

141 ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

UKD 621.316.11:621.67

DOI: 10.31498/2225-6733.51.2025.344729

MATEMATYCZNE MODELOWANIE AUTOMATYCZNEJ STABILIZACJI CIŚNIENIA GŁÓWNYCH PRZEPOMPOWNI Z ASYNCHRONICZNYM NAPIĘDEM ELEKTRYCZNYM POMP ODŚRODKOWYCH

Lysiak V.H. kandydat nauk technicznych, docent, Uniwersytet Narodowy «Politechnika Lwowska»,
Lwów, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8371-6455>, e-mail: vladyslav.h.lysiak@lpnu.ua;
Dyda R.B. doktorant, Uniwersytet Narodowy «Politechnika Lwowska», Lwów, ORCID:
<https://orcid.org/0009-0009-0765-3745>, e-mail: roman.b.dyda@lpnu.ua

Artykuł poświęcony jest opracowaniu modelu matematycznego sterowanej potężnej przepompowni z automatyczną stabilizacją ciśnienia. Celem pracy jest zwiększenie efektywności procesu transportu cieczy rurociągami magistralnymi i dystrybucyjnymi. Proponowany model o porównywalnym poziomie szczegółowości opisuje podsystemy elektromechaniczne i hydrauliczne jako jedną całość. Parametry modelu pompy odśrodkowej obliczane są na podstawie geometrii i wymiarów jej elementów, z uwzględnieniem wpływu właściwości fizycznych cieczy roboczej. Umożliwia to kompleksowe badanie takich obiektów bez fizycznego na nie oddziaływania, z uwzględnieniem wzajemnej zależności obu podsystemów oraz zmian parametrów elementów podsystemu hydraulicznego. W artykule zaproponowano kierunki wykorzystania i sposoby rozszerzenia funkcjonalności opracowanego modelu.

Słowa kluczowe: model matematyczny, pompa odśrodkowa, przepompownia, rurociąg, silnik indukcyjny, system sterowania.

Sformułowanie problemu

Potężne przepompowni (PS) dla głównych rurociągów (PL) i dużych PL dystrybucyjnych mają strategiczne znaczenie. Zapewniają one ruch dużych objętości cieczy [[1]] i składają się z nierozdzielnie powiązanych podsystemów elektromechanicznych i hydraulicznych. Nadmierne zużycie energii elektrycznej spowodowane nieoptymalnym reżimem działania poszczególnych potężnych agregatów, nieoptymalną liczbą agregatów o mniejszej mocy, jak również podczas procesów przejściowych, jest dość znaczące. Według [[2]] mogą one stanowić 14% całkowitego zużycia energii przez PS. Według tych samych danych, w ciągu zaledwie jednej doby na głównej PS ropy naftowej może wystąpić do 16 przełączeń agregatów pompowych (AP). Nadmierne zużycie energii elektrycznej w PS prowadzi również do znacznego wzrostu strat energii elektrycznej w elementach sieci elektroenergetycznych [[3]]. Wysokie koszty energii elektrycznej i sprzętu, a także niedopuszczalność wyłączeń sprzętu, utrudniają, a często uniemożliwiają, przeprowadzanie eksperymentów fizycznych przy potężnych PS. Dlatego też istotny jest rozwój narzędzi komputerowych, pozwalających na prognozowanie reżimów działania, rozpoznawanie usterek w sprzęcie oraz automatyczne sterowanie systemami eksploatacji takich obiektów.

Analiza najnowszych badań i publikacji

Analiza najnowszych badań i publikacji. Jednym z zadań sterowania reżimami działania PS jest utrzymanie

stałego ciśnienia w danym węźle podsystemu hydraulicznego przy różnych poziomach zużycia cieczy. Najczęstszymi metodami takiego sterowania są przełączanie AP i zmiana warunków pracy pomp (CP). To ostatnie można zrealizować zarówno poprzez zmianę charakterystyki sieci hydraulicznej (za pomocą przepustnicy lub obejścia), jak i poprzez regulację częstotliwościową silników agregatów. Zastosowanie przepustnicy lub obejścia powoduje zmniejszenie wydajności pompowania. Maksymalną efektywność energetyczną działania PS można uzyskać poprzez łączenie przełączania agregatów i sterowania częstotliwością jednego z nich. Taki system sterowania i jego algorytm działania przedstawiono w [[4]]. Jednak jego funkcjonalność ogranicza się wyłącznie do ustalonych reżimów działania. Ponadto, aby ustabilizować ciśnienie, mierzony jest jedynie objętościowy przepływ cieczy roboczej. Nie jest to skuteczne w przypadku stabilizacji ciśnienia w dynamicznych reżimach działania. W modelu [[5]] nie występują ograniczenia tego typu. Natomiast sieć hydrauliczna i CP są reprezentowane przez wielomiany aproksymacyjne. Uniemożliwia to badanie procesów zachodzących w podsystemie hydraulicznym. Większość innych prac poświęconych PS (np. [[6]], [[7]], [[8]], i [[9]]) charakteryzuje się również niezwykle uproszczoną reprezentacją jednego lub obu podsystemów. Model matematyczny [[10]] uogólnionego PS z asynchronicznym napędem elektrycznym CP pozbawiony jest tych niedociągnięć. W tym modelu opis matematyczny CP opiera się na metodzie analogii elektrohydrodynamicznych. Metoda polega na obliczeniu

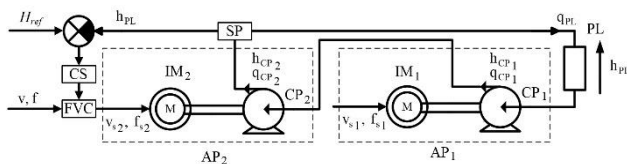
parametrów modelu CP na podstawie wymiarów geometrycznych jej elementów [[11]]. Umożliwia to uwzględnienie wpływu zmian eksploatacyjnych i awaryjnych parametrów wewnętrznych CP na reżimy działania PS. Model pozwala na zbadanie wzajemnego wpływu procesów i parametrów elektromechanicznych i hydraulicznych. Nie posiada jednak żadnego systemu sterowania.

Wyznaczanie zadania

Celem niniejszej pracy jest rozszerzenie funkcjonalności opracowanych wcześniej przez autora modeli poprzez uzupełnienie ich o system automatycznego sterowania, zwiększający efektywność procesu transportu cieczy przez magistrale i duże rurociągi dystrybucyjne.

Prezentacja materiału głównego

Schemat blokowy PS z zamkniętym systemem sterowania pokazano na rysunku 1. Dwa agregaty pompowe są połączone hydraulicznie szeregowo: podoporowy (AP₂). Agregat główny zapewnia wymagane ciśnienie w danym zakresie przepływu cieczy roboczej. Jego ciśnienie jest 5-10 razy większe od ciśnienia agregatu podoporowego, a jest on znacznie droższy.



Rys. 1 – Schemat strukturalny PS

Łopatki CP są bardzo wrażliwe na kawitację hydrodynamiczną, która je niszczy. Badania eksperymentalne [[12]] i teoretyczne [[13]] poświęcone są wczesnemu wykrywaniu kawitacji na łopatkach CP. Aby zapobiec kawitacji, stosuje się agregatu podoporowego. On wytwarza niewielkie, stałe ciśnienie na wlocie do głównej CP i zapewnia objętość przepływu nie mniejszą niż jednostka główna. Aby ustabilizować ciśnienie PS w wymaganym zakresie H_{ref} , wykorzystuje się aktualną wartość ciśnienia na wlocie do PL. Pomiaru dokonuje się za pomocą czujnika ciśnienia SP. Z wyjścia regulatora PI o parametrach P , I , sygnał podawany jest do systemu sterowania CS. Zapewnia, że przetwornik częstotliwości i napięcia FVC kształtuje częstotliwość f_{s2} napięcia zasilania IM agregatu głównego. Napięcie v_{s2} zasilania silnika indukcyjnego (IM) agregatu głównego kształtowane jest w oparciu o zasadę proporcjonalnej regulacji częstotliwości IM $v_{s2} / f_{s2} = const$. Zakłada się, że obu agregatów zasilane są ze źródeł napięcia trójfazowego symetrycznego, niezawierających wyższych

harmonicznych. Napięcie v_{s1} i częstotliwość f_{s1} napięcia zasilania IM agregatu podoporowego są stałe.

Równania modelu są zapisane w jednostkach na jednostkę.

Do zapisu równań IM zastosowano następujący system wartości bazowych: $\omega_{IM.b} = \omega_{syn}$;

$$V_{IM.b} = \sqrt{2/3} V_{IM.nom};$$

$$I_{IM.b} = \sqrt{2} P_{IM.nom} / (\sqrt{3} V_{IM.nom} \eta_{IM.nom} \cos \varphi_{IM.nom});$$

$$S_{IM.b} = (3/2) V_{IM.b} / I_{IM.b}; \quad T_{IM.b} = S_{IM.b} / \omega_{IM.b};$$

$$Z_{IM.b} = V_{IM.b} / I_{IM.b}, \quad \text{gdzie: } \omega_{syn}, V_{IM.nom}, P_{IM.nom},$$

$\eta_{IM.nom}$, $\cos \varphi_{IM.nom}$ – nominalne parametry paszportowe IM. Równania IM formułuje się na podstawie uogólnionych równań przekształtnika elektromechanicznego, uwzględniając następujące założenia: reżim temperaturowy jest stabilny, parametry uzwojenia są skoncentrowane; Charakterystyka Webera-Ampere'a systemu magnetycznego jest nieliniowa. Wpływ kształtu rdzenia na rozkład pola magnetycznego nie jest brany pod uwagę.

Do zapisu równań CP zastosowano następujący system wartości bazowych $\omega_{CP.b} = \omega_{CP.nom}$;

$$H_{CP.b} = H_{CP.nom}; \quad Q_{CP.b} = Q_{CP.nom}; \quad S_{CP.b} = \rho g H_{CP.b} Q_{CP.b};$$

$$T_{CP.b} = S_{CP.b} / \omega_{CP.b}; \quad Z_{CP.b} = \rho g H_{CP.b} / Q_{CP.b}, \quad \text{gdzie:}$$

$\omega_{CP.nom}$, $H_{CP.nom}$, $Q_{CP.nom}$ – nominalne parametry paszportowe CP, ρ , g – gęstość cieczy roboczej i przyspieszenie swobodnego spadku. W równaniach literą h oznacza wysokość pompowania, która w jednostkach na jednostkę jest równa ciśnieniu. Dlatego dla zwięzłości będziemy używać terminu «ciśnienie». Równania CP formułuje się na podstawie analogii elektrohydrodynamicznej według złożonego schematu równoważnego [[11]] biorąc pod uwagę następujące założenia: reżim temperaturowy jest stabilny, ciecz robocza jest jednorodna i ma stałą gęstość, wektory przedstawiające objętościowe natężenie przepływu i ciśnienie cieczy roboczej na wylocie wirnika są współliniowe. Wirnik IM, koło zamachowe CP oraz wał wspólny uważamy za całkowicie sztywne.

Jako wartość częstotliwości bazowej wspólną dla obu podsystemów przyjmujemy wartość częstotliwości bazowej IM: $\omega_b = \omega_{IM.b}$. Równania AP formułuje się w ortogonalnych współrzędnych $d-q$, które są sztywno połączone ze wspólnym wałem. Zmienne złożone wchodzące do równań są oznaczone kropką powyżej. Składowa rzeczywista odpowiada współrzędnej d , a składowa urojona odpowiada współrzędnej q . Dla wygody stosowania w systemach matematyki komputerowej równania różniczkowe rozwiązuje się względem pierwszych pochodnych.

$$\begin{bmatrix} \frac{di_s}{dt} \\ \frac{di_r}{dt} \\ \frac{d\psi_\delta}{dt} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R_s}{L_\sigma} - j\omega_s & 0 & -\frac{1}{L_\sigma} & -j\frac{\omega_s}{L_\sigma} \\ 0 & -\frac{\omega_s R_r}{L_\sigma} - j(\omega_s - \omega_r) & -\frac{\omega_s}{L_\sigma} & j\frac{\omega_s - \omega_r}{L_\sigma} \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & -R_m(\psi_\delta) - j\frac{\omega_s}{R_a} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} i_s \\ i_r \\ \dot{e}_s \\ \dot{\psi}_\delta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{v}_s \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{d\dot{q}_{11}}{dt} \\ \frac{d\dot{q}_{22}}{dt} \\ \frac{d\dot{q}_{33}}{dt} \\ \frac{d\dot{q}_{44}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{r_{11}}{L_{11}} - \frac{r_{21}}{L_{12}} & \frac{r_{22}}{L_{12}} - \frac{r_{32}}{L_{13}} & \frac{r_{33}}{L_{13}} - \frac{r_{23}}{L_{12}} & 0 \\ \frac{r_{11}}{L_{21}} - \frac{r_{21}}{L_{22}} & \frac{r_{22}}{L_{22}} - \frac{r_{32}}{L_{23}} & \frac{r_{33}}{L_{23}} - \frac{r_{23}}{L_{22}} & 0 \\ \frac{r_{11}}{L_{31}} - \frac{r_{21}}{L_{32}} & \frac{r_{22}}{L_{32}} - \frac{r_{32}}{L_{33}} & \frac{r_{33}}{L_{33}} - \frac{r_{23}}{L_{32}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{r_{mech}(q_{PL})}{L_{mech}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{q}_{11} \\ \dot{q}_{22} \\ \dot{q}_{33} \\ \dot{q}_{44} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{L_{11}} \\ -\frac{1}{L_{21}} \\ -\frac{1}{L_{31}} \\ \frac{1}{L_{mech}} \end{bmatrix} \times \dot{h}_0; \quad (2)$$

$$\dot{h}_0 = H_{0,nom} \left(\frac{\omega_b}{\omega_{CP,b}} \right)^2 \omega_r^2 e^{j\omega_b \omega t}; \quad (3)$$

$$h_{CPd} q_{33q} - h_{CPq} q_{33d} = 0; \quad (4)$$

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{1}{J_\Sigma \omega_{IM,b}} \left[T_{IM,b} (\psi_{\delta d} i_{sq} - \psi_{\delta q} i_{sd}) - T_{CP,b} H_{0,nom} \frac{\omega_{IM,b}}{\omega_{CP,b}} \omega_r \sqrt{(q_{11d} + q_{44d})^2 + (q_{11q} + q_{44q})^2} \right]; \quad (5)$$

$$q_{33d_1}^2 + q_{33q_1}^2 = \left(\frac{Q_{CPb_2}}{Q_{CPb_1}} \right)^2 (q_{33d_2}^2 + q_{33q_2}^2); \quad (6)$$

$$q_{PL} = \sqrt{q_{33d_1}^2 + q_{33q_1}^2}; \quad (7)$$

$$h_{PL} = \sqrt{h_{CPd_1}^2 + h_{CPq_1}^2} + \frac{H_{CPb_2}}{H_{CPb_1}} \sqrt{h_{CPd_2}^2 + h_{CPq_2}^2}; \quad (8)$$

$$\frac{dq_{PL}}{dt} = -\frac{r_{PL}}{L_{PL}} q_{PL} + \frac{1}{L_{PL}} h_{PL} - \frac{1}{L_{PL}} h_{st}; \quad (9)$$

$$\frac{d\omega_{s_2}}{dt} = \frac{1}{2\omega_{s_2}} (I(H_{ref} - h_{PL}) - Py); \quad (10)$$

$$\frac{dh_{PL}}{dt} = y; \quad (11)$$

$$v_{sd_2} = \omega_{s_2}, \quad (12)$$

gdzie: t – czas, s; ω_s , ω_r – częstotliwość kołowa napięcia uzwojenia stojana IM i prędkość kołowa obrotu wspólnego wału; $\dot{v}_s$, $\dot{i}_s$, та $\dot{i}_r$ – są napięciem i prądem uzwojenia stojana, a także prądem uzwojenia wirnika IM zredukowanym do uzwojenia stojana; ψ_δ – strumień sprzężenia od strumienia magnetycznego szczeliny powietrznej IM, zredukowany do uzwojenia stojana; R_s , L_{os} , R_r , L_{or} , R_a – parametry IM; $\dot{h}_0$ – fikcyjna ciśnienie wyidealizowanego CP; $\dot{q}_{11}$, $\dot{q}_{22}$, $\dot{q}_{33}$, $\dot{q}_{44}$ – fikcyjne objętościowe natężenia przepływu cieczy CP; h_{PL} , q_{PL} , h_{st} – ciśnienie i natężenie przepływu objętościowego cieczy roboczej na wlocie PL; h_{st} – przeciwcisnienie statyczne p PL; $r_{mech}(q_{PL})$ – równoważny opór nieliniowy, uwzględniający straty dyssypatywne energii mechanicznej w CP w zależności od reżimu pompowania [[14]]; r_{11} , r_{12} , r_{13} , r_{21} , r_{22} , r_{23} , r_{31} , r_{32} , r_{33} , L_{11} , L_{12} , L_{13} , L_{21} , L_{22} , L_{23} , L_{31} , L_{32} , L_{33} – opory hydrauliczne dyssypatywne i indukcyjne CP, które oblicza się z wymiarów jego elementów wewnętrznych według metody [[10]] i [[11]]; r_{PL} , L_{PL} – dyssypatywny opór hydrauliczny i indukcyjność hydrauliczna PL; J_Σ – moment inercji AP, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$. Reluktancję magnetyczną IM przedstawiono jako przybliżony wielomian, gdzie:

$$R_m(\psi_\delta) = I_{mn} (a_0 + a_2(\psi_{\delta l}^2 + \psi_{\delta q}^2) + a_4(\psi_{\delta l}^4 + \psi_{\delta q}^4)),$$

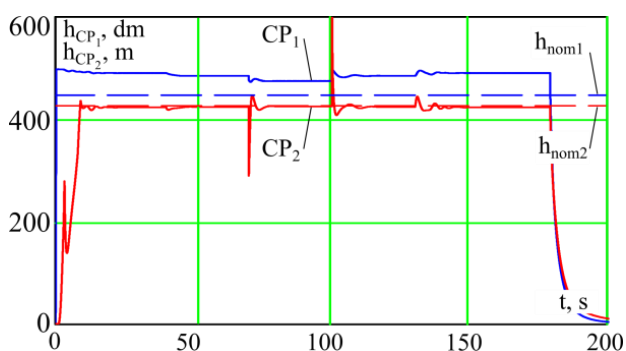
gdzie: $a_0 = 0.82$; $a_2 = 0.148$; $a_4 = 0.044$;
 $I_{mn} = 1/(\chi_\sigma + \chi_a)$ gdzie: χ_σ , χ_a – względne

indukcyjności upływu i magnesowania IM w reżimie nominalnym. W tym przypadku pomijamy wpływ częstotliwości na R_m , ponieważ staje się on istotny przy częstotliwościach powyżej 100 Hz [[15]].

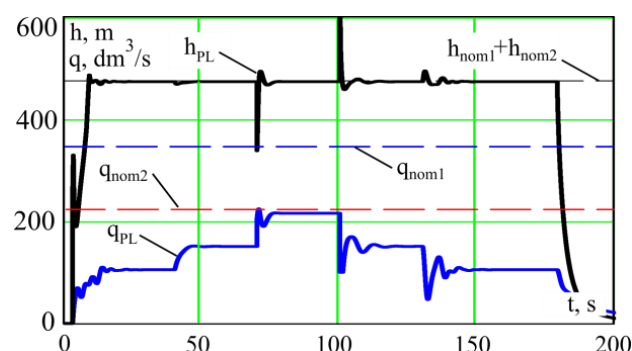
Należy zauważyć, że dysypatywny opór hydrostatyczny CP zależy nie tylko od jego wymiarów wewnętrznych, ale także od lepkości kinematycznej cieczy roboczej i jej gęstości. Lepkość kinematyczna cieczy zależy od temperatury. Dzięki temu możliwe jest uwzględnienie wpływu warunków temperaturowych na reżimy działania PS. by zweryfikować wydajność i adekwatność modelu, przeprowadzono symulacje testowe reżimów działania PS. Główne wyniki symulacji testowej pokazano na rysunkach 2-7. Na tych rysunkach pokazano wykresy czasowe reżimów działania poszczególnych komponent agregatów oraz PS jako całości. Hydrauliczne wskaźniki reżimów działania pokazano na rysunkach 2 i 3 oraz elektromechaniczne – na rysunkach 4-7. Skład sprzętu podano w tabeli 1.

Tabela 1

Skład sprzętu		
Agregat (oznaczenie na schemacie)	Silnik indukcyjny (oznaczenie na schemacie)	Pomp odśrodkowa (oznaczenie na schemacie)
Podporowy (AP ₁)	4AN355M6U3 (IM ₁)	14NDs-N (CP ₁)
Główny (AP ₂)	AZMV- 1600/6000U2 (IM ₂)	4QG300-2-100b (CP ₂)



Rys. 2 – Ciśnienia CP, m

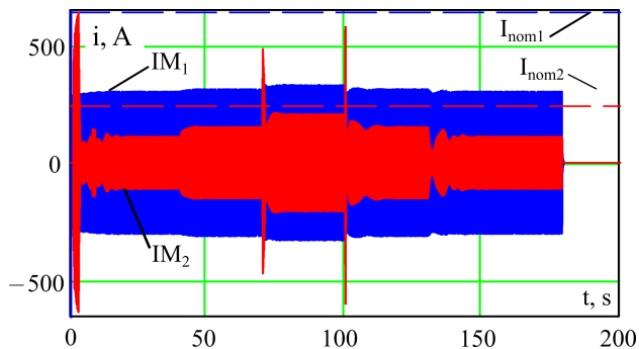


Rys. 3 – Ciśnienia i objętościowe przepływy cieczy roboczej PS i CP, dm³/s

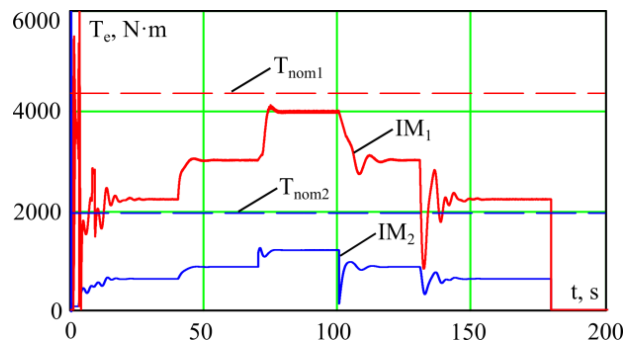
Rysunek 2 przedstawia ciśnienia (w różnych skalach) poszczególnych CP. Rysunek 3 przedstawia ciśnienie i objętościowy przepływy cieczy roboczej PS jako całości oraz objętościowy przepływ cieczy roboczej poszczególnych CP. Rysunek 4 przedstawia prądy fazowe

uzwojeń stojana IM. Rysunek 5 przedstawia momenty elektromagnetyczne IM.

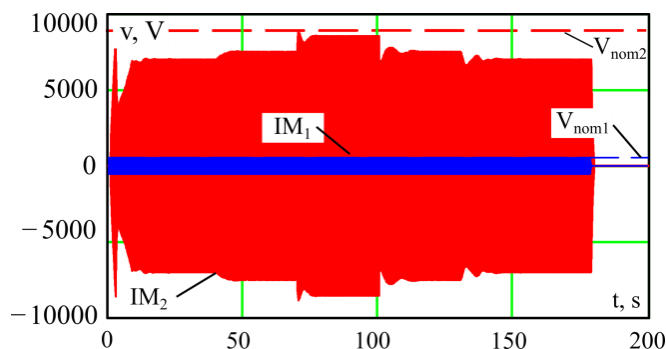
Rysunki 6 i 7 przedstawiają napięcia międzyfazowe uzwojeń stojana IM oraz częstotliwości tych napięć.



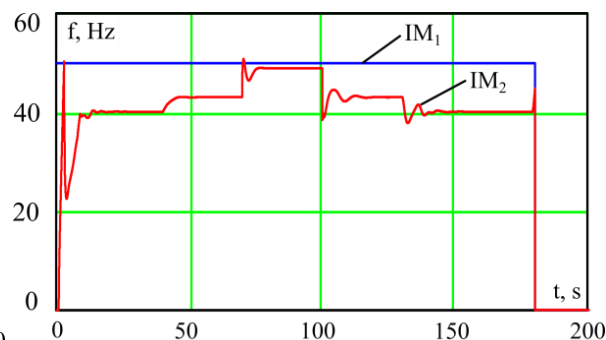
Rys. 4 – Prądy uzwojenia stojanów IM, A



Rys. 5 – Momenty elektromagnetyczne IM, N·m



Rys. 6 – Napięcia uzwojenia stojanów IM, V



Rys. 7 – Częstotliwości napięć uzwojenia stojanów IM, Hz

Na wykresach zaprezentowano również parametry nominalne katalogowe IM i CP. Symulację przeprowadzono przez 200 sekund. Zadane ciśnienie PS do ustabilizowania wynosiło 473 m. Było ono równo sumie nominalnych o ciśnien w CP podobnej (45 m) i CP głównej (428 m). Podczas symulacji parametry PL zmieniano pięciokrotnie. Po upływie 3 s PL został całkowicie zablokowany. Następnie natężenie przepływu płynu ustawiono na 105 dm³/s (47% nominalnego natężenia przepływu agregatu głównego). W chwilach 40 s i 70 s natężenie przepływu wzrastało każdorazowo o 43% od wartości poprzedniej – odpowiednio do 150 dm³/s i 215 dm³/s, a w chwilach 100 s i 130 s – zmniejszało się odpowiednio do 150 dm³/s i 105 dm³/s. W chwili 179 s nastąpiło przerwanie zasilania IM obu agregatów, w wyniku czego agregaty te zatrzymały się samoczynnie. Aby przetestować wydajność modelu, czas trwania wszystkich zmian parametrów PL wyniósł 0,1 s, co odpowiada szybkości rozwoju reżimów awaryjnych. Powodowało to fluktuacje ciśnienia i przepływu płynu. Jednocześnie udawało się utrzymywać ciśnienie PS na zadanym poziomie. Należy zaznaczyć, że w normalnych warunkach działania zmiana parametrów PL odbywa się płynnie i powoli, co nie powoduje występowania tak intensywnych fluktuacji.

Adekwatność modelowania potwierdza analiza reżimów przejściowych sprzętu, a także koincydencja wskaźników reżimów ustalonych, które są ustalane po

zakończeniu reżimów przejściowych, i odpowiadających im parametrów katalogowych sprzętu.

Wnioski

Opracowano i zweryfikowano model matematyczny agregatów asynchronicznych potężnej przepompowni z automatyczną stabilizacją ciśnienia. Połączenie separowanych modeli w jedną całość przy porównywalnym uszczegółowieniu podsystemów elektromechanicznych i hydraulicznych pozwala na równoczesne badanie procesów zachodzących w tych podsystemach. Równania podsystemu hydraulicznego zbudowano na zasadzie analogii elektrohydrodynamicznej i odzwierciedlają one procesy fizyczne zachodzące w jego elementach wewnętrznych. Umożliwiło to wykorzystanie teorii obwodów elektrycznych do napisania równań nie tylko dla podsystemów elektromechanicznych, ale i hydraulicznych. Obliczenia oporów rozpraszających modelu CP przeprowadza się na podstawie wymiarów geometrycznych elementów wewnętrznych pompy, uwzględniając zależną od temperatury lepkość kinematyczną cieczy roboczej. Dlatego podczas symulacji możliwe jest uwzględnienie wpływu tych czynników zarówno na reżimy transportu cieczy w systemach hydraulicznych, jak i na reżimy działania ich kompleksów elektrycznych. Zwiększenie wydajności istniejących potężnych przepompowni jest możliwe poprzez optymalizację ich reżimów. Opracowany model pozwala na

badanie reżimów działania potężnych przepompowni bez konieczności przeprowadzania eksperymentów fizycznych na drogim sprzęcie operacyjnym. Pozwoli to uniknąć zakłóceń w jego funkcjonowaniu i przerw w transporcie cieczy, co wyeliminuje ryzyko wypadków i strat finansowych. Model ten można zintegrować z systemami automatyzacji służącymi do projektowania potężnych przepompowni i stosować przy poszukiwaniu optymalnych rozwiązań projektowych. Obiecującym kierunkiem udoskonalenia opracowanego modelu matematycznego może być jego przekształcenie w model hybrydowy poprzez uzupełnienie go o fizyczny system automatycznego sterowania, co znacząco zwiększy jego efektywność.

References

- [1] I. Pulido-Calvo, and J.C. Gutierrez-Estrada, "Selection and Operation of Pumping Stations of Water Distribution Systems," *Environmental Research Journal*, vol. 5, pp. 1-20, 2011.
- [2] P.O. Kurlyak, "Doslidzhennia enerhetychnykh parametriv mahistralnykh nasosnykh ahrehativ naftoperekachuvalnykh stantsii" ["Research on energy parameters of main pumping units of oil pumping stations"], *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovysch – Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*, № 1, pp. 81-87, 2015. (Ukr.)
- [3] V. Lysiak, M. Oliinyk, O. Sivakova, and M. Sabat, "Dynamic modelling of centrifugal hydraulic load of pumping station electric drive," *Energy Engineering and Control Systems*, vol. 5, № 1, pp. 1-8, 2019. doi: 10.23939/jeecs2019.01.001.
- [4] Y. Paranchuk, and V. Lysiak, "Energy efficient power supply system and automatic control of modes of the «power supply – pumping station» complex," *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, iss. 3, pp. 115-124, 2015. doi: 10.29202/nvngu/2018-3/16.
- [5] A.S. Kutsyk, A.O. Lozynskyi, and O.F. Kinchur, "Matematychna model systemy «chastotno-kerovanyi elektropyvod – nasos – vodoprovodna mrezhha»" ["Mathematical model of the system «frequency-controlled electric drive - pump - water supply network»"], *Visnyk Natsionalnoho universytetu «Lvivska politekhnika». Seriya: Elektroenerhetychni ta elektromekhanichni systemy – Bulletin of the National University «Lviv Polytechnic». Series: Electrical Power and Electromechanical Systems*, № 834, pp. 48-55, 2015. (Ukr.)
- [6] A.U. Gomrokchi, and A. Parvaresh Rizi, "Flexibility of energy and water management in pressurized irrigation systems using dynamic modeling of pump operation", *Environment, Development and Sustainability*, vol. 23, pp. 18232-18251, 2021. doi: 10.1007/s10668-021-01436-7.
- [7] G. Janevska, "Mathematical Modeling of Pump System," in *Electronic International Interdisciplinary Conference*, Žilina, Slovak Republic, Sept. 2-6, 2013, vol. 2, pp. 455-458.
- [8] Y. Wang, H. Zhang, Z. Han, and X. Ni, "Optimization Design of Centrifugal Pump Flow Control System Based on Adaptive Control," *Processes*, vol. 9(9), article 1538, 2021. doi: 10.3390/pr9091538.
- [9] F. Salmasi, J. Abraham, and A. Salmasi, "Design Considerations for Pumping Stations Using Variable Speed Pumps," *Novel Perspectives of Engineering Research*, vol. 10, pp. 98-118, 2022. doi: 10.9734/bpi/nper/v10/2220B.
- [10] V.H. Lysiak, "Mathematical modeling of multi-units pumping station with asynchronous electric drive of centrifugal pumps," *Advances in Electrical and Electronic Engineering*, vol. 21(3), pp. 226–234, 2023. doi: 10.15598/aece.v21i3.4718.
- [11] V.S. Kostyshyn, I.I. Yaremak, and P.O. Kurlyak, "Creation of object-oriented model of centrifugal pump on the basis of electrohydrodynamic analogy method," *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, № 6, pp. 72-79, 2019. doi: 10.29202/nvngu/2019-6/11.
- [12] G. Mousmoulis, N. Karlsen-Davies, G. Aggidis, I. Anagnostopoulos, and D. Papantonis, "Experimental analysis of cavitation in a centrifugal pump using acoustic emission, vibration measurements and flow visualization", *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, vol. 75, pp. 300-311, 2019. doi: 10.1016/j.euromechflu.2018.10.015.
- [13] C.E. Sunal, V. Velisavljevic, V. Dyo, B. Newton, and J. Newton, "Centrifugal Pump Fault Detection with Convolutional Neural Network Transfer Learning", *Sensors*, no. 8, article 2442, 2024. doi: 10.3390/s24082442.
- [14] V.S. Kostyshyn, and P.O. Kurlyak, "Simulation of performance characteristics of centrifugal pumps by the electro-hydrodynamic analogy method," *Journal of Hydrocarbon Power Engineering*, vol. 2, № 1, pp. 24-31, 2015.
- [15] O.I. Okoro, *Modelling and computer simulation of induction machine: Dynamic and thermal modelling of induction machine with non-linear effects*. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012.

MATHEMATICAL MODELING OF AUTOMATIC PRESSURE STABILIZATION OF MAIN PUMPING STATIONS WITH ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE OF CENTRIFUGAL PUMPS

Lysiak V.H. PhD (Engineering), associate professor, Lviv Polytechnic National University, Lviv, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8371-6455>, e-mail: vladyslav.h.lysiak@lpnu.ua;
Dyda R.B. postgraduate student, Lviv Polytechnic National University, Lviv, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-0765-3745>, e-mail: roman.b.dyda@lpnu.ua

The paper is devoted to the development of a mathematical model of a high-capacity controlled pumping station with automatic pressure stabilization. The purpose of the work is to increase the efficiency of the liquid transportation process through main and large distribution pipelines. The proposed model with a comparable level of detail describes the electromechanical and hydraulic subsystems as a single entity. The parameters of the centrifugal pump model are calculated based on the geometry and dimensions of its elements, taking into account the influence of the physical properties of the working fluid. This makes it possible to conduct a comprehensive study of such objects without physical impact on them, taking into account the mutual dependence of both subsystems and changes in the parameters of the elements of the hydraulic subsystem. The paper suggests directions for use and ways to expand the functionality of the developed model.
Keywords: motor, centrifugal pump, control system, mathematical model, pipeline, pumping station.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АВТОМАТИЧНОЇ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТИСКУ МАГІСТРАЛЬНИХ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ З АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

Лисяк В.Г. канд. техн. наук, доцент, Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8371-6455>, e-mail: vladyslav.h.lysiak@lpnu.ua;
Дйда Р.Б. аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-0765-3745>, e-mail: roman.b.dyda@lpnu.ua

Стаття присвячена розробці математичної моделі керованої насосної станції великої потужності з автоматичною стабілізацією напору. Розроблена модель дозволяє досліджувати режими роботи потужних насосних станцій без необхідності проведення фізичних експериментів на дорогому діючому обладнанні. Це дозволить уникнути збоїв у його роботі та перебоїв у транспортуванні рідин, що виключить ризик аварій та фінансових втрат. Потужні насосні станції магістральних та великих розподільчих трубопроводів мають стратегічне значення. Вони забезпечують переміщення великих обсягів рідини та складаються з нерозривно пов'язаних між собою електромеханічної та гідравлічної підсистем. Перевитрати електроенергії внаслідок неоптимальності режимів окремих потужних агрегатів, неоптимальної кількості одночасно працюючих менш потужних агрегатів, а також під час перебігу перехідних процесів є досить значними. Метою роботи є підвищення ефективності процесу транспортування рідини магістральними та великими розподільчими трубопроводами. Запропонована модель зі співставним рівнем деталізації описує електромеханічну та гідравлічну підсистеми як єдине ціле. Параметри моделі відцентрового насоса обчислюються за геометрією та розмірами його елементів з урахуванням впливу фізичних властивостей робочої рідини. Це дає можливість комплексного дослідження таких об'єктів без фізичного впливу на них з урахуванням взаємної залежності обох підсистем та змін параметрів елементів гідравлічної підсистеми. Модель може бути інтегрована з системами автоматизації проектування потужних насосних станцій і використовуватися при пошуку оптимальних проектних рішень. Перспективним напрямком удосконалення математичної моделі може бути її трансформація в гібридну модель шляхом доповнення фізичною системою автоматичного керування.

Ключові слова: асинхронний двигун, відцентрова помпа, математична модель, система керування, трубопровід, помпова станція.

Перелік використаних джерел

[1] Pulido-Calvo I., Gutierrez-Estrada J. C. Selection and Operation of Pumping Stations of Water Distribution Systems. *Environmental Research Journal*. 2011. Vol. 5. Pp. 1-20.

[2] Курляк П. О. Дослідження енергетичних параметрів магістральних насосних агрегатів нафтоперекачувальних станцій. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. № 1. С. 81-87.

- [3] Dynamic modelling of centrifugal hydraulic load of pumping station electric drive / Lysiak V., Oliynyk M., Sivakova O., Sabat M. *Energy Engineering and Control Systems*. 2019. Vol. 5. № 1. Pp. 1-8. DOI: <https://doi.org/10.23939/jeecs2019.01.001>.
- [4] Paranchuk Y., Lysiak V. Energy efficient power supply system and automatic control of modes of the «power supply – pumping station» complex. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. Iss. 3. Pp. 115-124. DOI: <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-3/16>.
- [5] Куцик А. С., Лозинський А. О., Кінчур О. Ф. Математична модель системи «частотно-керований електропривод – насос – водопровідна мережа». *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. Серія: Електроенергетичні та електромеханічні системи: збірник наукових праць. 2015. № 834. С. 48-55.
- [6] Gomrokchi A. U., Parvaresh Rizi A. Flexibility of energy and water management in pressurized irrigation systems using dynamic modeling of pump operation. *Environment, Development and Sustainability*. 2021. Vol. 23. Pp. 18232-18251. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10668-021-01436-7>.
- [7] Janevska G. Mathematical Modeling of Pump System. *Electronic International Interdisciplinary Conference, Žilina, Slovak Republic, 2-6 September 2013*. Vol. 2. Pp. 455-458.
- [8] Wang Y., Zhang H., Han Z., Ni X. Optimization Design of Centrifugal Pump Flow Control System Based on Adaptive Control. *Processes*. 2021. Vol. 9(9). Article 1538. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr9091538>.
- [9] Salmasi F., Abraham J., Salmasi A. Design considerations for pumping stations using variable speed pumps. *Novel Perspectives of Engineering Research*. 2022. Vol. 10. Pp. 98-118. DOI: <https://doi.org/10.9734/bpi/nper/v10/2220B>.
- [10] Lysiak V. H. Mathematical modeling of multi-units pumping station with asynchronous electric drive of centrifugal pumps. *Advances in Electrical and Electronic Engineering*. 2023. Vol. 21(3). Pp. 226-234. DOI: <https://doi.org/10.15598/aeec.v21i3.4718>.
- [11] Kostyshyn V. S., Yaremak I. I., Kurlyak P. O. Creation of object-oriented model of centrifugal pump on the basis of electrohydrodynamic analogy method. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2019. № 6. Pp. 72-79. DOI: <https://doi.org/10.29202/nvngu/2019-6/11>.
- [12] Experimental analysis of cavitation in a centrifugal pump using acoustic emission, vibration measurements and flow visualization / G. Mousmoulis et al. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*. 2019. Vol. 75. Pp. 300-311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2018.10.015>.
- [13] Centrifugal Pump Fault Detection with Convolutional Neural Network Transfer Learning. *Sensors* / C.E. Sunal et al. 2024. Vol. 24, no. 8. Article 2442. DOI: <https://doi.org/10.3390/s24082442>.
- [14] Kostyshyn V. S., Kurlyak P. O. Simulation of performance characteristics of centrifugal pumps by the electro-hydrodynamic analogy method. *Journal of Hydrocarbon Power Engineering*. 2015. Vol. 2, № 1. Pp. 24-31.
- [15] Okoro O. I. Modelling and computer simulation of induction machine: Dynamic and thermal modelling of induction machine with non-linear effects. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. 216 p.

Стаття надійшла 18.03.2025

Стаття прийнята 25.06.2025

Стаття опублікована 30.10.2025

Цитуйте цю статтю як: Lysiak V. H., Dyda R. B. Matematyczne modelowanie automatycznej stabilizacji ciśnienia głównych przepompowni z asynchronicznym napędem elektrycznym pomp odśrodkowych. *Вісник Приазовського державного технічного університету*. Серія: Технічні науки. 2025. Вип. 51. С. 102-109. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.51.2025.344729>.