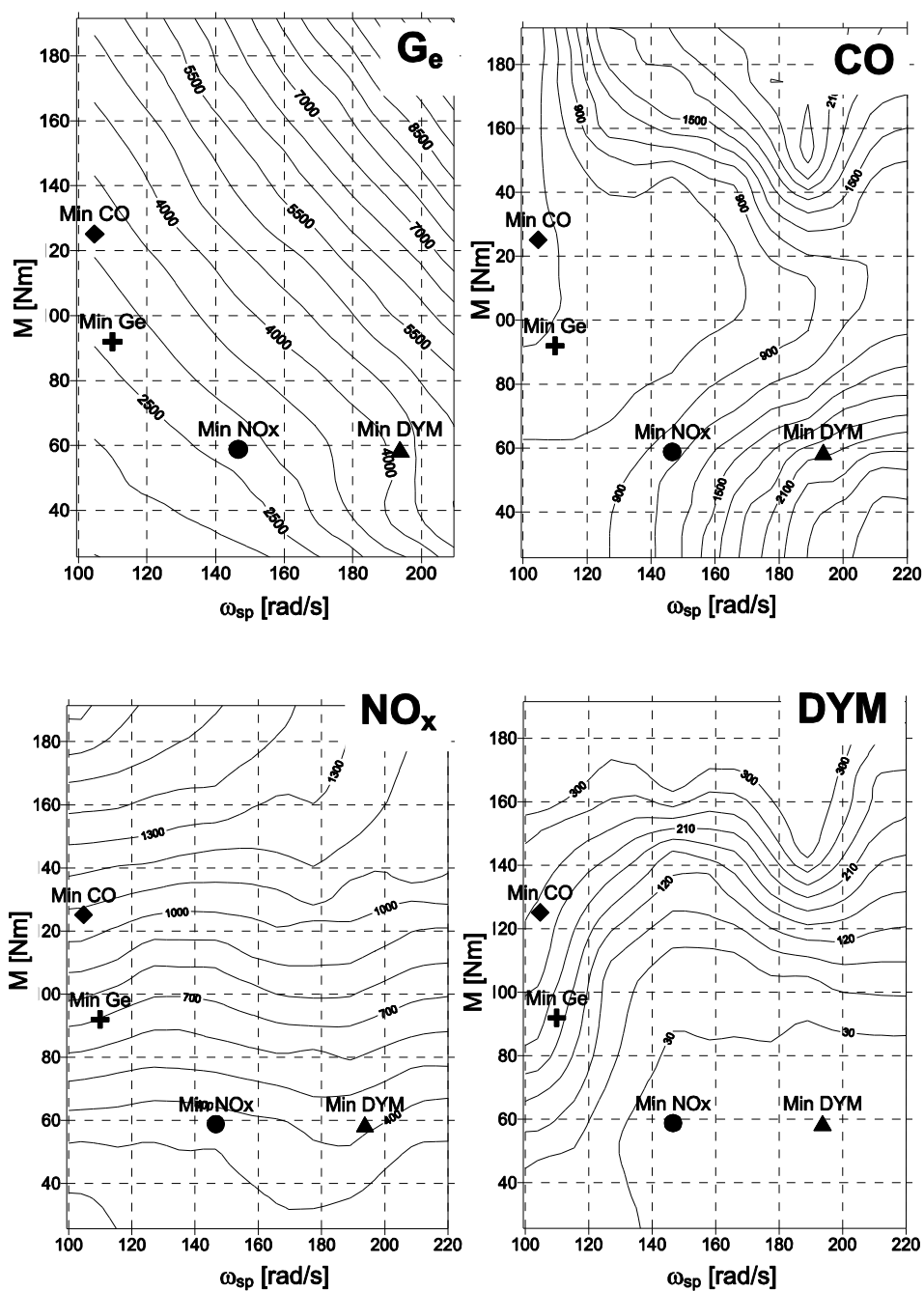
Dla kryterium minimalnej emisji tlenków azotu (NO<sub>x</sub>) minimum zostanie osiągnięte dla układu z akumulatorem o pojemności 0,01 m<sup>3</sup> – emisja na poziomie 346 [ppm], maksimum dla pojemności akumulatora 0,03 m<sup>3</sup> – 476 [ppm].

W przypadku kryterium zadymienia spalin (DYM) ekstrema zostały osiągnięte dla pojemności akumulatora 0,005 m<sup>3</sup> – minimum równe 0,3 [ppm] oraz maksimum dla pojemności 0,04 m<sup>3</sup> – wynoszące 10,3 [ppm]. Wynika z tego, że przez odpowiedni dobór pojemności akumulatora w wieloźródłowym układzie napędowym dla zadanego obciążenia można uzyskać lepsze parametry w obrębie wybranego kryterium. I tak: w przypadku kryterium  $G_c$  różnica pomiędzy minimum i maksimum zużycia paliwa w cyklu wynosi 8,4%, dla CO różnica wynosi 26,7%, dla NO<sub>x</sub> – 35,1%, a dla DYM – 3000%!!! Największe korzyści zostałyby osiągnięte dla kryterium zadymienia. Dzięki tego rodzaju analizom można zauważyć, że zmiana pojemności akumulatora powoduje nawet bardzo znaczące polepszenie parametrów dla rozpatrywanego kryterium.

Charakterystyki uniwersalne silnika spalinowego oraz naniesione punkty optymalne według poszczególnych kryteriów dla obciążenia I przedstawione zostały na rys. 4.10. Analizując położenie tych punktów, widzimy, że leżą one w różnych częściach charakterystyki silnika, co jest spowodowane tym, że optima dla poszczególnych rozpatrywanych w pracy kryteriów znajdują się w różnych obszarach charakterystyki zewnętrznej silnika.

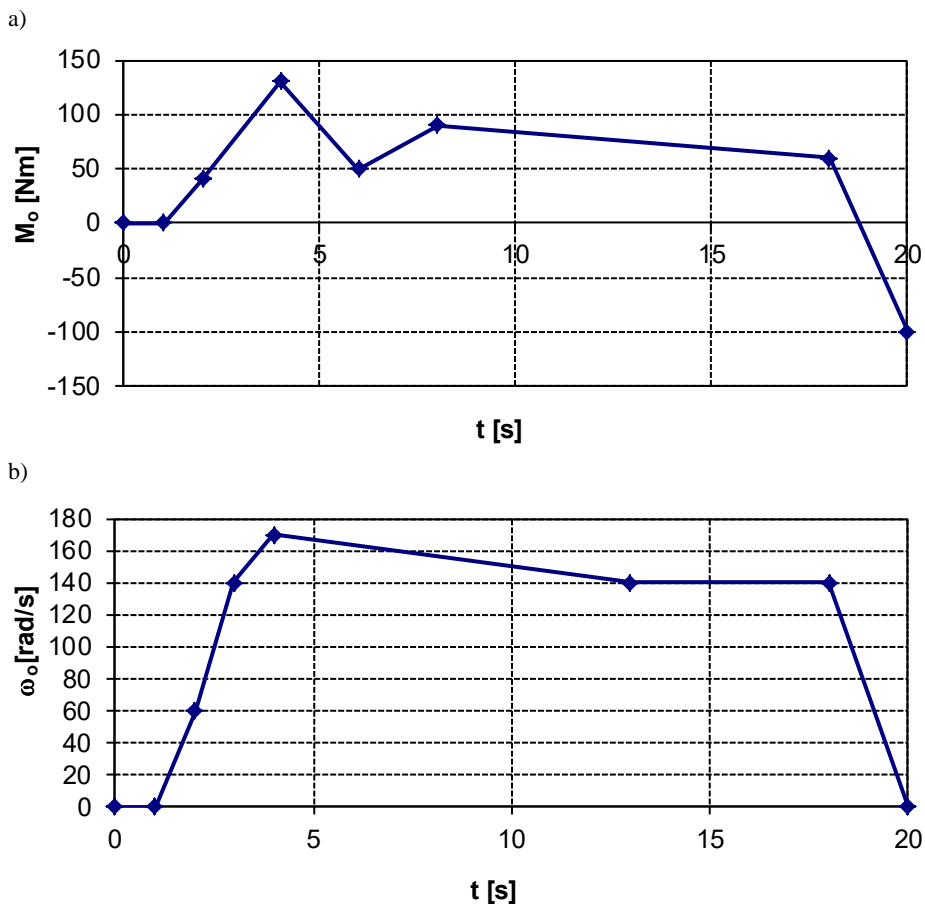


Rys. 4.9. Wpływ pojemności akumulatora hydraulicznego na wartości kryteriów optymalizacji dla obciążenia I



Rys. 4.10. Charakterystyki uniwersalne oraz punkty optymalne według poszczególnych kryteriów dla obciążenia I

Druga analiza została przeprowadzona dla obciążenia przedstawionego na rys. 4.11.



Rys. 4.11. Obciążenie II: a)  $M_o$  – moment obrotowy obciążenia,  
b)  $\omega_o$  – prędkość kątowna obciążenia

Tabela 4.14. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia II oraz pojemności akumulatora 0,005 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przeł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	146,61	75,37	<b>17,62</b>	776	501	22,9	0,322	0,842	0,271
CO	104,72	150,03	20,13	<b>472,75</b>	1327,5	267,5	0,400	0,592	0,237
NO <sub>x</sub>	209,44	67,08	27,83	1940	<b>415</b>	0,5	0,259	0,662	0,171
DYM	188,5	58,78	21,73	1992	440	<b>0</b>	0,261	0,839	0,219

Tabela 4.15. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia II oraz pojemności akumulatora 0,01 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	141,37	83,67	<b>18,17</b>	679	569,5	34,43	0,334	0,786	0,2625
CO	125,66	125,14	21,23	<b>584</b>	1000	147,2	0,380	0,591	0,2246
NO <sub>x</sub>	178,02	67,08	21,18	1460	<b>497,5</b>	16	0,289	0,779	0,2252
DYM	178,02	67,08	21,18	1460	497,5	<b>16</b>	0,289	0,779	0,2252

Tabela 4.16. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia II oraz pojemności akumulatora 0,02 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	141,37	83,67	<b>18,17</b>	679	569,5	34,43	0,334	0,786	0,262
CO	109,96	133,44	19,26	<b>511,65</b>	1140,5	229,08	0,391	0,634	0,248
NO <sub>x</sub>	162,32	75,37	19,86	994	<b>534</b>	24,5	0,316	0,760	0,240
DYM	198,97	83,67	28,35	1317	604,5	<b>22,9</b>	0,301	0,559	0,168

Tabela 4.17. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia II oraz pojemności akumulatora 0,03 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	104,72	133,44	<b>18,34</b>	476	1155,5	245,15	0,391	0,666	0,260
CO	104,72	133,44	18,34	<b>476</b>	1155,5	245,15	0,391	0,666	0,260
NO <sub>x</sub>	188,5	67,08	22,57	1565	<b>495</b>	2	0,287	0,735	0,211
DYM	188,5	67,08	22,57	1565	495	<b>2</b>	0,287	0,735	0,211

Tabela 4.18. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia II oraz pojemności akumulatora 0,04 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	104,72	133,44	<b>18,34</b>	476,00	1155,5	245,15	0,391	0,666	0,260
CO	193,73	91,96	29,10	<b>1057,00</b>	704,0	35,00	0,314	0,522	0,164
NO <sub>x</sub>	188,50	67,08	22,57	1565,00	<b>495,0</b>	2,00	0,287	0,735	0,211
DYM	188,50	67,08	22,57	1565,00	495,0	<b>2,00</b>	0,287	0,735	0,211

Tabela 4.19. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla obciążenia II oraz pojemności akumulatora 0,05 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	130,90	91,96	<b>17,69</b>	596,00	630,0	63,10	0,349	0,773	0,270
CO	193,73	91,96	29,10	<b>1057,00</b>	704,0	35,00	0,314	0,522	0,164
NO <sub>x</sub>	188,50	67,08	22,57	1565,00	<b>495,0</b>	2,00	0,287	0,735	0,211
DYM	188,50	67,08	22,57	1565,00	495,0	<b>2,00</b>	0,287	0,735	0,211

Z danych zawartych w tabelach 4.14–4.19, otrzymanych dla sześciu wartości pojemności akumulatora hydraulicznego, wybrano najlepsze punkty dla rozpatrywanego kryterium. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla czterech kryteriów optymalizacji i obciążenia II zamieszczono w tabeli 4.20.

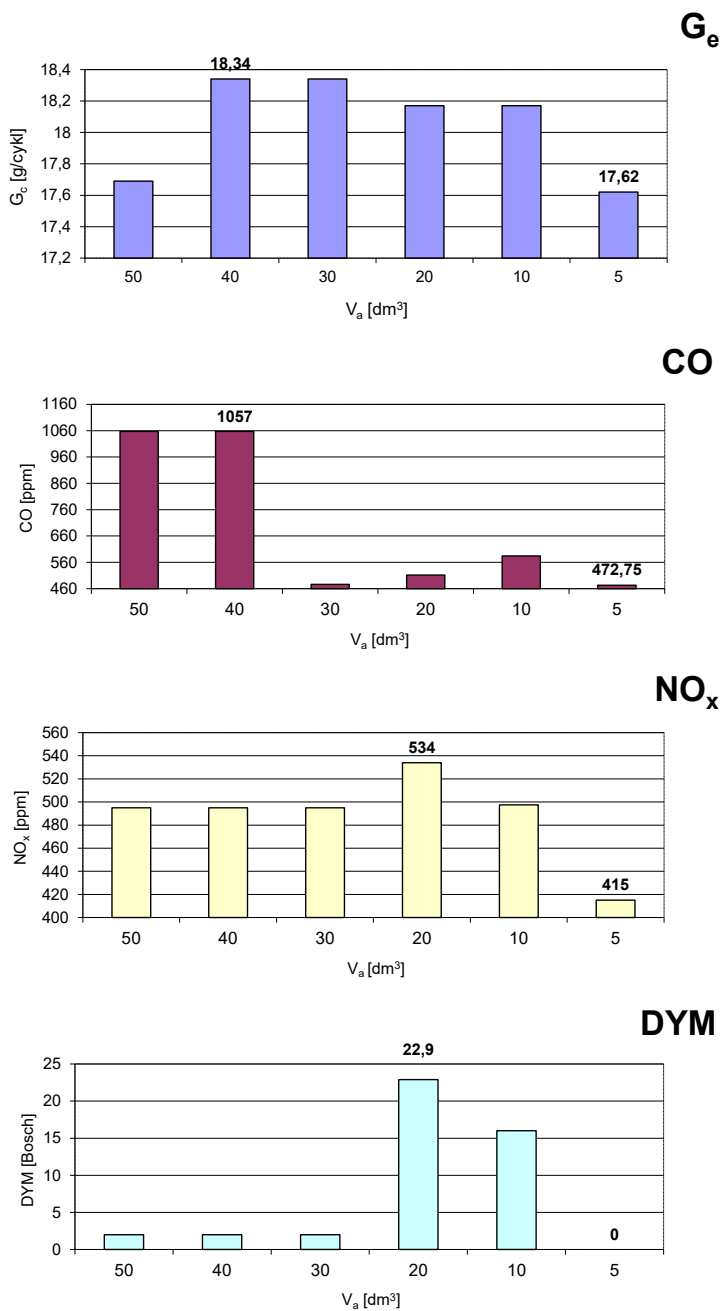
Tabela 4.20. Zestawienie punktów pracy silnika spalinowego dla różnych kryteriów optymalizacji

Kryterium optymalizacji	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kWh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$V_a$ [m <sup>3</sup> ]	$p_{awst}$ [MPa]
$G_c$	146,61	75,37	<b>17,62</b>	776	501	22,9	0,005	10,98
CO	104,72	150,03	20,13	<b>472,75</b>	1327,5	267,5	0,005	10,98
NO <sub>x</sub>	209,44	67,08	27,83	1940	<b>415</b>	0,5	0,005	25,61
DYM	188,5	58,78	21,73	1992	440	<b>0</b>	0,005	14,63

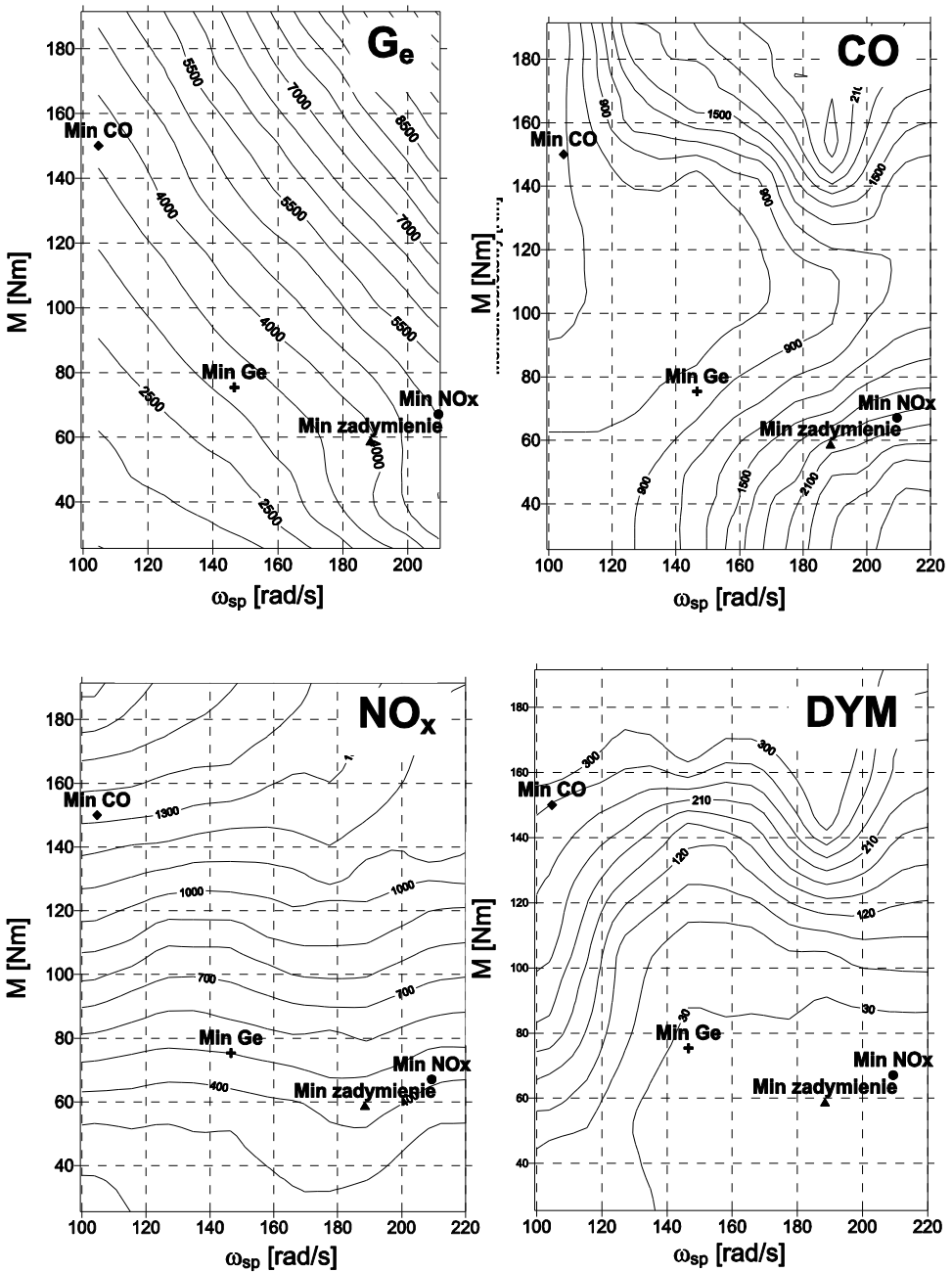
Analizując podane wyniki, można zauważyć, że dla różnych kryteriów w przypadku tego obciążenia optymalną pojemnością akumulatora jest pojemność 0,005 m<sup>3</sup>. Taka pojemność akumulatora dla tego przypadku obciążenia jest optymalna.

Najmniejsze zużycie paliwa w cyklu pracy ( $G_c$ ) dla obciążenia II będzie w układzie wieloźródłowym, w którym zastosowano akumulator o pojemności 0,005 m<sup>3</sup>,  $G_c$  wyniesie wtedy 17,62 g/cykl. Dla pojemności akumulatora 0,04 m<sup>3</sup> zużycie paliwa w tym cyklu będzie największe i wyniesie 18,34 g/cykl.

W przypadku emisji tlenku węgla (CO) minimalna wartość została osiągnięta, podobnie jak w przypadku kryterium  $G_c$  dla układu z akumulatorem o pojemności 0,005 m<sup>3</sup> – wyniesie wówczas 472 [ppm], natomiast maksymalna emisja będzie wówczas, gdy w układzie zastosuje się akumulator o pojemności 0,04 m<sup>3</sup> – emisja osiągnie wtedy wartość 1057 [ppm].



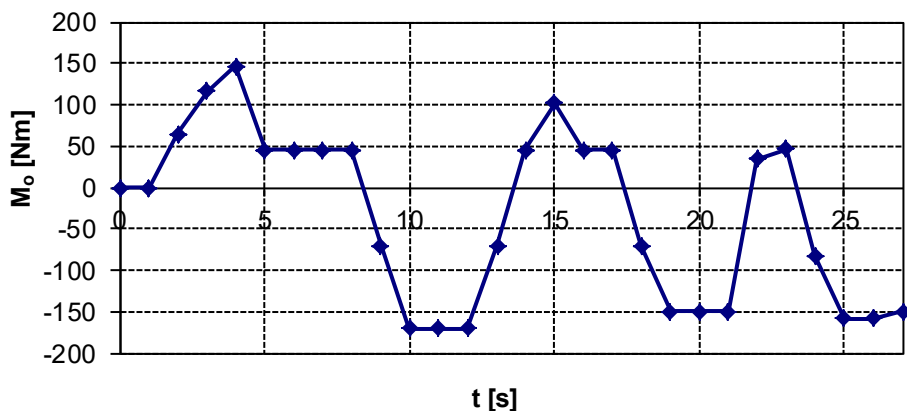
Rys. 4.12. Wpływ pojemności akumulatora hydraulicznego na wartości poszczególnych kryteriów optymalizacji dla obciążenia II



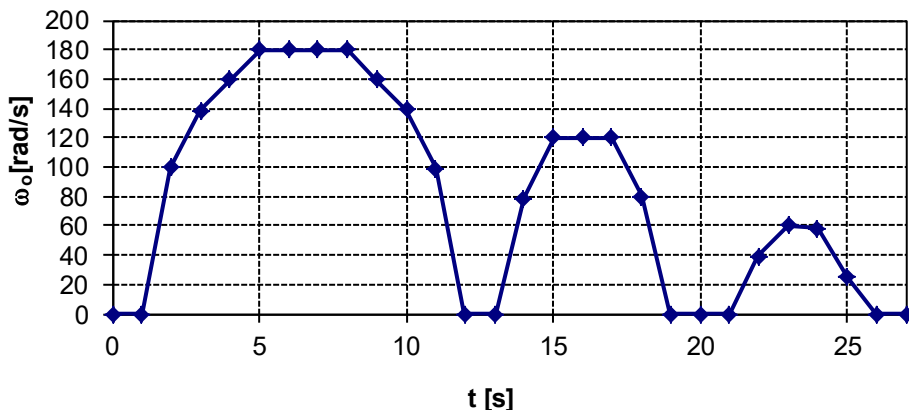
Rys. 4.13. Położenie optymalnych punktów ustabilizowanej pracy silnika spalinowego na charakterystykach uniwersalnych oraz punkty optymalne według poszczególnych kryteriów dla obciążenia II



a)



b)



Rys. 4.14. Obciążenie III: a)  $M_o$  – moment obrotowy obciążenia,  
b)  $\omega_o$  – prędkość kątowna obciążenia

Dla kryterium minimalnej emisji tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) minimum osiągnie się wtedy, gdy zastępuje się w układzie akumulator o pojemności  $0,005 \text{ m}^3$ , przy emisji na poziomie 415 [ppm], maksimum natomiast, inaczej niż w przypadku opisanych wcześniej kryteriów, dla pojemności akumulatora  $0,02 \text{ m}^3$ .

Podobnie w przypadku  $\text{NO}_x$  ekstremalne wartości kryterium zadymienia spalin (DYM) zostały osiągnięte dla pojemności akumulatora  $0,005 \text{ m}^3$  – minimum równe zero [ppm] oraz maksimum dla pojemności  $0,02 \text{ m}^3$  – wynoszące 22,9 [ppm]. W przypadku kryterium  $G_c$  procentowa różnica między minimum i maksimum zużycia paliwa w cyklu wynosi 3,92%, dla CO różnica wynosi 123,5%, dla  $\text{NO}_x$  – 28,6%, a dla DYM – nie

można tego określić, ponieważ jest to wartość nieokreślona ze względu na minimum wynoszące zero [ppm].

Charakterystyki uniwersalne silnika spalinowego oraz naniesione punkty optymalne według poszczególnych kryteriów (tabela 4.20) dla obciążenia II przedstawiono na rys. 4.13.

Kolejnym zamieszczonym w pracy przykładem są wyniki uzyskane dla obciążenia przedstawionego na rys. 4.14.

Tabela 4.21. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia III oraz pojemności akumulatora 0,005 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	125,66	33,9	<b>10,35</b>	884,85	255,8	40,05	0,211	0,822	0,173
CO	120,43	42,19	10,94	<b>876,35</b>	258	45,6	0,238	0,689	0,164
NO <sub>x</sub>	125,66	33,9	10,35	884,85	<b>255,8</b>	40,05	0,211	0,822	0,173
DYM	151,84	25,6	10,61	1375	275	<b>0</b>	0,188	0,900	0,169

Tabela 4.22. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia III oraz pojemności akumulatora 0,01 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	141,37	83,67	<b>18,17</b>	679	569,5	34,43	0,334	0,296	0,099
CO	125,66	125,14	21,23	<b>584</b>	1000	147,2	0,380	0,223	0,085
NO <sub>x</sub>	157,08	75,37	19,13	944	<b>524</b>	23,8	0,317	0,296	0,094
DYM	157,08	75,37	19,13	944	524	<b>23,8</b>	0,317	0,296	0,094

Tabela 4.23. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia III oraz pojemności akumulatora 0,02 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	141,37	83,67	<b>18,17</b>	679	569,5	34,43	0,334	0,296	0,099
CO	125,66	125,14	21,23	<b>584</b>	1000	147,2	0,380	0,223	0,085
NO <sub>x</sub>	178,02	67,08	21,18	1460	<b>497,5</b>	16	0,289	0,293	0,085
DYM	178,02	67,08	21,18	1460	497,5	<b>16</b>	0,289	0,293	0,085

Tabela 4.24. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia III oraz pojemności akumulatora 0,03 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	115,19	33,9	<b>9,91</b>	842,05	221	45,25	0,202	0,896	0,181
CO	125,66	50,49	11,88	<b>832,5</b>	286	35,3	0,274	0,552	0,151
NO <sub>x</sub>	209,44	25,6	23,83	2760	<b>210</b>	0	0,115	0,653	0,075
DYM	209,44	25,6	23,83	2760	210	<b>0</b>	0,115	0,653	0,075

Tabela 4.25. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia III oraz pojemności akumulatora 0,04 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	115,19	33,9	<b>9,91</b>	842,05	221	45,25	0,202	0,896	0,181
CO	125,66	125,14	21,23	<b>584</b>	1000	147,2	0,380	0,223	0,085
NO <sub>x</sub>	115,19	33,9	9,91	842,05	<b>221</b>	45,25	0,202	0,896	0,181
DYM	209,44	42,19	27,88	2712,5	244	<b>0</b>	0,163	0,396	0,064

Tabela 4.26. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego według kryteriów dla obciążenia III oraz pojemności akumulatora 0,05 m<sup>3</sup>

Kryterium	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/cykl]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	Sprawność		
							silnika spal. $\eta_{sp}$	przekł. hydr. $\eta_{ph}$	całego układu $\eta_c$
$G_c$	104,72	50,49	<b>9,89</b>	828	279	65,25	0,274	0,662	0,181
CO	104,72	50,49	9,89	<b>828</b>	279	65,25	0,274	0,662	0,181
NO <sub>x</sub>	115,19	33,9	9,91	842,05	<b>221</b>	45,25	0,202	0,896	0,181
DYM	193,73	33,9	22,46	2556,5	277	<b>0</b>	0,150	0,533	0,080

Z danych zawartych w tabelach 4.21–4.26, otrzymanych dla sześciu wartości pojemności akumulatora hydraulicznego, wybrano punkty, które są najlepsze dla rozpatrywanego kryterium. Zestawienie optymalnych punktów pracy silnika spalinowego dla czterech kryteriów optymalizacji i obciążenia III zamieszczono w tabeli 4.27.

Tabela 4.27. Zestawienie punktów pracy silnika spalinowego dla różnych kryteriów optymalizacji dla obciążenia III

Kryterium optymalizacji	$\omega_{sp}$ [rad/s]	$M_{sp}$ [N·m]	$G_c$ [g/kMh]	CO [ppm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	DYM [ppm]	$V_a$ [m <sup>3</sup> ]	$p_{awst}$ [MPa]
$G_c$	104,72	50,49	<b>9,89</b>	828	279	65,25	0,05	14,63
CO	125,66	125,14	21,23	<b>584</b>	1000	147,2	0,04	17,26
NO <sub>x</sub>	209,44	25,6	23,83	2760	<b>210</b>	0	0,03	12,94
DYM	151,84	25,6	10,61	1375	275	<b>0</b>	0,005	21,95

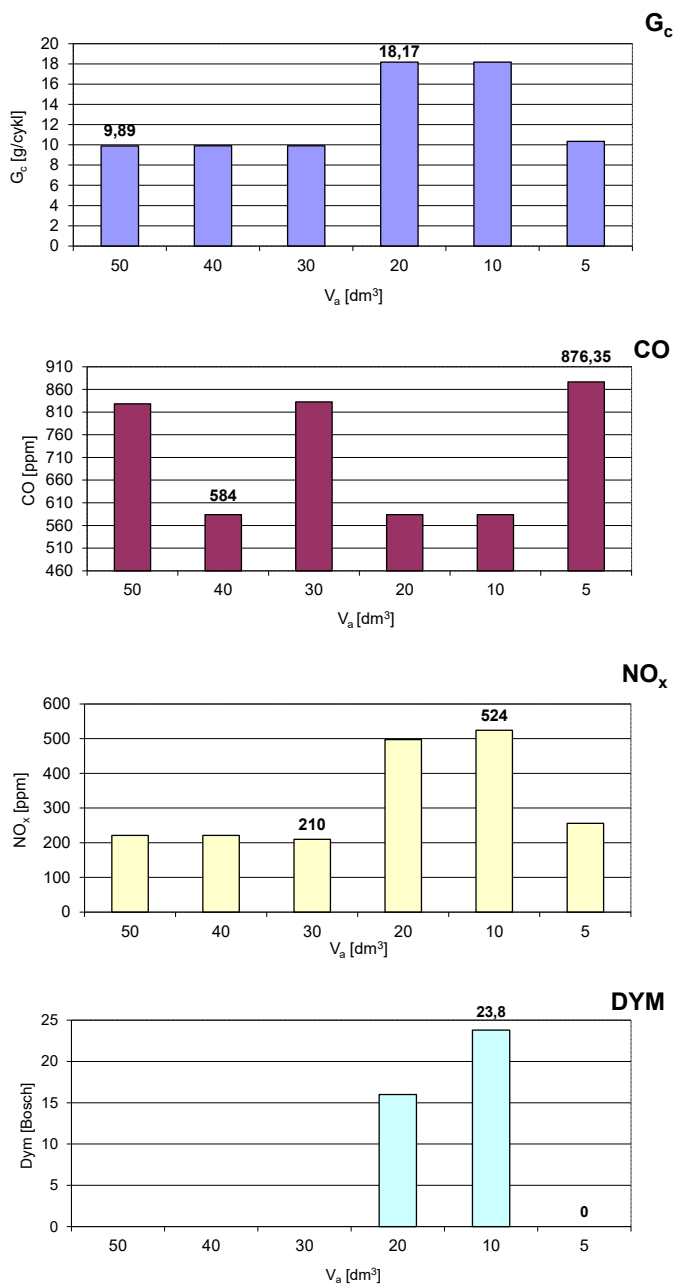
Na rysunku 4.15 przedstawiono graficzną interpretację wpływu pojemności akumulatora gazowo-hydraulicznego na parametry poszczególnych kryteriów (tabele 4.21–4.26), dla tego samego obciążenia (obciąż. III). Najmniejsze zużycie paliwa w cyklu pracy ( $G_c$ ) dla obciążenia III będzie w układzie wieloźródłowym, w którym zastosuje się akumulator o pojemności 0,05 m<sup>3</sup>,  $G_c$  wyniesie wtedy 9,89 g/cykl. Dla pojemności akumulatora 0,02 m<sup>3</sup> zużycie paliwa w tym cyklu będzie największe i wyniesie 18,17 g/cykl.

W przypadku emisji tlenku węgla (CO) minimalna wartość została osiągnięta dla układu z akumulatorem o pojemności 0,04 m<sup>3</sup> – wyniesie wówczas 584 [ppm], natomiast maksymalna emisja będzie w chwili, gdy w układzie zastosujemy akumulator o pojemności 0,01 m<sup>3</sup> – emisja osiągnie wtedy 876 [ppm].

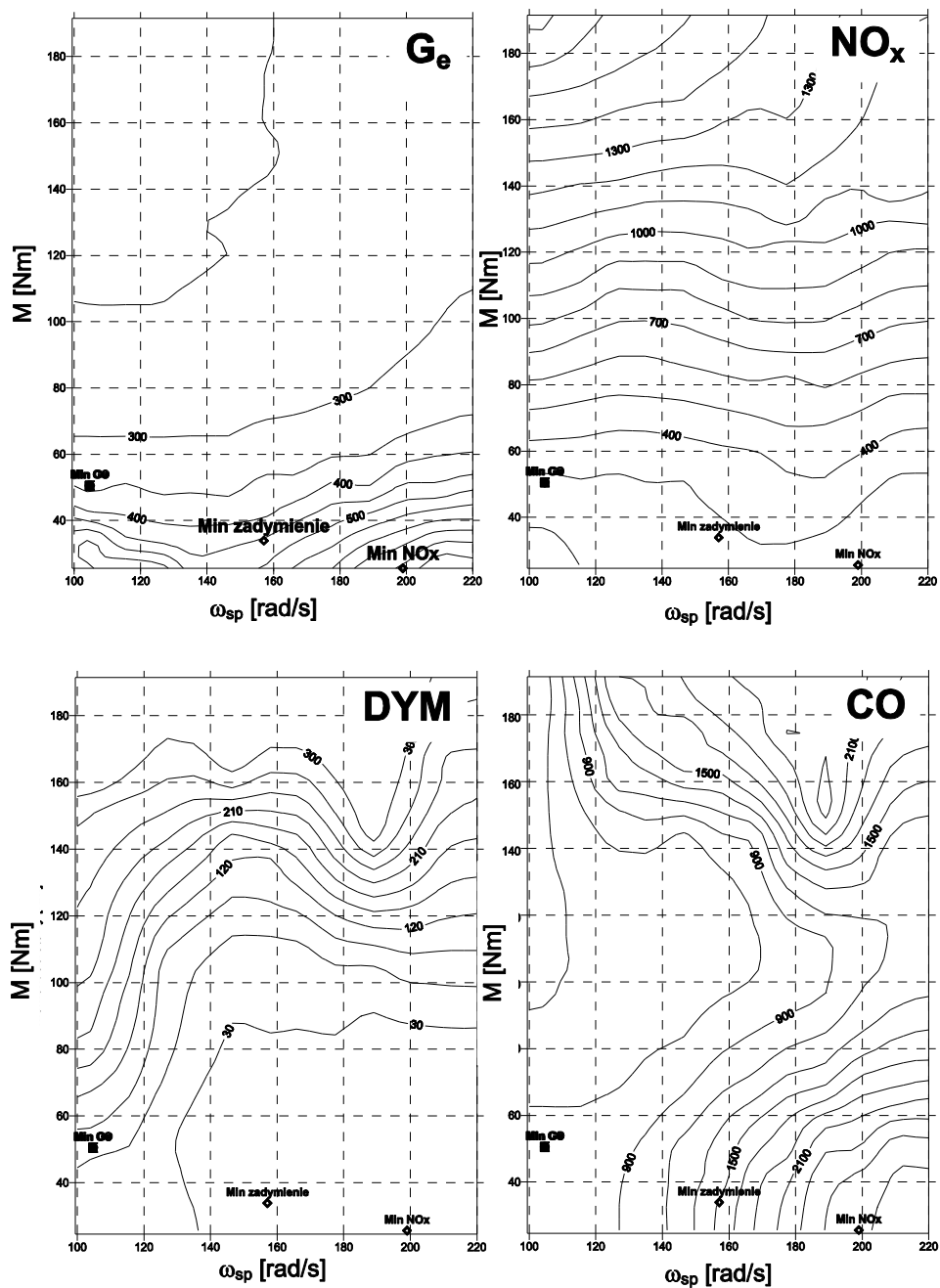
Także dla kryterium emisji tlenków azotu (NO<sub>x</sub>) minimum zostanie osiągnięte dla akumulatora o pojemności 0,03 m<sup>3</sup> – uzyskując emisję na poziomie 210 [ppm], maksimum dla pojemności akumulatora 0,01 m<sup>3</sup> – 524 [ppm].

W przypadku kryterium zadymienia spalin (DYM) ekstrema zostały osiągnięte dla pojemności akumulatora 0,005, 0,03, 0,04, 0,05 m<sup>3</sup> – minimum równe 0 [ppm] oraz maksimum dla pojemności 0,01 m<sup>3</sup> wynoszące 23,8 [ppm]. Dla rozpatrywanego obciążenia oraz kryterium  $G_c$  różnica pomiędzy minimum i maksimum zużycia paliwa w cyklu wynosi 45,5%, dla CO różnica wynosi 33,3%, dla NO<sub>x</sub> – 59,9%, a dla DYM – nieokreślone. Największe korzyści zostały osiągnięte, jak widać, dla kryterium zadymienia, ponieważ w przypadku optymalnego sterowania spaliny nie są zadymione (wg rozpatrywanej skali).

Charakterystyki uniwersalne silnika spalinowego oraz naniesione punkty optymalne według poszczególnych kryteriów dla obciążenia III przedstawiono na rys. 4.16.



Rys. 4.15. Wpływ pojemności akumulatora hydraulicznego na wartości parametrów kryteriów optymalizacji dla obciążenia III



Rys. 4.16. Charakterystyki uniwersalne oraz punkty optymalne według poszczególnych kryteriów dla obciążenia III

## 4.5. Wyznacznik WZ

Omówione w rozdziałach monografii:

- metoda kinetostatyczna,
- sposób szacowania zużycia paliwa w układzie jedno- i wieloźródłowym (załącznik),
- symulacyjna weryfikacja uzyskanych w metodzie kinetostatycznej wyników,

oraz specjalnie wykonane:

- autorskie oprogramowanie do wyznaczania nastaw komponentów układu napędowego,
- autorskie oprogramowanie do digitalizacji charakterystyk uniwersalnych,

posłużyły do opracowania narzędzia (systemu ekspertowego), na podstawie którego inżynier, nawet niebędący specjalistą w zakresie napędów wieloźródłowych, może oszacować różnicę w zużyciu energii przez silnik spalinowy realizujący dany cykl pracy w strukturze jednoźródłowego układu napędowego i jego wieloźródłowego odpowiednika. Dzięki tym szacunkom decyzja inżyniera dotycząca rozbudowy jednoźródłowego, klasycznego układu napędowego do równoważnego układu wieloźródłowego będzie szybsza i obciążona mniejszym błędem.

Badania i analizy jedno i wieloźródłowych układów napędowych pracujących w zmiennych i powtarzalnych cyklach pracy, charakterystycznych dla maszyn roboczych, autobusów, wózków transportowych itd., zaowocowały opracowaniem formuły matematycznej stanowiącej podstawę podjęcia decyzji o rozbudowie jednoźródłowego układu napędowego do jego wieloźródłowego odpowiednika. Jej ostateczną formę przyjęto w postaci zależności (4.3). Nazwano ją wyznacznikiem zmienności cyklu pracy WZ:

$$WZ = \frac{N_{sr\_br}}{N_{sr\_r}} \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{t_{di}}{t_{ci}} \quad (4.3)$$

w której:

$WZ$  – wyznacznik zmienności cyklu pracy [–],

$N_{sr\_br}$  – średnia moc w cyklu pracy bez uwzględnienia energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji [W],

$N_{sr\_r}$  – średnia moc w cyklu pracy z uwzględnieniem energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji [W],

$t_d$  – czasu dostarczania energii do układu napędowego w cyklu pracy ( $N_o > 0$ ) [s],

$t_c$  – całkowity czas trwania cyklu pracy [s],

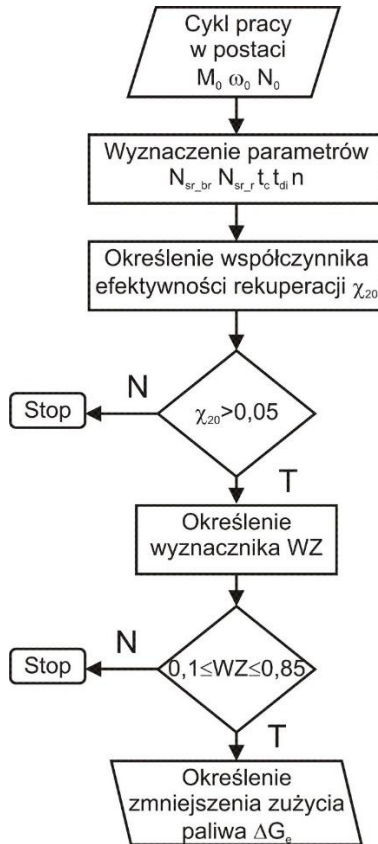
$n$  – liczba zmian przebiegu zapotrzebowania na energię w cyklu pracy z energią dostarczaną do układu napędowego  $N_o > 0$ , do energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji  $N_o < 0$  [–].

Podana formuła uwzględnia tylko pięć charakterystycznych parametrów. Jest efektem kompromisu pomiędzy jakością oszacowania potencjalnego zmniejszenia zużycia

paliwa  $\Delta G_e$  w danym cyklu pracy oraz czasu, jaki jest potrzebny poświęcić na wykonanie tego oszacowania. Wyznacznik WZ, w zaproponowanej formie, umożliwi szybkie oszacowanie potencjalnych korzyści wynikających z zastąpienia jednoźródłowego układu napędowego układem wieloźródłowym, na podstawie charakterystyki cyklu pracy maszyny, przedstawionego w postaci przebiegu zmiennej wyłączeniowej  $M_o$ , natężeniowej  $\omega_o$  oraz mocy obciążenia  $N_o$ .

#### 4.6. Procedura wyznaczania różnicy zużycia paliwa $\Delta G_e$

W celu wyznaczenia różnicy zużycia paliwa  $\Delta G_e$  między jednoźródłowym układem napędowym a jego wieloźródłowym odpowiednikiem pracującym w tym samym cyklu pracy należy postępować według przedstawionej procedury (rys. 4.17) [46]:



Rys. 4.17. Schemat procedury określania wyznacznika zmienności cyklu pracy WZ



## Szczegółowy opis procedury

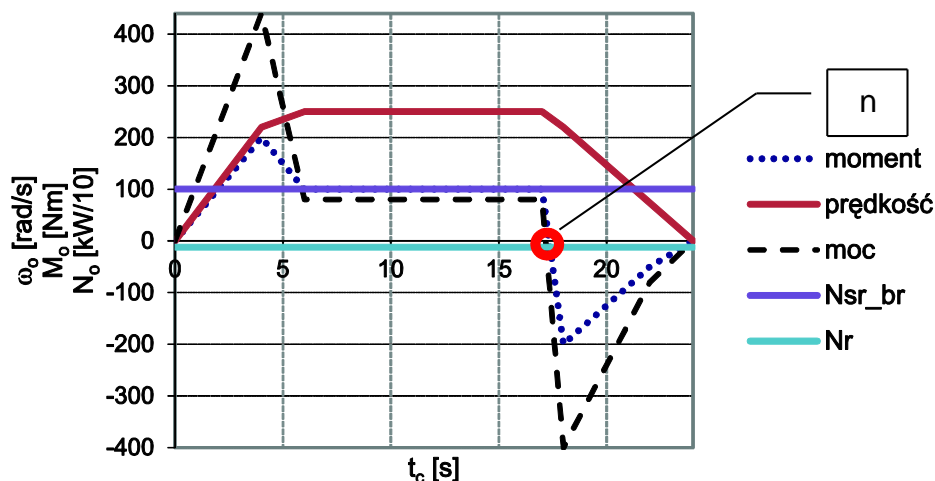
1. Przedstawienie cyklu pracy maszyny w postaci przebiegów momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątovej  $\omega_o$  i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu.
2. Określenie parametrów wybranego cyklu pracy:
  - (a)  $N_{sr\_br}$  – średnia moc w cyklu pracy bez uwzględnienia energii możliwej do odzyskana w procesie rekuperacji:

$$N_{sr\_br} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} N_o(t) dt \quad \text{dla } N_o(t) \geq 0 \quad (4.4)$$

- (b)  $N_{sr\_r}$  – średnia moc w cyklu pracy z uwzględnieniem energii możliwej do odzyskana w procesie rekuperacji:

$$N_{sr\_r} = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} N_o(t) dt \quad (4.5)$$

- (c)  $t_c$  – czas trwania cyklu pracy,
- (d)  $t_d$  – czas dostarczania energii do układu napędowego w cyklu pracy ( $N > 0$ ),
- (e)  $n$  – liczba zmian zapotrzebowania na energię w cyklu pracy z energii dostarczanej ( $E_d$ ) do układu napędowego do energii możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji ( $E_o$ ).



Rys. 4.17a. Graficzna interpretacja parametrów zastosowanych do obliczenia wyznacznika WZ dla obciążenia III

3. Określenie współczynnika efektywności rekuperacji  $\chi_{20}$  (4.6).

$$\chi_{20} = \frac{N_r}{N_{sr-br}} \quad (4.6)$$

przy czym

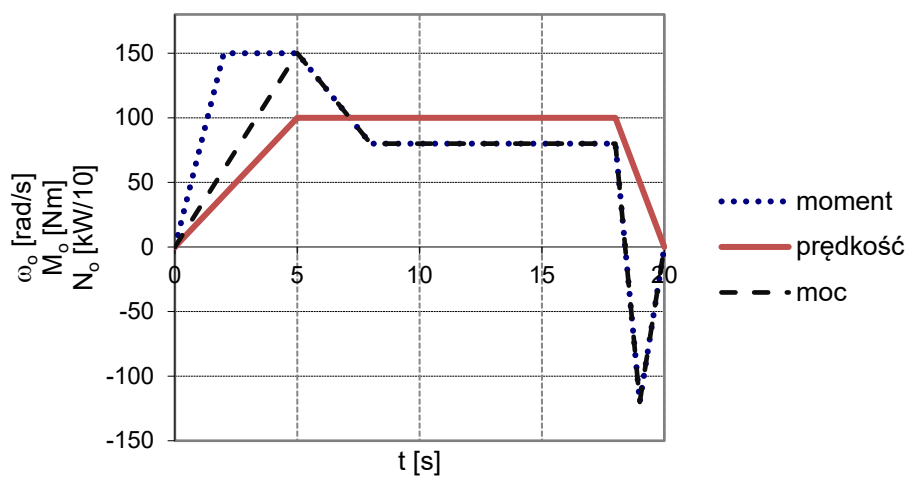
$$N_r = \frac{1}{t_c} \int_0^{t_c} N_o(t) dt \quad \text{dla } N_o(t) < 0 \quad (4.7)$$

4. Jeżeli jest spełniony warunek  $\chi_{20} > 0,05$  można przejść do następnego punktu. W przeciwnym razie należy przerwać procedurę (nie można zastosować tej metody).
5. Wprowadzenie parametrów określonych wcześniej do zależności opisującej współczynnik zmienności cyklu pracy WZ (4.3).
6. Jeżeli jest spełniony warunek  $0,1 \leq WZ \leq 0,85$ , można przejść do następnego punktu procedury, czyli określenia zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$ . W przeciwnym razie należy przerwać procedurę (nie można zastosować tej metody).
7. Odczytanie z wykresu szacunkowej wartości zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$  przez silnik spalinowy realizujący dany cykl pracy w strukturze wieloźródłowego układu napędowego w stosunku do jednoźródłowego układu napędowego.

Pierwszym punktem procedury jest przedstawienie cyklu pracy maszyny w postaci przebiegów momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$  i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu. Przebiegi  $M_o$ ,  $\omega_o$  uzyskiwane są zwykle z badań doświadczalnych. Zapotrzebowanie na energię  $N_{oi}$  dla danego czasu  $t_i$  trwania cyklu zostało wyznaczone jako iloczyn odpowiedniej zmiennej wyężeniowej  $M_{oi}$  oraz natężeniowej  $\omega_{oi}$  dla danego czasu  $t_i$  (4.8).

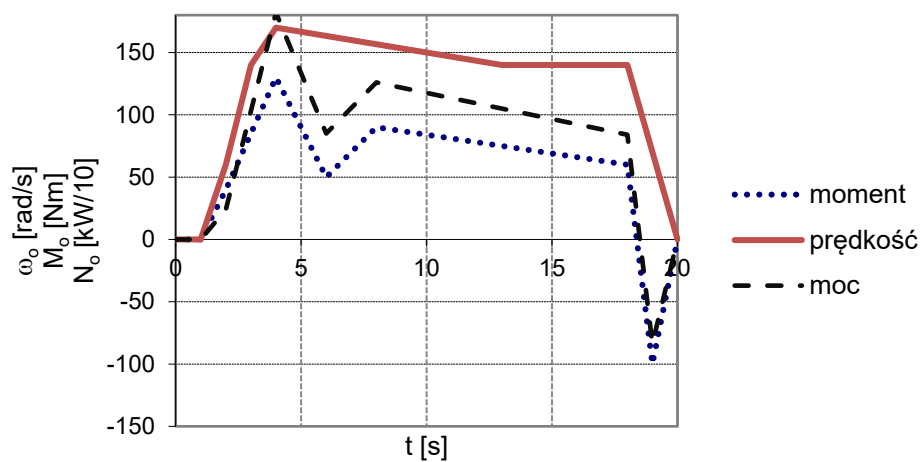
$$N_{oi} = M_{oi}\omega_{oi} \quad \text{dla } 0 \leq t_i \leq t_c \quad (4.8)$$

Przebiegi parametrów analizowanych cykli pracy przedstawiono na rys. 4.18–4.24.



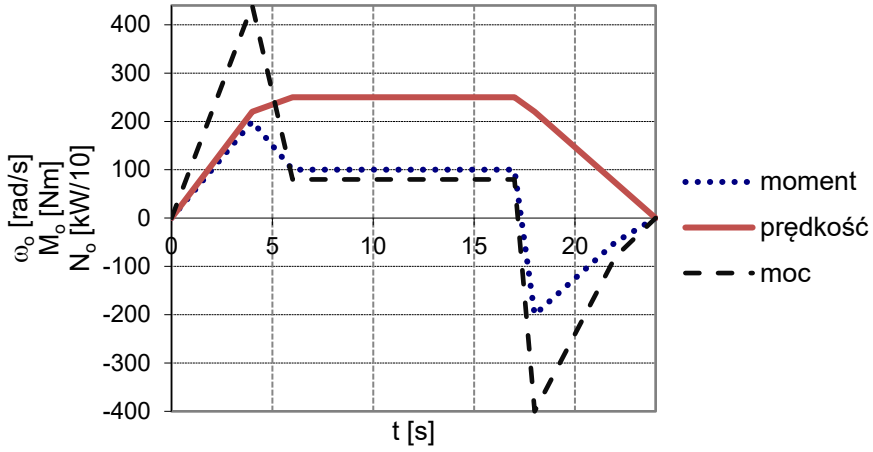
Rys. 4.18. Cykl pracy nr I (obciążenie I).

Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$  i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu

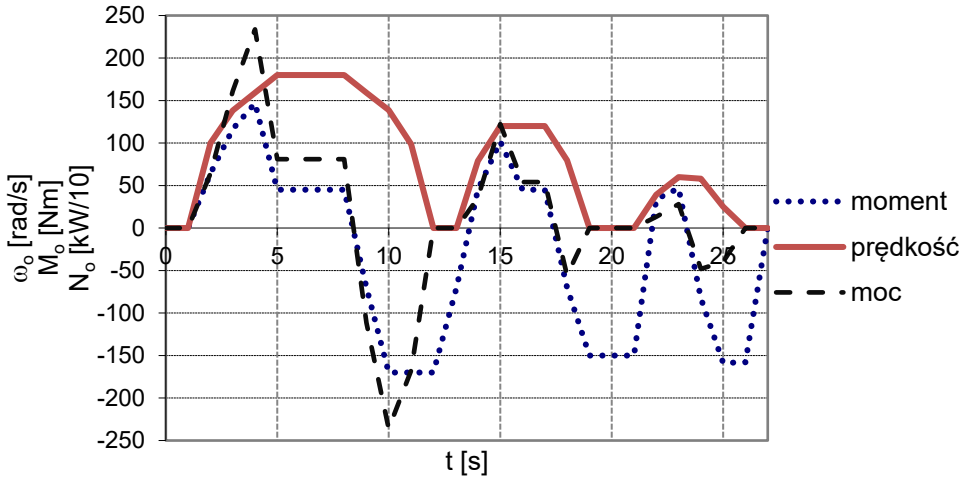


Rys. 4.19. Cykl pracy nr II (obciążenie II).

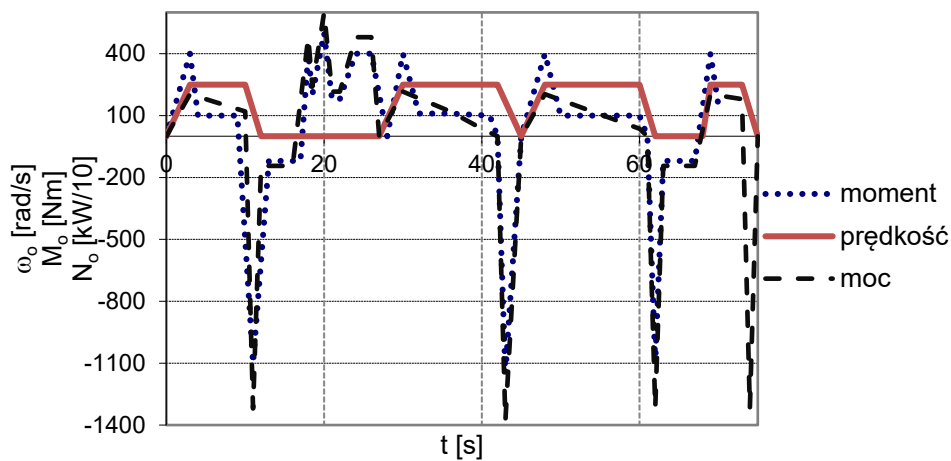
Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$  i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu



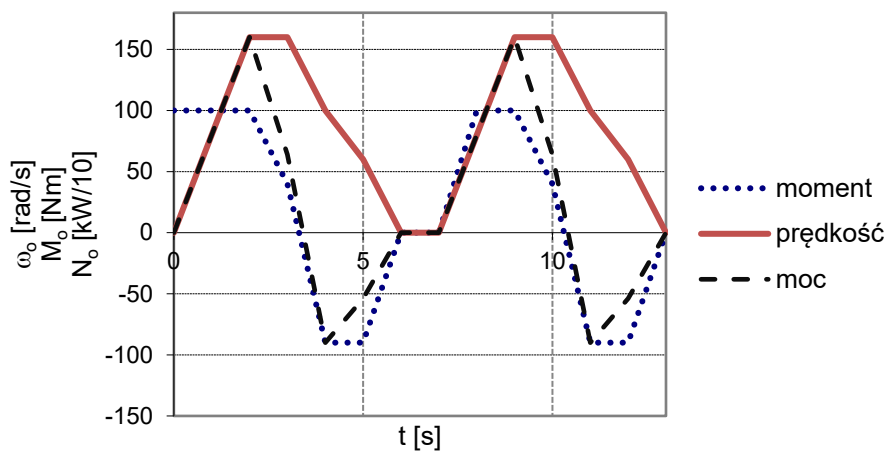
Rys. 4.20. Cykl pracy nr III (obciążenie III).  
Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$   
i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu



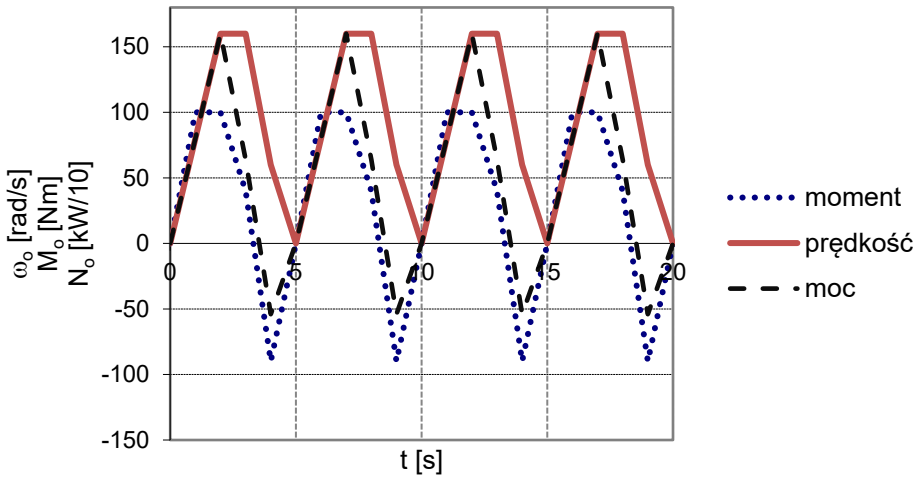
Rys. 4.21. Cykl pracy nr IV (obciążenie IV).  
Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$   
i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu



Rys. 4.22. Cykl pracy nr V (obciążenie V).  
Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$   
i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu



Rys. 4.23. Cykl pracy nr VI (obciążenie VI).  
Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$   
i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu



Rys. 4.24. Cykl pracy nr VII (obciążenie VII). Przebiegi momentu obrotowego  $M_o$ , prędkości kątowej  $\omega_o$  i zapotrzebowania na energię (moc)  $N_o$  w czasie trwania cyklu

Drugim punktem procedury jest określenie pięciu parametrów potrzebnych do wyznaczenia wyznacznika WZ. Oblicza się je, stosując zależności (4.4) – (4.7). Ich graficzne interpretacje dla obciążenia III przedstawia rys. 4.17a.

Warunkiem, który wstępnie weryfikuje możliwość zastosowania wyznacznika WZ, jest współczynnik efektywności rekuperacji  $\chi_{20}$ . Znając wartości parametrów  $N_{sr\_br}$  oraz  $N_r$ , współczynnik  $\chi_{20}$  można wyznaczyć z zależności (4.6).

Dla cyklu pracy, w którym wskaźnik  $\chi_{20}$  osiągnie wartości poniżej 0,05 ( $\chi_{20} < 0,05$ ), oszacowanie różnicy zużycia paliwa  $\Delta G_e$  nie jest możliwe po zastosowaniu metody wyznacznika WZ.

Kolejnym parametrem jest czas trwania cyklu pracy  $t_c$ . Jest to czas od rozpoczęcia do zakończenia cyklu. Parametr  $t_d$  oznacza czas dostarczania energii do układu napędowego w cyklu pracy ( $N_o > 0$ ).

Ostatnim parametrem do określenia w tym kroku procedury jest współczynnik  $n$ . Jest to liczba, która określa (dla danego cyklu pracy) liczbę przejść cyklogramu z mocy  $N_o > 0$  do mocy  $N_o < 0$  możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji. Dla przedstawionego na rys. 4.17a obciążenia III liczba  $n$  wynosi 1 (miejsce zaznaczono na rys. 4. okręgiem).

Zestawienie wybranych parametrów dla wszystkich analizowanych cykli pracy przedstawia tabela 4.28. Wyznaczono je tak samo jak dla obciążenia III. Dodatkowo w tabeli przedstawiono wartości średniej mocy możliwej do odzyskania w procesie rekuperacji  $N_r$  oraz różnicę zużycia paliwa  $\Delta G_e$  między jednoźródłowym i wielo-

źródłowym układem napędowym. Procedura określania  $\Delta G_e$  została opisana szczegółowo w Załączniku 1.

Tabela 4.28. Zestawienie parametrów analizowanego cyklu pracy

Obciążenia	$N_{sr\_br}$ [kW]	$N_r$ [kW]	$N_{sr\_r}$ [kW]	$\Delta G_e$ [%]	$n$	$t_{c(i)}$ [s]	$t_{d(i)}$	$\chi_{20}$
Obciążenie I	5,43	0,08	5,35	0.13	1	20	18,5	0,01
Obciążenie II	9,73	0,13	9,6	-16.14*	1	20	18,5	0,01
Obciążenie III	10,02	1,25	8,77	34.3	1	24	17,5	0,13
Obciążenie IV	5,91	0,69	5,22	25.32	3	1) 14 2) 8 3) 5	1) 8,5 2) 3,5 3) 1,5	0,12
Obciążenie V	11,05	0,75	10,30	16.19	4	1) 17,5 2) 17,5 3) 23 4) 7	1) 10,5 2) 24,5 3) 15,5 4) 5,5	0,07
Obciążenie VI	3,15	0,76	2,39	22.09	2	1) 6 2) 7	1) 3,5 2) 3,5	0,24
Obciążenie VII	5,01	0,90	4,11	19.56	4	1) 5 2) 5 3) 5 4) 5	1) 3,5 2) 3,5 3) 3,5 4) 3,5	0,18

\* Znak „minus” oznacza zwiększenie zużycia paliwa.

Dla obciążenia I oraz II współczynnik  $\chi_{20}$  wynosi około 0,01. Oznacza to, że całkowita energia możliwa do odzyskania w procesie rekuperacji dla tego cyklu pracy wynosi około 1%. Zwykle w takich przypadkach koszt budowy wieloźródłowego układu napędowego będzie znacznie przewyższał potencjalne zyski możliwe do osiągnięcia w czasie prawidłowej eksploatacji maszyny. Zmniejszenie zużycia paliwa  $\Delta G_e$ , możliwe do osiągnięcia po zastosowaniu układu wieloźródłowego dla obciążenia I wyniesie 0,13%. Oznacza to bardzo znikome oszczędności. Gorsze wyniki otrzymano dla obciążenia II. Zastąpienie jednoźródłowego układu napędowego układem wieloźródłowym spowoduje wzrost zużycia paliwa. Dla tego przypadku zużycie paliwa wzrośnie o ponad 16%.

Największą różnicę w zużyciu paliwa  $\Delta G_e$  uzyskano dla obciążenia III. Dla tego cyklu pracy po zastosowaniu układu wieloźródłowego zużycie paliwa zmaleje o ponad 34%.

Ze względu na niespełniony warunek minimalnej wartości współczynnika  $\chi_{20}$ , obciążenia I oraz II nie będą uwzględniane w dalszych analizach.

Kolejnym krokiem w procedurze wyznaczania różnicy zużycia paliwa  $\Delta G_e$  jest wprowadzenie parametrów cyklu pracy, dla którego spełniony jest warunek  $\chi_{20} > 0,05$ , do wzoru opisującego współczynnik zmienności cyklu pracy WZ (4.3). Zestawienie parametrów WZ dla analizowanych cykli pracy przedstawiono w tabeli 4.29.

Tabela 4.29. Zestawienie parametrów WZ dla analizowanych cykli pracy

Obciążenia	$N_{sr_{br}}$ [kW]	$N_r$ [kW]	$N_{sr_r}$ [kW]	$\Delta G_e$ [%]	$n$	$t_d/t_c$ [s]	$\chi_{20}$	<b>WZ</b>
Obciążenie III	10.02	1.25	8.77	34,46	1	0.72	0.13	<b>0.82</b>
Obciążenie IV	5.91	0.69	5.22	25,35	3	0.17	0.12	<b>0.19</b>
Obciążenie V	11.05	0.75	10.30	16,18	4	0.12	0.07	<b>0.13</b>
Obciążenie VI	3.15	0.76	2.39	22,09	2	0.27	0.24	<b>0.35</b>
Obciążenie VII	5.01	0.90	4.11	19,57	4	0.18	0.18	<b>0.21</b>

Wyznacznik WZ w funkcji zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$  przedstawiono na rys. 4.26. Aby wyznaczyć redukcję zużycia paliwa  $\Delta G_e$  dla dowolnego cyklu pracy po zastąpieniu jednoźródłowego układu napędowego wieloźródłowym, otrzymaną wartość wyznacznika WZ należy porównać z funkcją wyznaczoną na podstawie aproksymacji wyników uzyskanych w tabeli 4.29. Wzór funkcji w przedziale stosowalności metody przedstawia zależność [109]:

$$\Delta G_e = 0,5WZ^2 + 18,35WZ + 16,57 \text{ dla } 0,1 \leq WZ \leq 0,85 \quad (4.9)$$

w której:

$\Delta G_e$  – zmiana zużycia paliwa,

WZ – współczynnik zmienności cyklu pracy.

Współczynnik korelacji  $R^2$  dla funkcji (4.10), wyznaczony wg poniższej zależności wynosi  $R^2 = 0,8066$ .

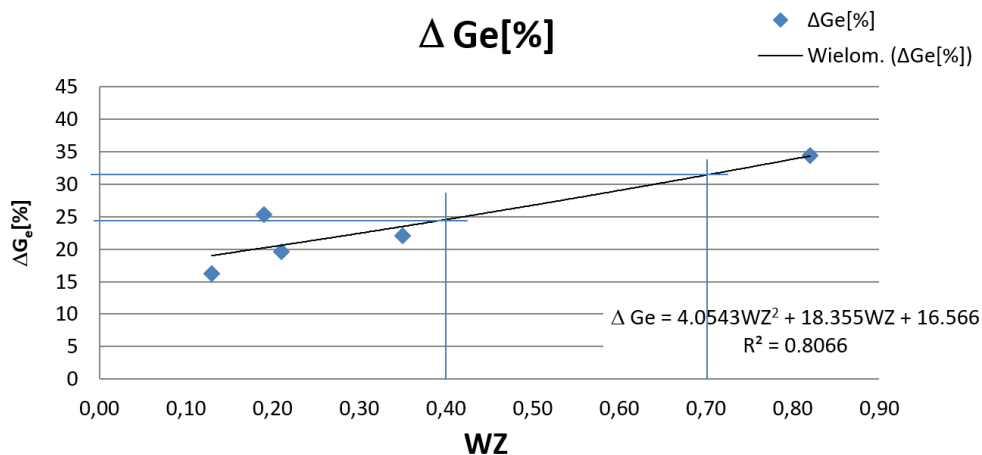
$$R^2 = \frac{\sum_{i=0}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=0}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=0}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (4.10)$$

w którym:

$x$  – wyznacznik zmienności cyklu pracy WZ,

$y$  – różnica w zużyciu paliwa  $\Delta G_e$ , między jednoźródłowym układem napędowym i jego wieloźródłowym odpowiednikiem.





Rys. 4.26. Wyznacznik zmienności cyklu pracy  $WZ$  w funkcji zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$  – aproksymacja wielomianem drugiego rzędu

W celu lepszego zobrazowania opisywanej metody, na rys. 4.26 zaznaczono dwie odcięte ( $WZ = 0,4$  i  $WZ = 0,7$ ), które reprezentują obliczone, przykładowe wyznaczniki  $WZ$  wybranych cykli pracy. W miejscu przecięcia funkcji przez odcięte odczytujemy wartość rzędnej. Dla wyznacznika  $WZ = 0,4$  szacunkowa wartość zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$ , po zastąpieniu jednoźródłowego układu napędowego równoważnym układem wieloźródłowym, wyniesie około 24%. Dla  $WZ = 0,7$  – zmniejszenie zużycia paliwa wyniesie około 32%. Znając wartość zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$ , oszacowanie zasadności zastąpienia układu jednoźródłowego układem wieloźródłowym, realizującym zadany cykl pracy jest znacząco szybsze.

Procedura wyznaczania zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$  ma jednak pewne ograniczenia, można ją zastosować dla cykli pracy, w których:

- współczynnik  $\chi_{20}$  ma wartość większą niż 0,05 ( $\chi_{20} > 0,05$ ),
- wyznacznik zmienności  $WZ$  znajduje się w przedziale  $0,1 \leq WZ \leq 0,85$ .

Dla spełniających podane kryteria cykli pracy oszacowanie różnicy zużycia paliwa  $\Delta G_e$ , wynikającego z zastosowania układu wieloźródłowego zamiast układu jednoźródłowego, jest możliwe.



## 5. Podsumowanie

Układy napędowe maszyn i pojazdów z akumulacją energii są jednym z elementów technologii ekologicznej. W warunkach cyklicznie powtarzalnych, szybkozmiennych obciążeń zewnętrznych maszyn roboczych i pojazdów zapewniają obniżenie zużycia energii pierwotnej, a tym samym emisję zanieczyszczeń. Umożliwiają również efektywne kształtowanie procesów energetycznych przez rekuperację energii kinetycznej lub potencjalnej.

Obniżenie energochłonności układów napędowych maszyn i pojazdów może być realizowane przez następujące działania:

- zwiększenie sprawności poszczególnych elementów składowych układu napędowego,
- odpowiednie, wzajemne dopasowanie obszarów pracy elementów składowych układu napędowego,
- zastosowanie wieloźródłowego (hybrydowego) układu napędowego umożliwiającego ograniczenie charakterystyki pracy pierwotnego źródła energii do obszarów najkorzystniejszych oraz odzyskiwanie części, zwykle traconej, energii kinetycznej lub potencjalnej.

Zastosowanie w projektowaniu układów maszyn napędowych, wymienionych wcześniej postulatów, wymaga znajomości zadań związanych z transformacją, transmisją, dystrybucją i rekuperacją energii oraz spełnienia wielu dodatkowych warunków. Dotyczy to zwłaszcza:

- Znajomości charakterystyk obciążenia, które stanowią podstawę analizy energetycznej układu. Charakterystyki te, obejmujące zmienne natężeniowe (prędkość liniową i kątową, natężenie przepływu), jak i zmienne wytężeniowe (siła, moment, ciśnienie) mogą być przedstawione w postaci: punktu pracy, krzywych obciążenia, obszaru pracy, cyklogramu pracy lub reprezentatywnego (zastępczego) cyklu pracy lub w bardziej ogólnej postaci – widma obciążeń.
- Znajomości charakterystyk energetycznych (sprawności lub strat energetycznych) w całym obszarze pracy wszystkich elementów transformacji, transmisji, dystrybucji i akumulacji energii.
- Możliwości ilościowej oceny sprawności energetycznej różnych wariantów rozwiązań układu napędowego pracujących w tych samych warunkach obciążenia.

- Rozwiązania problemów związanych z doбором struktury i komponentów układu napędowego.
- Rozwiązania zagadnień sterowania, w szczególności rozwiązania problemów syntezy układów sterowania.

Niniejsza praca, dzięki określeniu w niej zależności matematycznej nazwanej wyznacznikiem zmienności cyklu pracy WZ oraz przedstawieniu procedury postępowania, udostępnia inżynierowi, który nie jest specjalistą w zakresie napędów wieloźródłowych, narzędzie do oceny wpływu ewentualnej modernizacji układu jednoźródłowego do dowolnego układu wieloźródłowego (hydrostatycznego, elektrycznego lub mechanicznego). Znając wartość wyznacznika WZ, inżynier może szybko oszacować potencjalne oszczędności w wybranym dowolnie obszarze (energetycznym lub ekologicznym). W pracy autor przedstawił metodę oszacowania potencjalnych korzyści w dziedzinach energetycznych, które wynikają z redukcji zużycia paliwa po zamianie jednoźródłowego układu napędowego układem wieloźródłowym, stosowanym dla wybranego cyklu obciążenia. Stanowi to nowe, oryginalne i autorskie podejście do zagadnienia analizy energetycznej i ekologicznej w wieloźródłowych układach napędowych.

Praca składa się z pięciu rozdziałów. We wstępie przedstawiono pytania, które były przesłanką do podjęcia prac w tym obszarze. Drugi opisuje aktualny stan wiedzy o hydraulicznych napędach wieloźródłowych. Na jego początku opisano rodzaje obciążeń układu oraz sposoby ich przedstawiania. Następnie przedstawiono informację na temat źródeł energii – pierwotnego i wtórnego. Kolejny podrozdział został poświęcony przekładni hydrostatycznej – realizatorowi funkcji transformacji i transmisji energii w przykładowym układzie wieloźródłowym. Opisano również zjawisko samohamowności silnika hydrostatycznego podczas przechodzenia jednostki hydrostatycznej z pracy silnikowej do pompowej. Na końcu tej części opisano zagadnienia określania optymalnych parametrów komponentów układu wieloźródłowego, koncepcję nim sterowania oraz miary efektywności energetycznej i ekologicznej.

Trzeci rozdział opisuje modele matematyczne i symulacyjne komponentów hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego, użytego jako przykład obrazujący możliwości zastosowania uniwersalnej metody sterowania układami wieloźródłowymi (metody kinetostatycznej). Są nimi wysokoprężny silnik spalinowy PERKINS AD3 152 UR, jednostki hydrostatyczne IT3-32 wraz z dwustopniowym wzmacniaczem elektrohydraulicznym AW10, akumulator gazowo-hydrauliczny oraz instalacja hydrauliczna. Przedstawiono także sposób uwzględniania wskaźników oceny oraz analizowanych cykli pracy maszyny.

Czwarty – poświęcony został wyznacznikowi zmienności cyklu obciążenia WZ. Przedstawiono kinetostatyczną metodę doboru parametrów pracy hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego, program komputerowy do ich określania oraz wyznacznik WZ w formie zależności matematycznej opisanej w podrozdziale 4.5, wzór (4.3).

Powyższa formuła uwzględnia tylko pięć charakterystycznych parametrów cyklu pracy maszyny. Jest efektem kompromisu pomiędzy jakością oszacowania potencjalnego zmniejszenia zużycia paliwa  $\Delta G_e$  w danym cyklu pracy oraz czasu jaki trzeba poświęcić na wykonanie tego oszacowania. Stanowi oryginalne osiągnięcie autora i równocześnie jego wkład w obszarze projektowania i optymalizacji układów wieloźródłowych.

Piąty rozdział stanowi podsumowanie monografii.

Przedstawione w pracy analizy uprawniają do postawienia następujących wniosków:

1. Istnieje możliwość określenia dla jednoźródłowych układów napędowych, zależności matematycznej (współczynnika zmienności cyklu pracy  $WZ$ ), za pomocą której można określić potencjalne korzyści z rozbudowy jednoźródłowego układu napędowego do układu wieloźródłowego.
2. Opracowana metoda postępowania umożliwia dla znanego cyklu pracy i energetycznego lub ekologicznego kryterium optymalizacji określenie, jakie oszczędności może przynieść rozbudowa jednoźródłowego układu napędowego do wieloźródłowego.
3. Przez rozszerzenie metody wyznaczania różnicy zużycia paliwa  $\Delta G_e$  o kryteria ekologiczne, jakimi mogą być np. zawartości związków toksycznych w gazach wydechowych silnika spalinowego takich jak:
  - tlenek węgla ( $CO$ ),
  - tlenek azotu ( $NO_x$ ),
  - stopień zadymienia spalin ( $DYM$ ) i inne,

możliwy będzie wybór przez użytkownika takiego kryterium, które w danej sytuacji jest najbardziej istotne (w zależności od życzenia klienta). Wymaga to jednak przeprowadzenia dodatkowych badań.

Kolejnymi krokami stanowiącymi kontynuację podjętych w monografii analiz powinny być:

- badania eksperymentalne, mające na celu weryfikację zaproponowanej procedury,
- prace nad określeniem syntetycznego wskaźnika jakości, np. w postaci funkcji  $L = a W(G_e) + b W(CO) + c W(NO_x) + d W(DYM)$ , w którym współczynniki wagowe  $a, b, c, d$ , mogą być określane przez użytkowników maszyny lub urządzenia.

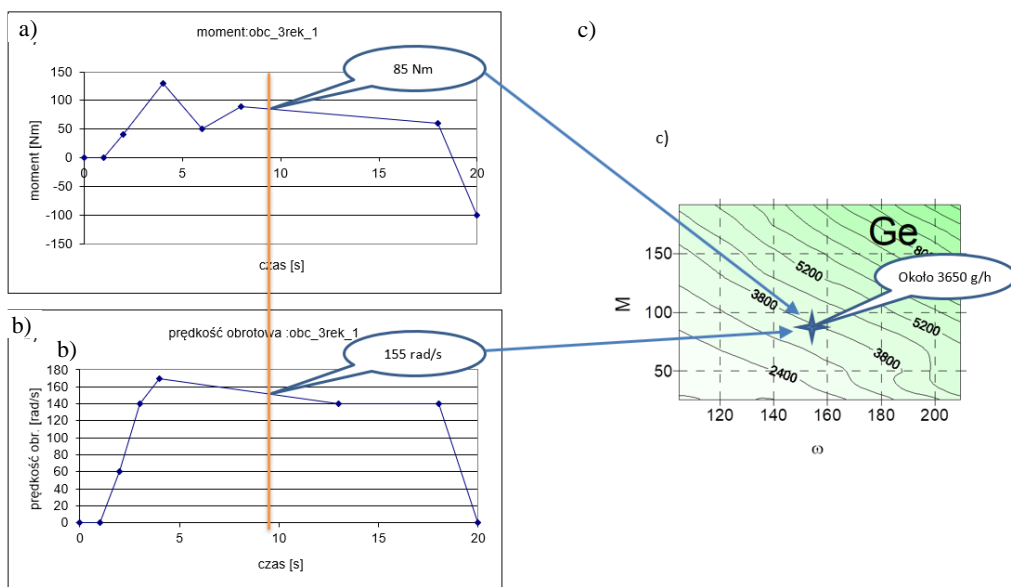


## Załącznik

Wyznaczenie różnicy zużycia paliwa  $\Delta G_e$  pomiędzy jednoźródłowym układem napędowym i wieloźródłowym układem napędowym realizującym ten sam cykl pracy zostało określone wg poniższej procedury:

1. Wyznaczenia godzinowego zużycia paliwa  $G_{ek}$  przez jednoźródłowy układ napędowy, realizujący zadany cykl pracy.
2. Wyznaczenia zużycia paliwa  $G_{ew}$  przez wieloźródłowy układ napędowy dla tego samego cyklu pracy.
3. Obliczenie różnicy między zużyciem paliwa układu jedno- i wieloźródłowego.

Koncepcję oszacowania zużycia paliwa  $G_{ek}$  dla jednoźródłowych układów napędowych obciążonych wybranym cyklem pracy przedstawiono schematycznie na rys. Z1.



Rys. Z1. Schemat koncepcji wyznaczenia zużycia paliwa dla jednoźródłowego układu napędowego

Cykl pracy został podzielony na  $n_c$  równych przedziałów czasowych. Dla danego czasu, w wybranym cyklu pracy, odczytuje się wartości momentu  $M_o$  (rys. Z1a) oraz prędkości kątowej  $\omega_o$  (rys. Z1b). Znając charakterystykę uniwersalną źródła energii (rys. Z1c) i po odniesieniu wartości rzędnych odczytanych z wykresów a) i b) (rys. Z1) – w omawianym przykładzie odpowiednio  $M_o = 85 \text{ Nm}$ ,  $\omega_o = 155 \text{ rad/s}$ , otrzymuje się punkt na charakterystyce źródła energii – jest to chwilowy punkt pracy pierwotnego źródła energii (rys. 8.1c). W tym przypadku znajduje się on na uniwersalnej charakterystyce godzinowego zużycia paliwa ( $G_e$ ) dla silnika spalinowego PERKINS AD3 152 UR, między poziomiami 3800 g/h i 2100 g/h. Dla zaznaczonego linią  $i$  tego czasu w cyklu pracy maszyny wartość zużycia paliwa wynosi około 3650 [g/h]. Obliczenie zużycia paliwa dla jednoźródłowego układu napędowego polega na zsumowaniu wszystkich cząstkowych wartości zużycia paliwa  $G_{ei}$  i podzieleniu ich przez liczbę podziałów  $n_c$ . Obliczenie zużycia paliwa w danym cyklu pracy dla jednoźródłowego układu napędowego określa się na podstawie zależności:

$$G_e = \sum_{i=1}^n \frac{G_{ei}(M_{oi}, \omega_{oi})}{n} \quad (\text{Z1})$$

w której:

$G_e$  – jednostkowe zużycie paliwa [g/h],

$M_o$  – moment obciążenia [g/h],

$\omega_o$  – prędkość kątowa obciążenia [rad/s],

$n_c$  – liczba podziałów cyklu.

Należy zaznaczyć, że koncepcja ta nie uwzględnia stanów przejściowych silnika spalinowego. Oznacza to, że zużycie paliwa zostało wyznaczone quasi-statycznie, tzn. wyliczone zużycie paliwa nie uwzględnia stanów przejściowych silnika w związku z tym jest mniejsze od rzeczywistego.

Zużycie paliwa dla wieloźródłowego układu napędowego  $G_{ew}$  dla różnych cykli pracy zostało określone za pomocą programu komputerowego opartego na algorytmie metody kinetostatycznej [46], [56], [57].

Różnica pomiędzy zużyciem paliwa w jedno- i wieloźródłowym układzie napędowym  $\Delta G_e$  dla wybranego cyklu pracy, została określona na podstawie zależności:

$$\Delta G_e = \frac{G_{ek} - G_{ew}}{G_{ek}} 100\% \quad (\text{Z2})$$

w której:

$G_{ew}$  – zużycie paliwa dla wieloźródłowego układu napędowego [g/h],

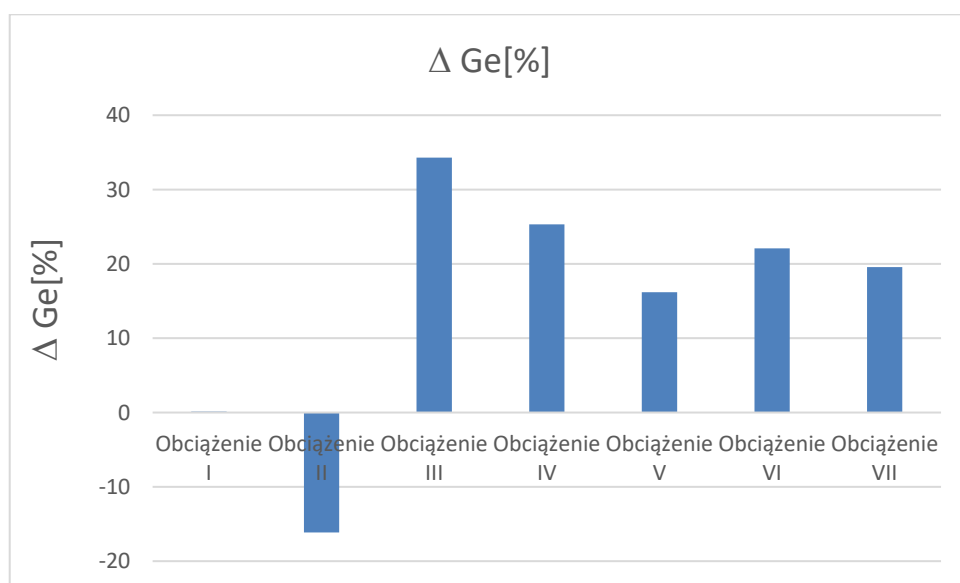
$G_{ek}$  – zużycie paliwa dla jednoźródłowego układu napędowego [g/h].



W tabeli Z1 przedstawiono zużycie paliwa w układzie jednoźródłowym, wieloźródłowym i procentową różnicę obu tych wartości. Na rysunku Z2 podano graficzne przedstawienie tabeli Z1.

Tabela Z1. Porównanie zużycia paliwa między układem klasycznym i wieloźródłowym dla tych samych cykli obciążenia (wartości ujemne oznaczają zwiększenie zużycia paliwa w przypadku zastosowania układu wieloźródłowego)

Lp.	Nazwa cyklu	$G_{ew}$ [g/h]	$G_{ek}$ [g/h]	$G_{ek} - G_{ew}$ [g/h]	$\Delta G_e$ [%]
1	Obciążenie I	2866,42	2870,05	3,63	0,13
2	Obciążenie II	3301,59	2842,85	-458,74	-16,14
3	Obciążenie III	1781,03	2717,32	936,29	34,46
4	Obciążenie IV	1781,03	2385,71	604,68	25,35
5	Obciążenie V	3074,78	3668,42	593,64	16,18
6	Obciążenie VI	1825,24	2342,86	517,62	22,09
7	Obciążenie VII	2060,58	2561,9	501,32	19,57



Rys. Z2. Porównanie zużycia paliwa dla klasycznego i wieloźródłowego układu napędowego dla różnych cykli pracy

Analizując wykres (rys. Z2), można stwierdzić, że największe oszczędności po zastosowaniu wieloźródłowego układu napędowego można osiągnąć dla obciążenia III. Spodziewana redukcja godzinowego zużycia paliwa po zastosowaniu wieloźródłowego układu napędowego może osiągnąć 34%. W przypadku zastosowania układu wielo-

źródłowego dla obciążenia II zużycie paliwa wzrośnie o około 16%. Dla obciążenia I zastosowanie wieloźródłowego układu napędowego nie spowoduje zmniejszenia zużycia paliwa. Szacowane oszczędności będą na poziomie 0%.

Reasumując, zmniejszenie zużycia paliwa  $\Delta G_e$ , uzyskane przez zastąpienie jednoźródłowego układu napędowego układem wieloźródłowym dla obciążeń III–VII będzie dodatnie – osiągnięta zostanie redukcja zużycia paliwa, która przyniesie wymierne korzyści. Dla obciążeń I oraz II zastosowanie wieloźródłowego układu napędowego jest nieuzasadnione ze względu na przyjęte kryterium energetyczne.

## Bibliografia

- [1] Abdallah H.K., Peng J.H., Li S.J., *Analysis of pressure oscillation and structural parameters on the performance of deflector jet servo valve*, Alexandria Engineering Journal, 2023, 675–692.
- [2] Al-Jadir T., Siperstein F.R., *Modeling and simulation of adsorption of methane, ethane, hydrogen sulfide and water from natural gas in (FP)YEu Metal-Organic Framework*, IOP Conference Series Materials Science and Engineering, 1st International Conference on Petroleum Technology and Petrochemicals, 2019.
- [3] Albright H.D., Rollins W.R., *Hybrid power system for driving a motor vehicle*, Patent USA, No. 4588040, 1986.
- [4] Andersson J.D., Jemma C.A., Bosteels D., Searles R.A., *Particle Emissions From a EU3 Heavy-duty Diesel Engine with Catalyst-based Diesel Particle Filter and Selective Catalytic Reduction System, Size, Number, Mass & Chemistry*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen 2002.
- [5] Baoqi M., Chongyang H., Weibin W., Zhiheng Z., Chenyang W., Zefeng Z., Zhibiao H., *Compilation of Load Spectrum of PHEV Transmission Assembly and Its Simulation Application*, Machines, 2022, Vol. 10, No. 7, 578.
- [6] Balawender A., *Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 422, Mechanika nr LIV, Gdańsk, 1988.
- [7] Cheong K.L., Li P.Y., Chase T.R., *Optimal Design of Power-Split Transmission for Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles*, Proceedings of the American Control Conference, 2011.
- [8] Cheong K.L., Li P.Y., Sedler S., Chase T.R., *Comparison between input coupled and output coupled power-split configurations in hybrid vehicles*, International Fluid Power Exhibition (IFPE), 2011, No. 10.2.
- [9] Chrostowski H. (red.), *Modelowanie rozplywu mocy w hydrostatycznych wieloźródłowych układach napędowych*, Centralny Program Badań Podstawowych 02.05, Politechnika Wroclawska, Wrocław 1990.
- [10] Chrostowski H. (red.), *Podstawy budowy mechano-hydraulicznych układów napędowych z akumulacją energii – Sprawozdanie merytoryczne z projektu badawczego KBN nr 1309/P4/92/02*, Politechnika Wroclawska, Wrocław 1998.
- [11] Cristescu C., *Recuperarea energiei cinetice la franarea autovehiculelor*, Editura AGIR, 2008.
- [12] Cristescu C., Lung I., Ciuperca R., Anghelache G., Mirea A., *Adapted stand for testing mechatronics system for recovering the kinetic energy of the motor vehicle in the braking phase*, Amitrans, 2008, Vol. 1.
- [13] Cristescu C., Krevey P., Ilie I., Blejan M., Dutu I., Dumitrescu C., *Mechatronics system for recovering kinetic energy of the hybrid drive motor vehicles*, materiały konferencyjne II International Conference “Optimization of the Robots and Manipulators” OPTIROB 2007 – PREDEAL, Bukareszt 2007.
- [14] Czemplik A., *Modele dynamiki układów fizycznych dla inżynierów*, WNT, Warszawa 2008.
- [15] Dietrich M. (red), *Podstawy konstrukcji maszyn*, tom 2, WNT, Warszawa 1999.
- [16] Dindorf R., *Napędy płynowe hydrostatyczne i pneumatyczne. Podstawy teoretyczne i metody obliczania*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, 2009.

- [17] Dindorf R., *Zmniejszenie zużycia energii w systemach sprężonego powietrza*, Pneumatyka Przemysłowe Systemy Sprężonego Powietrza, 2011, nr 2, 30–35.
- [18] Dindorf R., Takosoglu J., Woś P., *Review of Compressed Air Receiver Tanks for Improved Energy Efficiency of Various Pneumatic Systems*, Energies, 2023, Vol. 16, No. 4153, 1–37.
- [19] Dindorf R., Takosoglu J., Woś P., *Advances in fluid power systems*, Energies, 2021, Vol. 14 No. 8589, 1–6.
- [20] Dindorf R., Woś P., *Energy efficiency of pressure shock damper in the hydraulic lifting and leveling module*, Energies, 2022, Vol. 15, No. 4097, 1–28.
- [21] Du Z., Cheong K.L., Li P.Y., Chase T.R., *Fuel Economy Comparisons of Series, Parallel and HMT Hybrid Architectures*, To be presented at the 2013 American Control Conference, Washington, D.C., June 2013.
- [22] Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiem i hałasem*, wyd. 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001.
- [23] Fice M., *Zarządzanie rozplywem energii w napędzie hybrydowym*, praca doktorska, Gliwice 2010.
- [24] Fice M., Setlak R., *Analiza energetyczna rzeczywistych cykli jazdy*, Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne, nr 90, BOBRME Komel, Katowice 2011.
- [25] Gao Y.S., Huang W.N., Huang J.N., *The distributed parameter model of hydraulic axial piston motor and its application in hydraulic excavator swing system*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I, Journal of Systems and Control Engineering, 2017, 231(5), 395–413.
- [26] Garbacik A., *Hydrauliczny rekuperator energii dla napędu wózka widłowego*, Praca I Konferencji Niekonwencjonalne Napędy Pojazdów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska, Warszawa, 18 marca 1994.
- [27] Grabowiecki K. (red), *Symulacja procesów energetycznych w napędach wieloźródłowych*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [28] Grandall D.R., *Performance and Efficiency of Hydraulic Pumps and Motors*, M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Minnesota, January 2010.
- [29] Grzegorek W., *Przeładnie o ciągłej zmianie przełożenia (CTV) w układach napędowych pojazdów*, Wydawnictwo PK, Kraków 2011.
- [30] Guo X.F., Lengacher J., Vacca A., *Variable Pressure Multi-Pressure Rail System Design for Agricultural Applications*, Energies, 2022, 15(17).
- [31] Gurtner M., Zips P., Kugi A., *Efficient oscillation detection for verification of mechatronic closed-loop systems using search-based testing*, *Mechanical Systems And Signal Processing*, Academic Press – Elsevier Science, 2022.
- [32] Guzowski A., Sobczyk A., *Modernizacja hydrostatycznego układu napędowego jazdy pod kątem poprawy jakości sterowania*, Inżynieria Maszyn, 2012 nr 4, Wydawnictwo Wrocławskiej Rady FSNT NOT, 14.
- [33] Haink C., *High-speed 4-way rotary on/off valve for Virtually Variable Displacement pump/Moto Applications*, in Dynamic Systems and Control Conference, Arlington, VA, November 2011.
- [34] Hannan M.A., Azidin F.A., Mohamed A., *Hybrid electric vehicles and their challenges: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, Vol. 29, 135–150.
- [35] Hansen A., *Fluid Power Systems*, Springer, 2023.
- [36] Herzog S., Zink M., Michael P., *Hydraulic Fluid Viscosity Selection for Improved Fuel Economy*, SAE Journal of Commercial Vehicles, 2009, 2(2), 61–65.
- [37] Hippalgaonkar R., Ivantysynova M., Zimmerman J., *Fuel Savings of a Mini-Excavator through a hydraulic hybrid displacement controlled system*. Proceedings of 8th IFK International Conference on Fluid Power, Dresden, Germany, 2012, Vol. 2, 139–154.
- [38] Hippalgaonkar R., Ivantysynova M., *A Series-Parallel Hydraulic Hybrid Mini-Excavator with Displacement Controlled Actuators*. Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP2013), Jun. 3–5, 2013, Linköping, Sweden.

- [39] Hoffmann W., Hesse K., *Digitale Simulation des dynamischen Verhaltens hydraulischer Gerate*, O+P 24 (1980), 2013, Nr. 3, 159–166.
- [40] Indelicato G., Creta F., *Assessment of an algebraic equilibrium wall-function for supercritical flows*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 197, Article No. 123350, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123350.
- [41] Inderelst M., Sgro S., Murrenhof H., *Energy recuperation in working hydraulics of excavators*, Fluid Power and Motion Control 2010, September 2010.
- [42] Ivantysynowa M., *Prediction of pump and motor performance by computer simulation*, Proceedings of First International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology, Fluid Power Net Publications, Melbourne 2003.
- [43] Kalinowski E., *Termodynamika*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994.
- [44] Kędzia K., *A method of determining optimal parameters for the secondary energy source of a multisource hydrostatic drive system in machines working in closed spaces*, Energies, 2022, Vol. 15, No. 14, 1–24.
- [45] Kędzia K., *An algorithm for the determination of the control parameters of a multisource drive system*, Technical Transactions, 2020, No. 3/2017.
- [46] Kędzia K., *Metoda optymalizacji energetycznej i ekologicznej hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego*, praca doktorska, Wrocław 2004.
- [47] Kędzia K., *Development of kinetostatic method algorithm of control system of multisources driving system*, Hidraulica, 2009, No. 3/4, 39–45.
- [48] Kędzia K., *Wyznacznik zmienności cyklu obciążenia jako kryterium stosowania wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego*, Napędy i Sterowanie, 2010, R. 12, nr 1, 30–36.
- [49] Kędzia K., Chrostowski H., *Modelling of an energy-saving hybrid hydrostatic driving system*. Hydraulics and Pneumatics 98. The 16th International Conference. The Conference Proceedings. Czech Machinery Association, Czech Association for Hydraulics and Pneumatics, Tanger Ostrava, Brno, Czech Republic, 30.09.–2.10.1998, Repronis, Ostrava 1998, 158–164.
- [50] Kędzia K., Chrostowski H., *Modelowanie energooszczędnego hybrydowego hydrostatycznego układu napędowego*, „Symulacja procesów dynamicznych”. SPD-10. Prace X sympozjum. PTETiS Oddział Warszawski, Wydział Elektryczny PW, Kościelisko, 15–19 czerwca 1998, PTETiS Oddział Warszawski, Warszawa 1998, 67–72.
- [51] Kędzia K., Chrostowski H., *Modelowanie energooszczędnych hydrostatycznych wieloźródłowych układów napędowych*. „Napędy i sterowania hydrauliczne '99”. Konferencja naukowo-techniczna. Wrocław–Polańca Zdrój, 18–20 maja 1999, Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP, Wrocław 1999, 226–236.
- [52] Kędzia K., Chrostowski H., *Optimization of work parameters of hydrostatic multisources power systems in term of selected criteria*. „Riadenie tekutinovych systemov”. V. vedecka a odborna konferencia. Terchova–Biely Potok, Slovensko, 25.10.–27.10.2000, HYDROPNEUTECH, Žilina 2000, 19–23.
- [53] Kędzia K., Chrostowski H., *Optymalizacja parametrów pracy hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego ze względu na wybrane kryteria*. „Problemy rozwoju maszyn roboczych”. XIV Konferencja naukowa. Zakopane, 22–25.01.2001, Zeszyty Naukowe, Politechnika Opolska, nr 265, Mechanika, z. 64, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2001, 73–80.
- [54] Kędzia K., Chrostowski H., *Control of hydrostatic multisources power systems in term of selected criteria*. „International Carpathian Control Conference”, ICCS '2001. Proceedings, Krynica, May 22–25, 2001, Kraków, 609–614.
- [55] Kędzia K., Chrostowski H., *Sterowanie hydrostatycznym wieloźródłowym układem napędowym ze względu na wybrane kryteria*, „Czynniki stymulujące rozwój maszyn i systemów hydraulicznych”, Konferencja naukowo-techniczna, Wrocław–Szklarska Poręba, 3–6 X 2001, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001, 83–92.
- [56] Kędzia K., Chrostowski H., *Control of hydrostatic multisources power systems in term of selected criteria*, „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik”, Viertes Deutsch-Polnisches Seminar, Technische

Universitaet Warszawa. Fakultet fuer Mechatronik. Institut fuer Automatik und Robotik, Sopot, 20–21 September 2001, 401–410.

- [57] Kędzia K., Chrostowski H., *Control of hydrostatic multisources power systems in term of selected criteria*. 2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power, Modena, Italy, July 3–5, 2002, 1–7.
- [58] Kędzia K., Chrostowski H., *The analysis of pneumo-hydraulic accumulator efficiency, applied as element of hybrid driving system*, Scientific Papers of the University of Pardubice. Series B, The Jan Perner Transport Faculty, 2004, No. 10, 93–99.
- [59] Kędzia K., Chrostowski H., *Electrohydraulic controller as a hydrotronic element of driving system*, 4th FPNI – PhD Symposium. Proceedings, Sarasota, Florida, USA, June 13–17, 2006, Vol. 2, M. Ivantysynova (ed.), FPNI Fluid Power Net Publ., cop. 2006, 523–532.
- [60] Kędzia K., Chrostowski H., *Sterowanie hydrostatycznym hybrydowym układem napędowym*, Hydraulika i Pneumatyka, 2006, nr 2, 35–38.
- [61] Kędzia K., Chrostowski H., *Self-locking phenomenon in hydrostatic motor working as reversible unit in multisources hydrostatic driving system*, Hydraulika a Pneumatika (Žilina), 2006, Roc. 8, cis. 3/4, 10–12.
- [62] Kędzia K., Chrostowski H., Sradomski W., *Analiza porównawcza klasycznych i hybrydowych hydrostatycznych układów napędowych*, Napędy i Sterowanie, 2009, R. 11, nr 2, 62–67.
- [63] Kędzia K., Kulczyk J., *Benefits of hydrostatic multisources power systems using in mobile machines in term of selected criteria*, Innovacii v nauke i obrazovanii – 2008, VI Jubilejnaja meždunarodnaja naučnaja konferencija: trudy, Kaliningrad, 21–23, C. 2, V.E. Ivanov (red.), Kaliningradskij gosudarstvennyj tehničeskij universitet, Kaliningrad 2008, 154–157.
- [64] Kędzia K., Pyrc M., *Modelowanie wieloźródłowego układu napędowego z hydrostatycznym przetwarzaniem strumienia energii*. 19. Międzynarodowe Sympozjum Naukowe Studentów i Młodych Pracowników Nauki, T. 4. Mechanika, Wydawnictwo Politechniki Zielonogórskiej, Zielona Góra 1997, 168–172.
- [65] Kędzia K., Matus M., *Modelowanie i symulacja wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego*, 20. Międzynarodowe Sympozjum Naukowe Studentów i Młodych Pracowników Nauki, T. 4. Mechanika, Wydawnictwo Politechniki Zielonogórskiej, Zielona Góra 1998, 151–156.
- [66] Klop R., Ivantysynova M., *Investigation of Noise Sources on a Series Hybrid Transmission*, International Journal of Fluid Power, 2011, Vol. 12, No. 3, 17–30.
- [67] Kollek W., Maćkiewicz J., *Teoria i obliczanie pomp zębatych. Kadłuby i układy napięte wstępnie*, Ossolineum, Wrocław 1999.
- [68] Kollek W., Osiński P., *Modeling and design of gear pumps*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [69] Korauš A., Gombár M., Vagaská A., Šišulák S., Černák F., *Secondary Energy Sources and Their Optimization in the Context of the Tax Gap on Petrol and Diesel*, Energies, 2021, Vol. 14, No. 14.
- [70] Kornberger Z., *Przekładnie ślimakowe, konstrukcja, wykonanie, sprawdzanie*, WNT, Warszawa 1971.
- [71] Kucybała P., *Akumulator hydropneumatyczny jako wtórne źródło energii w przekładni hydrostatycznej*, praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2011.
- [72] Kucybała P., Pobędzia J., Sobczyk A., *Określenie sprawności hydraulicznego układu odzysku energii w mechanizmie jazdy*, materiały konferencyjne „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 2006.
- [73] Kumar R., Ivantysynova M., *An Instantaneous Optimization Based Power Management Strategy to Reduce Fuel Consumption in Hydraulic Hybrids*. International Journal of Fluid Power, 2011, Vol. 12, No. 2, pp. 15–25.
- [74] Kutz M., *Transportation. Environmentally conscios*, John Willy and Sons, 2008.
- [75] Łaguna J., Łypaciewicz K., *Połączenia śrubowe i nitowe*, Arkady, Warszawa 1986.
- [76] Lewandowski W.M., *Proekologiczne odnawialne źródła energii*, WNT, Warszawa 2007.
- [77] Li C.T., Peng H., *Optimal Configuration Design for Hydraulic Split Hybrid Vehicles*, Proceedings of the American Control Conference, Baltimore, MD, 2010.

- [78] Lisi I.E., *Translating environmental motivations into performance: The role of environmental performance measurement systems*, Management Accounting Research, 2015, Vol. 29, 27–44.
- [79] Makowski S., *Aktualny stan prac nad napędem hybrydowym pojazdów na Politechnice Gdańskiej*, Seminarium Napędy i Sterowania 2004, Gdańsk, 18.02.2004.
- [80] Malinowski J. (red), *Analiza widm obciążeń osprzętów koparek*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [81] Mateo J.R.S.C., *Multi-criteria analysis in the renewable energy industry*, Springer, 2012.
- [82] P.L. Matherson, Stecki J.S., *Optymisation of a hybrid diesel-hydraulic automotive powertrain using ADVISOR, Matlab and Simulink*. 1st International Conference on Computational Method in Fluid Power Technology, Methods for solving practical problems in design and control, Melbourne, Australia, 26–28 listopada 2003.
- [83] Li P.Y., Mensing F., *Optimization and control of hydro-mechanical transmission based hydraulic hybrid passenger vehicle*, Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference (IFK), Aachen, Germany, 2010.
- [84] Michael P., Wanke T., Devlin M., *An Investigation of Hydraulic Fluid Properties and Low-Speed Motor Efficiency*. Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2010, Vol. 3, 341–353.
- [85] Meyer J.J., Stelson K.A., Hency B., Alleyne A.G., *Power management strategy for a hydraulic hybrid passenger vehicle using stochastic dynamic programming*, Proc.7th International Fluid Power Conference, Aachen 2010.
- [86] Mistewicz E., *Terror decybeli*, Wprost, nr 5 z 31.01.1999.
- [87] Moszyński W., *Wykład elementów maszyn*, cz. III, *Napędy*, Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1965.
- [88] Ocioszyński J., *Metody energetyczne określania parametrów hybrydowego układu napędowego pojazdów i maszyn roboczych*, I Konferencja Naukowa Mechanizacji Budownictwa, Warszawa 1981.
- [89] Ocioszyński J., *Elektroenergetyka hybrydowych elektromechanicznych układów napędowych pojazdów*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1981.
- [90] Ocioszyński J., *Energetyka energooszczędnych układów napędowych maszyn roboczych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1994.
- [91] Ocioszyński J., *Zespoły elektryczne i elektroniczne w samochodach*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [92] Orlik Z., Surowiak W., *Części maszyn*, cz. 1, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1976.
- [93] Osiecki A., *Hydrostatyczny napęd maszyn*, WNT, Warszawa 1998.
- [94] Osiński P., Rutański J., Bury P.J., Cieśllicki R.A., *Acoustic tests of type KPF1 high-pressure external gear pumps*, Czasopismo Techniczne – Technical Transactions, 2020, Vol. 117, No. 1, 1–10.
- [95] Osiński Z., Bajon W., Szucki T., *Podstawy konstrukcji maszyn*, Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 1978.
- [96] Ostaszewicz J., *Energochłonność transportu miejskiego*, WKiŁ, Warszawa 1984.
- [97] Panaitescu M., Panaitescu F., Vasilescu M., Daineanu R., *Energy balance for a hybrid naval propulsion system*, Journal of Shipping and Trade, 2022, Vol. 7, No. 1.
- [98] Paszota Z., *Podwyższenie sprawności energetycznej kierunkiem rozwoju napędu hydrostatycznego*, Hydraulika i Pneumatyka, 1998, nr 5.
- [99] Paszota Z., *Uściślenie teoretyczne związane z wyznaczaniem strat i sprawności dla przekładni hydrostatycznych*, [w:] *Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych*, A. Garbacik (red.), Fluid Power Net Publication, Kraków 1999.
- [100] Paszota Z., *Aspects energetiques des transmissions hydrostatiques*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2002.

- [101] Paszota Z., *Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems*, Polish Maritime Research, 2013, Vol. 20, No. 1(77), 3–10.
- [102] Paszota Z., *Comparison of the powers of energy losses in a variable capacity displacement pump determined without or with taking into account the power of hydraulic oil compression*, Polish Maritime Research, 2015, Vol. 22, Iss. 2, 32–43.
- [103] Paszota Z., *On power stream in motor or drive system*, Polish Maritime Research, 2016, Vol. 23, Iss. 4, 93–98.
- [104] Paszota Z., *Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego*, Seria: Monografie Politechniki Łódzkiej, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1996.
- [105] Pawelski Z., *Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu*, Seria: Monografie Politechniki Łódzkiej, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2000.
- [106] Pawelski Z., *Skrzynie automatyczne. Podstawy działania*, Seria: Monografie Politechniki Łódzkiej, Łódź 2010.
- [107] Pawelski Z., Wittich S., *Optimisation of operating parameters during the accumulator charging process*, International Journal of Vehicle Design, 2005, Vol. 38, No. 2/3, Bucks – UK.
- [108] Pawelski Z., Pawelski W., Pałczyński T., *Wybrane prototypowe i studialne pojazdy hybrydowo-elektryczne*, Problemy Eksploatacji Maszyn i Napędów Elektrycznych, nr 77, 2007, 43–49.
- [109] Polański Z., *Planowanie doświadczeń w technice*, PWN, Warszawa 1984.
- [110] Popławski E., *Samochody z napędem elektrycznym*, WKŁ, Warszawa 1994.
- [111] Pizoń A., *Hydrauliczne i elektrohydrauliczne układy sterowania i regulacji*, WNT, Warszawa 1987.
- [112] Przystupa F., *Modern design of the transport vehicles drive structures*, [w:] *Mining machines and earth-moving equipment: problems of design, research and maintenance*, Springer, 2020, 145–156.
- [113] Przystupa F., Sokolski M., Sokolski P.M., *Condition monitoring and diagnostics as important factors for increasing the reliability of machinery components – case study*, [w:] *Risk, reliability and safety: innovating theory and practice*. Proceedings of the 26th European Safety and Reliability Conference, CRC Press, Balkema 2017, 2478–2481.
- [114] Rannow M., Li P., Chase T., Tu H., Wang M., *Optimal design of a high-speed on/off valve for a hydraulic hybrid vehicle application*. Proceedings of the 7th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 2010.
- [115] NIK, *Raport Naczelnej Izby Kontroli*, KIN.430.016.2019, nr ewid. 11/2020/P/19/031/KIN, Warszawa 2020.
- [116] Rigacci M., Sato R., Shirase K., *Experimental evaluation of mechanical and electrical power consumption of feed drive systems driven by a ball-screw*, Precision Engineering, 2022, Vol. 64, 280–287.
- [117] Regulation (EU) 2019/631 – setting CO<sub>2</sub> emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles.
- [118] Rozporządzenie Komisji (U) w celu udoskonalenia badań i procedur homologacji typu w odniesieniu do lekkich pojazdów pasażerskich i użytkowych nr 2018/1832 z dnia 5 listopada 2018 r.
- [119] Schlösser W.M.J., Hilbrands J.W., *Der Volumetrische Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen*, Ölhydraulik und Pneumatik, 1963, Vol. 7, Nr. 12.
- [120] Sikora M., Orliński P., Bednarski P., Wojs M., *Analiza teoretyczna wyznaczania sprawności ogólnej silnika cieplnego pracującego z obiegiem Atkinsona*, Seria: Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, R. 2019, z. 1/119, 43–53.
- [121] Siłka W., *Analiza wpływu parametrów cyklu jezdnego na energochłonność ruchu samochodu*, Polska Akademia Nauk, Oddział w Krakowie, Kraków 1998.
- [122] Siłka W., *Energochłonność ruchu samochodu*, WNT, Warszawa 1997.
- [123] Siłka W., *Teoria ruchu samochodu*, WNT, Warszawa 2002.



- [124] Sim T.P., Li P.Y., *Analysis and Control Design of a Hydro-Mechanical Hydraulic Hybrid Passenger Vehicle*. Proceedings of the ASME 2009 Dynamic Systems and Control Conference #2763, Hollywood 2009.
- [125] Sitnik L., Tchórzewski G., *Podatność silnika SW 400 na zmianę nastaw regulacyjnych w aspekcie zmniejszenia toksyczności jego spalin*, „Elementy specjalistyczne tłokowych silników spalinyowych o podwyższonych parametrach techniczno-eksploatacyjnych”, KONES '89, Wrocław–Polanica Zdrój, 8–10 listopada 1989.
- [126] Sitnik L., *Zależność między stężeniami składników toksycznych spalin silnika*, „Elementy specjalistyczne tłokowych silników o podwyższonych parametrach techniczno-eksploatacyjnych”. KONES '90, Gdańsk–Mausz, 17–19 września 1990.
- [127] Smoleń A., *Rekuperator energii – urządzenie do odzysku energii w koparkach hydraulicznych jednonaczyniowych*, Maszyny Górnicze, 1996, nr 56.
- [128] Sobczyk A., *Improvement of hydraulic system efficiency by means of energy recuperation*, Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej, Seria Mechanika, 2011.
- [129] Sobczyk A., Pobędzia J., Kucybała P., *Badania symulacyjne hydraulicznego układu odzysku energii w pojazdach i maszynach roboczych*, XII Warsztaty Naukowe Polskiego Towarzystwa Symulacji Komputerowej, Sarbinowo Morskie 2005.
- [130] Walczak P., Sobczyk A., *Simulation of water hydraulic control system of Francis turbine*, 8th FPNI PhD Symposium on Fluid Power, 2014.
- [131] Sprengel M., Ivantysynova M., *Investigation and Energetic Analysis of a Novel Hydraulic Hybrid Architecture for On-Road Vehicles*. Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP2013), Jun. 3–5, 2013, Linköping 2013.
- [132] Sradomski W., *Metoda oceny charakterystyk energetycznych i ekologicznych układu silnik spalinyowy – przekładnia hydrostatyczna dla widmowej postaci obciążeń*, praca doktorska, Wrocław 2002.
- [133] Sroka Z.J., Kułażyński M., *Developing Engine Technology*, Printpap, Łódź 2011.
- [134] Stecki J.S., Conrad F., Matheson P., Rush A., *Development of a Hydraulic Drive for a Novel Hybrid Diesel-Hydraulic System for Large Commercial Vehicles*, Fifth JFPS International Symposium on Fluid Power, Nara 2002.
- [135] Stone R., *Introduction to Internal Combustion Engines*, SAE International; 3rd Ed., 1999.
- [136] Stosiak M., Skačkauskas P., Towarnicki K., Deptuła A., Deptuła A., Prażnowski K., Grzywacz Ż., Karpenko M., Urbanowicz K., Łapka M., *Analysis of the impact of vibrations on a micro-hydraulic valve using a modified induction algorithm*, Machines, 2023, Vol. 11, No. 2, art. 184, 1–28.
- [137] Stryczek S., *Napęd hydrostatyczny*, tom I i II, WNT, Warszawa 1995.
- [138] Such E., Walczewski R., *Odzysk energii w koparkach hydraulicznych na przykładzie koparki 4011 BRAWAL z osprzętem ładowarkowym*, Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i sterowania hydrauliczne '96”, Wrocław–Szklarska Poręba 1996.
- [139] Sun Z.C., Wen Z., Zhao X., Yang Y.P., Li S., *Real-World Driving Cycles Adaptability of Electric Vehicles*, World Electric Vehicle Journal, 2020, Vol. 19, No. 11(1).
- [140] Szumanowski A., *Opracowanie metody właściwego doboru układu elektromaszynowego do napędu pojazdów samochodowych*, praca doktorska. Politechnika Warszawska, Warszawa 1978.
- [141] Szumanowski A., *Akumulacja energii w napędach wieloźródłowych*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1983.
- [142] Szumanowski A., *Akumulacja energii w pojazdach*, WKiŁ, Warszawa 1984.
- [143] Szumanowski A., *Czas energii*, WKiŁ, Warszawa 1988.
- [144] Szumanowski A. (red), *Układy napędowe z akumulacją energii*, PWN, Warszawa 1990.
- [145] Szumanowski A., *Hybrid electric vehicle drives design*, NRI, Radom 2007.
- [146] Szydelski Z., *Hydrauliczna akumulacja energii w napędach pojazdów*, Auto Technika Motoryzacyjna, 1984, nr 9.

- [147] Takosoglu J., Janus-Galkiewicz U., Galkiewicz J., *A Design of a 2-DoF Planar Parallel Manipulator with an Electro-Pneumatic Servo-Drive*, *Energies*, 2022, Vol. 15, Iss. 22, 1–17.
- [148] Tomasiak E., *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
- [149] Tomczyk J. (red), *Badania możliwości odzyskania energii w nawrotnych mechanizmach maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [150] Triet H.H., Ahn K.K., *Comparison and assessment of hydraulic energy-saving system for hydrostatic drives*, proc. of the Institution of Mechanical Engineers, part I, *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol 225, No. 1, February 1, 2011, 21–34.
- [151] Ubysz A., *Materiały uzupełniające do ćwiczeń laboratoryjnych z silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [152] Van de Ven J.D., Olson M.W., Li P.Y., *Development of a hydro-mechanical hydraulic hybrid drive train with independent wheel torque control for an urban passenger vehicle*, International Fluid Power Exposition, Las Vegas, NV, 2008.
- [153] Wang J., Zhu C.R., Bi Y.B., *Effect of riveting displacement on the mechanical behavior of CFRP bolted joints with elliptical-head non-lug self-locking rivet nut*, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2023, Vol. 125, No. 5–6, 2161–2182.
- [154] Wilson W.E., Lemme Ch.D., *Hydrostatic transmissions*, *Hydraulics and Pneumatics*, 1970, Nos. 1, 2, 5, 6, 9.
- [155] Wiśniewski S., *Termodynamika techniczna*, WNT, Warszawa 1999.
- [156] Wrzeczoniarz P.A. i in., *Diagnostyka pojazdów samochodowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [157] Zeman P., Kemmetmuller W., Kugi A., *Nonlinear Model Predictive Control of Axial Piston Pumps*, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the ASME*, 2017, Vol. 139, No. 8.
- [158] Zhao X., Ye Y.M., Chen H., *Construction of electric vehicle driving cycle for studying electric vehicle energy consumption and equivalent emissions*, *Environmental Science and Pollution Research*, 2020, Vol. 27, No. 30, 37395–37409.
- [159] Zhu D., Pritchard E., Dadam S., Kumar V., Xu Y., *Optimization of rule-based energy management strategies for hybrid vehicles using dynamic programming*, *Combustion Engines*, 2021, Vol. 184, No. 1, 3–10.
- [160] Zimmerman J., Hippalgaonkar R., Ivantysynova M., *Optimal Control for the Series-Parallel Displacement Controlled Hydraulic Hybrid Excavator*. 2011 ASME Dynamic Systems and Control Conference and Bath, ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, Arlington 2011.
- [161] Zohuri B., McDaniel P., *Introduction to Energy Essentials: Insight Into Nuclear, Renewable, and Non-Renewable Energies*, 2021, 321–370.
- [162] Żółtowski A., *Pomiar emisji w warunkach nieustalonych*, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 2003, Vol. 10, 3–4.
- [163] Kombinat PZL HYDRAL we Wrocławiu, *Dokumentacja modelowo-obliczeniowa możliwości zastosowania zmodernizowanego wzmacniacza AW10 do jednostki tłokowo osiowej IT3-32*.
- [164] *Matlab optimisation Toolboks 2.1 documentation*. Dostępny w Internecie: <http://mathworks.com/products/optimization> [data dostępu: 12 lipca 2013].
- [165] Szymlet N. *Emisja związków toksycznych z miejskich pojazdów jednośladowych w rzeczywistych warunkach eksploatacji*, praca doktorska, Poznań, 2022.
- [166] [http://home.agh.edu.pl/~magdz/\\_docs/T-p-d/Termodynamika\\_IIA.pdf](http://home.agh.edu.pl/~magdz/_docs/T-p-d/Termodynamika_IIA.pdf)
- [167] Rutkowski A. *Części Maszyn*, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1986.

## **Podziękowania**

*Żonie Ani, synom Piotrowi i Adamowi oraz córeczce Hani za to, że są!*

*Tacie i Teściowej za troskę i wsparcie.*

*Panu Jarosławowi Prokopowiczowi za inspirację, dobre słowo i pomoc!*

*Innym życzliwym osobom, dzięki którym mogę robić to, co robię...*

*Bardzo dziękuję!*





Treści zawarte w książce *Wyznacznik zmienności cyklu obciążenia wieloźródłowego hydrostatycznego układu napędowego* stanowią uzupełnienie i rozszerzenie racjonalnych podstaw projektowania oraz budowy wieloźródłowych układów napędowych. Intencją autora jest przedstawienie metodologii postępowania umożliwiającej, dla zadanego cyklu pracy i energetycznego kryterium optymalizacji układu napędowego, odpowiedź na pytania o to czy rozbudowa jednoźródłowego układu napędowego do wieloźródłowego układu napędowego dla danego cyklu pracy jest uzasadniona, a jeżeli tak, to jakie korzyści są możliwe do osiągnięcia.

W książce przedstawiono sposób określenia współczynnika zmienności ( $WZ$ ), za pomocą którego inżynier do realizacji zadanego cyklu pracy może szybko i z mniejszym ryzykiem popełnienia błędu oszacować potencjalne korzyści związane z zastosowaniem wieloźródłowego układu napędowego w miejsce klasycznego.



Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej  
są do nabycia w sprzedaży wysyłkowej:  
[zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl](mailto:zamawianie.ksiazek@pwr.edu.pl)

ISBN 978-83-7493-253-0