

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ

В.С.Бойко¹, докт.техн.наук, **А.М.Сільвестров**¹, докт.техн.наук, **О.М.Скринник**¹,
М.І.Сотник², канд.техн.наук

¹ – Національний технічний університет України "КПІ",
пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна, e-mail: VSBoiko@bigmir.net

² – Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, Суми-07, 40007, Україна.

Автори вирішують проблему підвищення енергоефективності електрогідравлічної системи уточненим поданням напірної характеристики через її апроксимацію кусково-поліноміальною моделлю, що дозволяє залучити до аналізу процесів системний підхід на основі сучасних методів математичного моделювання. Бібл. 8, табл. 2, рис. 3.

Ключові слова: енергоефективність, характеристика, напір, витрата, апроксимація.

Вступ. Насосні агрегати з відцентровими насосами належать до електрогідравлічних пристроїв, які знайшли широке застосування у різних галузях промисловості та сільського господарства. Електричним приводом насосних агрегатів є синхронні та асинхронні електричні двигуни, споживання електроенергії якими визначається об'єктивно незалежними факторами (напором (H), витратами (Q), коефіцієнтом корисної дії (η), підпором по всмоктуванню, технічним станом агрегату), а також і режимно-експлуатаційними показниками, що залежать від узгодженості характеристик насосів, мережі водопостачання та вимог технологічних споживачів. Оскільки режимно-експлуатаційні показники пов'язані з зазначеними вище незалежними факторами, практично важливою є оптимізаційна задача щодо підвищення енергетичної ефективності застосування насосних агрегатів певного типу для забезпечення різноманітних вимог технологічних споживачів, якщо спостерігаються зміни трьох основних взаємозв'язаних параметрів: витрат, напору та числа обертів електричного приводу, яке є і числом обертів робочого колеса насоса.

Якщо електричним приводом насоса є синхронний двигун із сталим числом обертів (n) ротора, що на сьогодні є найбільш поширеним режимом роботи більшості насосних агрегатів на підприємствах України з великими обсягами споживання технічної чи питної води, то для визначення можливих експлуатаційних показників достатньо розглядати залежність між двома основними параметрами електрогідравлічної системи: напором та витратою, яку називають напірною чи (Q - H)-характеристикою.

У більшості випадків витрата має випадковий характер, і ця обставина є тим фактором, що ускладнює оцінювання режиму роботи насоса і його електроприводу та обмежує можливість аналізу гідравлічних і енергетичних процесів у агрегаті аналітичними методами.

Мета роботи. Підвищення енергетичної ефективності електрогідравлічної системи та технологічного процесу водопостачання в цілому шляхом розробки способу уточненого математичного подання напірної характеристики відцентрового насоса, що дозволяє застосувати для аналізу режимів системний підхід на основі сучасних методів моделювання робочого процесу системи.

Результати досліджень. Електрогідравлічна система складається з відцентрового насоса та його приводного електродвигуна. Її напірна характеристика залежить від типу насоса, співвідношення розмірів його основних вузлів і деталей, що є конструктивними параметрами, а також від низки показників робочого режиму, які складають режимні параметри.

Потужність (N) відцентрового насоса розраховується за формулою

$$N = \rho g H Q / 1000 \eta, \quad (1)$$

де ρ – густина рідини, яку перекачує насос; g – прискорення вільного падіння; η – коефіцієнт корисної дії.

Робоча потужність електрогідравлічної системи фактично є робочою потужністю приводного електродвигуна і у загальному випадку розраховується за співвідношенням

$$P = N / \eta_d \eta_n,$$

де η_d – ККД приводного електродвигуна; η_n – ККД перетворювального пристрою (частотного перетворювача, трансмісії і т.п.).

Основні режимні характеристики насоса, а саме витрата Q , напір H та повний ККД η представляються на його стандартній енергетичній характеристиці. Там же зазначається оптимальна робоча зона і потужність насоса.

Оскільки лопатева система насоса обертається з тією ж кутовою частотою ω , що і ротор приводного електродвигуна, то енергія N_p , яка передається потоку рідини за одиницю часу, розраховується як

$$N_p = M_p \omega,$$

де M_p – момент, з яким рідина діє на лопатеву систему.

Подібне співвідношення використовується для розрахунку електромагнітної потужності (P_{em}) синхронної машини

$$P_{em} = M_{em}\omega = m_1 U_1 E_0 \sin\theta / X_c,$$

де m_1 – кількість фаз обмотки статора; U_1 – напруга мережі живлення; θ – кут навантаження електроприводу; X_c – синхронний індуктивний опір; E_0 – ЕРС, що наводиться в обмотці якоря синхронної машини, $\dot{E}_0 = \dot{U}_1 - j\dot{I}_1 X_c + \dot{I}_1 R_a$, де \dot{I}_1 – струм статора синхронної машини; R_a – активний опір обмотки якоря.

Напірну характеристику електрогідравлічної системи можна отримати як шляхом дослідження процесів гідродинаміки у її проточній частині, так і експериментально, здійснивши заводські (стендові) випробування.

З публікацій у технічній літературі, присвячених дослідженням гідравлічних процесів у насосах [3,4], відомо, що для режиму їхньої роботи зі змінною витратою Q_x , вираз напору H_x подається наступною залежністю:

$$H_x = k_1 n_x^2 + k_2 n_x + k_3 Q_x^2,$$

де k_1, k_2, k_3 – сталі коефіцієнти для даного насоса.

Графічно останній вираз є гіперболічним параболоїдом, головна вісь якого збігається з віссю H_x (в координатній системі $Q-H$). Геометричне зображення залежності $H = f(Q, n)$ надає можливість отримати характеристичну напірну поверхню, з якої визначається напір за різних умов роботи насоса. Однак на практиці найчастіше використовується напірна характеристика, що побудована за умови $n = \text{const}$.

Дослідження кінематики потоку рідини у проточній частині відцентрового насоса передбачає знання величини і напрямку руху рідини у будь-якій точці міжлопатєвого простору. Абсолютна швидкість \vec{v} потоку рідини у будь-якій його точці є геометричною сумою переносної \vec{u} та відносної \vec{w} швидкостей. Переносна швидкість є коловою швидкістю робочого колеса ($u = \omega r$), а відносна характеризує рух рідини вздовж міжлопатєвого каналу. Додаючи геометрично переносну та відносну швидкості, отримують паралелограм швидкостей, який, зазвичай, замінюють трикутником швидкостей. У цьому трикутнику α є кутом між векторами переносної та відносної швидкостей, а β – між векторами абсолютної та переносної швидкостей. Для характеристики кінематики потоку рідини часто використовують складові абсолютної швидкості: меридіанну (v_m) та колову (v_u). Перша є проекцією вектора абсолютної швидкості на вектор переносної швидкості, а друга – проекцією на вертикальну вісь.

Спрощений аналіз гідравлічних процесів у робочому колесі насоса ґрунтується на припущенні про нескінченну кількість нескінченно тонких лопатей робочого колеса. Це дає змогу вважати потік рідини у робочому колесі вісесиметричним, а вектор відносної швидкості \vec{w} – у будь-якій точці дотичним до скелету лопаті.

Для визначення результуючого моменту сили взаємодії лопатей робочого колеса з потоком рідини, що є основним фактором впливу на обсяг електричної енергії, яку споживає електрогідравлічна система, необхідно визначити дійсне поле швидкостей у міжлопатєвих каналах. У роботі [3] зазначається, що таку задачу розв'язати неможливо. Разом з тим, на сьогодні у теоретичних дослідженнях момент сили визначають, виходячи з закону зміни моменту кількості руху рідини до та після робочого колеса за єдиним принциповим обмеженням: наявність усталеного відносного руху рідини у робочому колесі.

Найбільш просто рівняння роботи (рівняння Ейлера) доводиться за наступних припущень: рідина ідеальна, робоче колесо обертається з постійною кутовою швидкістю ω і має нескінченну кількість нескінченно тонких лопатей. Якщо при цьому секундна витрата рідини через нескінченно малий канал дорівнює q , то зміна моменту кількості руху елементарної струминки відносно вісі обертів буде наступною: $\Delta M_{ec} = \rho q (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1)$, де r_1, r_2 – відповідно внутрішній та зовнішній радіуси робочого колеса. Зміна кількості руху усієї маси рідини розраховується як

$M = \rho Q(v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1)$. Корисна потужність, необхідна для створення напору за заданих умов, дорівнює $N_k = M\omega = \rho g Q H_{T\infty}$, де $H_{T\infty}$ – теоретичний напір за нескінченної кількості лопатей. Беручи до уваги, що $v_u = v \cos \alpha$, отримуємо $H_{T\infty} = \omega(r_2 v_{2u} - r_1 v_{1u})/g$. Якщо перейти до колової швидкості ($u = \omega r$), отримуємо $H_{T\infty} = (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})/g$.

Повний теоретичний напір, створюваний насосом, складається зі статичного H_{cm} та динамічного напорів H_δ : $H_T = H_{cm} + H_\delta$, де $H_{cm} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$; $H_\delta = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$.

Ці залежності показують, що збільшення статичного напору досягається підвищенням частоти обертів робочого колеса, а динамічний напір тим більший, чим більша швидкість протікання рідини у робочому колесі. Однак за більшої швидкості рідини збільшуються і втрати напору у насосі: $hw = KQ^2/2g$. Це лише одна із складових гідравлічних втрат у насосі.

Для отримання дійсної кривої напору реального насоса із теоретичної залежності необхідно відняти усі гідравлічні втрати, пов'язані з протіканням рідини всередині насоса, а саме: тертя в каналах всередині самого насоса, втрати на повороти, втрати внаслідок перетворення швидкості на тиск, втрати на удар при вході в робоче колесо і в направляючий апарат і т.п. З цієї причини дійсні характеристики насосів будують уточнені після проведення спеціальних експериментів.

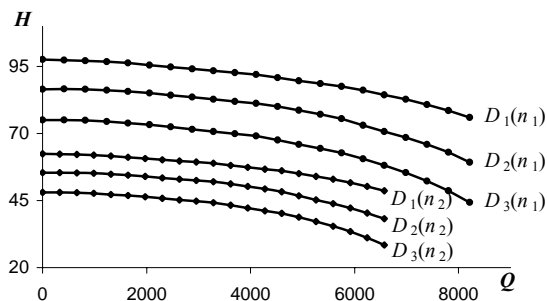


Рис. 1

Як приклад, на рис. 1 показано сукупність (Q - H)-характеристик насоса Д6300-80-2 з числом обертів робочого колеса $n_1=730$ об/хв та $n_2=585$ об/хв при зовнішньому діаметрі робочого колеса $D_1=1020$ мм, $D_2=970$ мм та $D_3=915$ мм, де напір H вимірюється у метрах (м), а витрата Q – у ($\text{м}^3/\text{год}$).

Напірна характеристика насоса має декілька характерних зон чи точок. Початкова точка характеристики відповідає роботі насоса на закриту засувку на напірному патрубку. У цьому режимі насос створює найбільший напір і споживає енергію, яка визначається механічними втратами та нагрівом рідини. Такий режим роботи має бути короткочасним (не довшим за декілька хвилин).

Оптимальна точка напірної характеристики відповідає максимальному значенню ККД. Оскільки характеристика у межах робочої точки має пологий характер, на практиці користуються робочою частиною характеристики насоса, в межах якої рекомендується його експлуатація.

Максимальна точка напірної характеристики відповідає тому значенню витрати, після досягнення якого насос може увійти у кавітаційний режим.

Математичне моделювання напірної характеристики. Напірна характеристика за відомої швидкості обертання робочого колеса n та заданої величини зовнішнього діаметра робочого колеса D відцентрового насоса найчастіше аналітично подається залежністю, яка гарантує монотонність функції у межах робочої зони насоса

$$H(Q)/D^2 n^2 = A_0 + A_1 Q/Dn + A_2 (Q/Dn)^2, \quad (2)$$

де коефіцієнти A_0 , A_1 та A_2 визначаються методом найменших квадратів (МНК). Такий підхід досить легко реалізується, однак, як показує досвід [7], не завжди дає результат, що відповідає вимогам точності апроксимації.

Відомий інший більш точний метод апроксимації [8], що ґрунтується на ідентифікації коефіцієнтів апроксимуючого многочлена більш високого порядку k на заданому відрізьку характеристики $[Q_1, Q_2]$

$$H(Q)/(Dn)^2 = A_0 + A_1 Q/Dn + A_2 (Q/Dn)^2 + \dots + A_k (Q/Dn)^k, \quad (3)$$

$$H'(Q) < 0, \quad \forall Q \in [Q_1, Q_2],$$

де $H'(Q)$ – похідна від апроксимуючої функції.

Проблема визначення коефіцієнтів $A_1, A_2 \dots A_k$ зводиться до задачі опуклої квадратичної оптимізації з обмеженнями [8], яку формально можна подати наступним чином: $\| \text{CA-N} \|^2 \rightarrow \min$,

$\mathbf{BA} \leq \mathbf{0}$, де матриці \mathbf{C} , \mathbf{H} та \mathbf{B} складені, виходячи з експериментальних даних; $\mathbf{A} = [A_1, A_2 \dots A_k]^T$ – шуканий вектор розв'язки.

Подібні задачі розв'язуються у [8] методом штрафних функцій. Однак для такої конкретної задачі також зручно використати метод внутрішньої точки [7]. Проте недолік математичних моделей апроксимації за співвідношеннями (2) та (3) закладено у самій їхній структурі, оскільки змінна Q/Dn вже містить у собі деяку обмеженість, тому що вона відповідає фіксованим значенням D і n . Зміна цих значень призведе до відповідної зміни коефіцієнтів $A_i, i=0, k$. Математично обґрунтовано теоремою Вейерштраса, що будь-яку залежність з обмеженим числом розривів першого роду (а тим паче без них) можна з наперед заданою точністю подати кратним рядом Тейлора чи його степеневим аналогом. Тому замість моделей (2) та (3) більш обґрунтованою буде модель

$$H(Q, D, n) = H_0 + \sum_i \alpha_i Q_i + \sum_i \beta_i D_i + \sum_i \gamma_i n_i + \sum_i \sum_j \alpha_{ij} Q_i D_j + \sum_i \sum_j \beta_{ij} Q_i n_j + \dots + \sum_i \gamma_{ij} n_i^2. \quad (4)$$

Зрозуміло, що розмір цієї моделі буде надто великим, однак його можна зменшити, відкинувши менш суттєві складові. У роботі [5] така математична процедура здійснена без розв'язку по МНК системи нормальних рівнянь високої розмірності із застосуванням наступного підходу:

– побудовано окремі поліноміальні моделі $H(Q, \alpha_i)$ за фіксованих значень D і n , де α_i – вектор параметрів;

– залежності коефіцієнтів α_i окремих моделей від D також апроксимовано степеневими поліномами $\alpha_i(D, \beta_i)$, де β_i – вектор параметрів;

– аналогічно побудовано залежності $\beta_i(n, \gamma_i)$ від n , де γ_i – вектор параметрів.

У процесі апроксимації $H(Q, \alpha_i)$, $\alpha_i(D, \beta_i)$, $\beta_i(n, \gamma_i)$ несуттєві складові було відкинуто і після підстановки γ_i в β_i , β_i в α_i отримано частково спрощений поліном (4). Подальше його спрощення може бути досягнуто методом гребеневої регресії [6], згідно з яким діагональні члени інформаційної матриці МНК домножуються на множник, який зростає доти, доки максимальна (для точних даних) або середньоквадратична (для неточних) помилка не перевищить припустиму. Ефект зростання діагональних членів системи нормальних рівнянь регуляризує задачу МНК-оцінювання, зменшуючи норму оцінок коефіцієнтів γ_i , що дозволяє додатково відкинути низку несуттєвих членів моделі (4), ще більше спростивши її структуру. Такий підхід усуває обмеженість структур моделей (2) та (3) конкретними значеннями D і n .

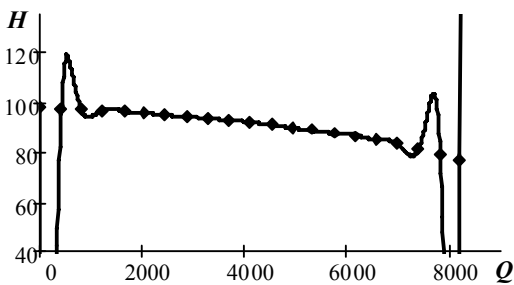


Рис. 2

Однак залишається проблема немонотонності моделі (4) через високий порядок поліномів $H(Q, \alpha)$, якщо ця залежність подається у всьому діапазоні зміни витрати Q (від 0 до 8000 м³/год). При цьому між вимірами виникають коливання (рис. 2) через велике значення k у моделі (3). Проблема ще більше загострюється, оскільки залежність $H(Q)$ має кусково-поліноміальний характер, тобто в діапазоні зміни витрати від 0 до 4000 м³/год залежність слабо нелінійна, а у робочій зоні витрат від 4000 до 8000 м³/год має місце зростаюча нелінійність. Точне подання такої залежності на всьому діапазоні зміни Q потребує застосування полінома

високої степені.

Для вирішення цієї проблеми без суттєвого ускладнення задачі у даній роботі запропоновано наступний підхід. Залежність $H(Q, \alpha)$ подається сумою двох простих локальних моделей, дія яких обмежується (подібно до частотних фільтрів) ваговими функціями $\eta(Q)$:

$$H(Q, \alpha) = H_1(Q_1, \alpha') \cdot \eta_1(Q) + H_2(Q_1, \alpha'') \cdot \eta_2(Q), \quad (5)$$

$$\text{де} \quad H_1(Q_1, \alpha) = \alpha'_0 + \alpha'_1 Q + \alpha'_2 Q^2, \quad H_2(Q_1, \alpha) = \alpha''_0 + \alpha''_1 Q + \alpha''_2 Q^2 - \quad (6)$$

квадратичні залежності від Q , а

$$\eta_1(Q) = \frac{1}{1 + (\bar{Q}/K_1)^n}, \quad \eta_2(Q) = \frac{1}{1 + (K_2/\bar{Q})^n}, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (7)$$

є ваговими функціями.

Коефіцієнти α'_i та α''_i в (6) апроксимовано квадратичними поліномами від D

$$\alpha'_i = \beta'_{0i} + \beta'_{1i}D + \beta'_{2i}D^2, \quad \alpha''_i = \beta''_{0i} + \beta''_{1i}D + \beta''_{2i}D^2. \quad (8)$$

Коефіцієнти β'_{ji} та β''_{ji} залежності (8) лінійно апроксимовано за швидкістю обертів n

$$\beta'_{ji} = \gamma'_{0ji} + \gamma'_{1ji}n, \quad \beta''_{ji} = \gamma''_{0ji} + \gamma''_{1ji}n. \quad (9)$$

Через селективну спроможність вагових функцій $\eta_i(Q)$, $i=1,2$ матриця МНК буде блочно-діагональною, тобто вектори α' та α'' окремих складових моделі (5) визначаються взаємно незалежно, і їхня розмірність незначна. Разом з тим зазначена модель спроможна з високою точністю подати залежність $H(Q)$.

Далі вектори α' та α'' апроксимуються у функції зовнішнього діаметра робочого колеса D , а

β_{ji} – у функції числа обертів робочого колеса n . В результаті побудови та наступної композиції простих окремих моделей (6) у загальну (5) типу (4), а також процедури регуляризації, отримано достатньо точну (нормована середньоквадратична похибка складає 0,15% від максимуму H) і порівняно просту модель (5) залежності $H(Q,n,D)$ для всього діапазону змінних. На рис. 3 показано результат практичного застосування моделі (5) для побудови сукупності напірних характеристик насоса Д6300-80-2.

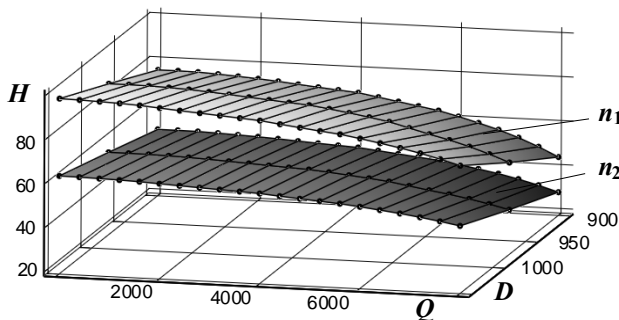


Рис. 3

Таблиця 1

	γ'_{0ji}	γ'_{1ji}		γ''_{0ji}	γ''_{1ji}
β'_{00}	0.577346	-0.014659	β''_{00}	365.34829	-1.076009
β'_{10}	0.027859	-0.000057	β''_{10}	-0.677442	0.00199
β'_{20}	-0.000103	0	β''_{20}	0.000241	-0.000001
β'_{01}	812.27998	-2.339076	β''_{01}	-263.1642	0.755831
β'_{11}	-1.702061	0.004902	β''_{11}	0.340392	-0.000949
β'_{21}	0.000888	-0.000003	β''_{21}	-0.000089	0
β'_{02}	-1175.985	3.348612	β''_{02}	-317.8083	0.962295
β'_{12}	2.531475	-0.00722	β''_{12}	0.91581	-0.002767
β'_{22}	-0.00133	0.000004	β''_{22}	-0.000572	0.000002

У табл. 1 наведено результати розрахунку окремих коефіцієнтів математичної моделі (9), у табл. 2 – дані для оцінки похибки при розрахунку уточненої напірної характеристики.

Середньоквадратичне значення похибки ΔH модельного значення $H_{\text{мод}}$ відносно дійсного значення H з напірної характеристики насоса Д 6300-80-2 у діапазоні подач від нуля до максимальної складає приблизно 0,15%.

Висновок. Підвищення точності моделювання напірних характеристик електрогідравлічної системи як основної складової системи водопостачання дозволяє вирішити оптимізаційну задачу по узгодженню характеристик паралельно включених насосних агрегатів між собою та з гідравлічною мережею, на яку вони працюють. У випадку паралельної роботи насосних агрегатів з різними напірними характеристиками ефект від застосування уточнених напірних характеристик з метою оптимізації режиму роботи мережі водопостачання зростає ще більше.

Таблиця 2

Q ($\text{м}^3/\text{ч}$)	H (м)	$H(\text{м})$ мод.	ΔH , м
0	97.59	97.602	-0.012
410.84	97.41	97.415	-0.005
821.67	97.11	97.12	-0.01
1232.51	96.77	96.718	0.052
1643.34	96.27	96.208	0.062
2054.18	95.51	95.59	-0.08
2465.01	94.79	94.864	-0.074
2875.85	94.1	94.034	0.066
3286.68	93.42	93.281	0.139
3697.52	92.73	92.694	0.036
4108.36	92.05	91.953	0.097
4519.19	90.86	91.063	-0.203
4930.03	89.72	90.021	-0.301
5340.86	88.64	88.829	-0.189
5751.7	87.61	87.487	0.123
6162.53	86.1	85.994	0.106
6573.37	84.45	84.35	0.1
6984.21	82.74	82.555	0.185
7395.04	80.76	80.61	0.15
7805.88	78.52	78.514	0.006
8216.71	76.02	76.268	-0.248

Дослідження, результати яких наведено у даній публікації, підтверджують можливість розробки такої математичної моделі напірної характеристики відцентрового насоса, яка б за точністю апроксимації відповідала вимогам сучасних методів математичного, схемотехнічного та об'єктно-орієнтованого моделювання, легко визначалася і мала досить просту структуру.

1. *Вайніток С.М.* Трубопроводы транспорта нефти. – М.: Недра – Бизнес-центр, 2002. – Т.1. – 408 с.
2. *Лурье М.В.* Математическое моделирование процессов трубопроводного транспорта нефти, нефтепродуктов и газа. – М.: Нефть и газ, 2003. – 336 с.
3. *Михайлов А.К., Малюшенко В.В.* Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
4. *Пфлейдерер К.* Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960. – 683 с.
5. *Сильвестров А.Н., Чинаев П.И.* Идентификация и оптимизация автоматических систем. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.
6. *Тихонов А.Н., Арсенин В.Я.* Методы решения некорректных задач. – М.: Наука, 1979. – 250 с.
7. *Nemirovski A., Todd M.* Interior-point methods for optimization // Acta Numerica. – 2008. – Vol. 17. – Pp. 191–234.
8. *Nesterov Yu., Polyak B.* Cubic regularization of Newton method and its global performance // Mathematical Programming. Ser. A. – 2006. – Vol. 108. – Pp. 177–205.

УДК 621.311

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

В.С.Бойко¹, докт.техн.наук, **А.Н.Сильвестров¹**, докт.техн.наук, **А.М.Скрынник¹**, **Н.И.Сотник²**, канд.техн.наук

¹ – Национальный технический университет Украины "КПИ", e-mail: VSBoiko@bigmir.net

пр. Победы, 37, Киев, 03056, Украина,

² – Сумский государственный университет,

ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, 40007, Украина.

Авторы решают проблему повышения энергоэффективности электрогидравлической системы уточненным представлением напорной характеристики посредством ее аппроксимации кусочно-полиномиальной моделью, что позволяет использовать при анализе процессов системный подход на основе современных методов математического моделирования. Библи. 8, табл. 2, рис 3.

Ключевые слова: энергоэффективность, характеристика, напор, подача, аппроксимация.

IMPROVING ENERGY EFFICIENCY ELECTROHYDRAULIC SYSTEM

V. Boiko¹, **A. Silvestrov¹**, **O. Skrynnik¹**, **N. Sotnik²**

¹ – National Technical University Ukraine "KPI", VSBoiko@bigmir.net

pr. Peremohy, 37, Kyiv, 03056, Ukraine,

² – Sumy State University,

Rimskii-Korsakov st., 2, Sumy, 40007, Ukraine.

The authors solve the problem of the energy efficiency increase of an electrohydraulic system giving the specified pressure characteristics using its approximation of piecewise polynomial model that allows to involve a systematic approach on the bases of mathematical modeling modern methods to the analysis of the processes. References 8, tables 2, figures 3.

Key words: energy efficiency, characteristic, pressure, flow, approximation.

1. *Wainshatok S.M.* Pipeline transport of oil. – Moskva: Nedra-Biznes-Tsentr, 2002. – Vol.1. – 408 p. (Rus)
2. *Lurie M.V.* Mathematical modeling of pipeline transportation of oil, oilproducts and gas. – Moskva: Neft i gaz, 2003. – 336 p. (Rus)
3. *Mikhailov A.K., Maliushenko V.V.* Lobe pumps. Theory, calculation and design. – Moskva: Mashinostroenie, 1977. – 288 p. (Rus)
4. *Pfleiderer K.* Impeller machines for liquids and gases. – Moskva: Maschgiz, 1960. – 683 p. (Rus)
5. *Silvestrov A.N., Chinaev P.I.* Identification and optimization of automated systems. – Moskva: Energoatomizdat, 1987. – 200 p. (Rus)
6. *Tikhonov A.N., Arsenin V.Ya.* Methods for solving ill-posed problems. – Moskva: Nauka, 1979. – 250 p. (Rus)
7. *Nemirovski A., Todd M.* Interior-point methods for optimization // Acta Numerica. – 2008. – Vol. 17. – Pp. 191–234.
8. *Nesterov Yu., Polyak B.* Cubic regularization of Newton method and its global performance // Mathematical Programming. Ser. A. – 2006. – Vol. 108. – Pp. 177–205.

Надійшла 04.05.2012

Received 04.05.2012