

ВИЗНАЧЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОДАЧІ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

Содержатся сведения о неравномерности подачи объемных насосов. Уточнена физическая модель рабочего процесса лабиринтно-винтового насоса. Получены аналитические зависимости для расчета его мгновенной подачи и коэффициента неравномерности подачи. Приведены результаты расчетных исследований влияния конструктивных параметров лабиринтно-винтового насоса на его коэффициент неравномерности подачи.

Contained taking about the unevenness of serve of by volume pumps. The physical model of working process of labyrinth-spiral pump is specified. Analytical dependences are got for the calculation of his instantaneous serve and coefficient of unevenness of serve. Results over of calculation researches of influence of structural parameters of labyrinth-spiral pump are brought on his coefficient of unevenness of serve.

Вступ

Сучасний рівень розвитку технічного обладнання, яке застосовується в промисловості України, потребує подальшого удосконалення, підвищення якості та конкурентоспроможності продукції, що створюється на основі технічного і технологічного переозброєння та, в першу чергу, за рахунок впровадження нових технологій. Перекачування неоднорідних та агресивних середовищ, газорідних емульсій, суспензій дрібних часток у рідинах є важливою технологічною операцією, яка знайшла широке розповсюдження в хімічній, нафтовій та інших галузях промисловості. Використання для цього лабиринтно-гвинтових насосів, які дозволяють отримувати великі напори при малих подачах та працювати на рідині з малою в'язкістю, при значеннях коефіцієнту швидкохідності $n_s = 10-40$, є особливо вигідним у порівнянні з відцентровими насосами. Крім того, такі насоси значно простіші у виготовленні ніж вихрові, та завдяки відсутності механічного тертя деталей більш надійні.

Аналіз публікацій

Однією з важливих характеристик насосів, у тому числі і лабиринтно-гвинтових, є їх нерівномірність подачі. Подача насоса складає суму подач його робочих камер, зміна об'ємів яких у функції кута обертання вала не стала. Зміна подачі обумовлена зміною об'ємів камер, не залежить від тиску нагнітання та визначається коефіцієнтом нерівномірності подачі [1]

$$\delta_{m.n} = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{m.сep}}, \quad (1)$$

де q_{\max} , q_{\min} і $q_{m.сep}$ — відповідно, максимальна, мінімальна і середня теоретична подача на виході з насоса.

При роботі насоса під тиском фактична нерівномірність його подачі значно перевищує величину $\delta_{т.н}$, що обумовлено стисканням робочої рідини, яка міститься у камерах насоса, при її переносі з порожнини всмоктуван-

ня до порожнини нагнітання. Внаслідок стискання робочої рідини до об'єму, що відповідає тиску нагнітання, з напірної магістралі до камери потрапляє потік робочої рідини, який викликає додаткову нерівномірність подачі $\delta_{с.н}$, значення якої розраховується за залежністю, аналогічною (1), однак на відмінність від $\delta_{т.н}$ суттєво залежить від тиску нагнітання.

Загальний коефіцієнт нерівномірності подачі δ_n визначається за залежністю [1]

$$\delta_n \approx \delta_{m.n} + \delta_{с.н}.$$

Для більшості об'ємних насосів аналітичні залежності для визначення $\delta_{т.н}$ наведено в літературних джерелах. Так, за даними роботи [1] для аксіально-поршневого насосів, теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі при непарному числі поршнів $\delta_{m.n} \approx 1,25/z^2$ при парному числі поршнів $\delta_{m.n} \approx 5/z^2$, де z — число поршнів. При $z=3$, $\delta_{m.n} = 0,139$, при $z=4$, $\delta_{m.n} = 0,3125$ [1].

Теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі шестеренного насоса визначається за формулою [1]

$$\delta_{m.n} = \frac{2,17}{z + 1,276}, \text{ де } z \text{ — кількість зубців.}$$

Для шестеренного насоса $\delta_{m.n}$ суттєво залежить від кількості зубів i , за даними роботи [2], при $z=5$ $\delta_{m.n} = 0,4$ і при $z=20$ $\delta_{m.n} = 0,1$.

Коефіцієнт нерівномірності подачі пластинчастого насоса знаходять за залежністю [3]

$$\delta_n \approx \frac{b \frac{d p_{вих}}{d \varphi(t)}}{E_{см}},$$

де b — ширина ротора; $p_{вих}$ — тиск на виході з насоса; $\varphi(t)$ — кут повороту ротора насоса; t — час; $E_{см}$ — модуль об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням газовмісту.

За даними роботи [3], коефіцієнт нерівномірності подачі пластинчастого насоса суттєво залежить від тиску нагнітання та знаходиться у межах 0,015–0,09. Причому меншим значенням тиску відповідають менші значення δ_n .

У більшості робіт, присвячених проектуванню гвинтових насосів, теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі приймають $\delta_{m,n} = 0$ та вважають нерівномірність подачі, обумовленою тільки стисканням рідини в його робочому об'ємі. Коефіцієнт нерівномірності подачі гвинтових насосів δ_n знаходиться у межах 0,06–0,007 [4].

У роботах [5, 6], присвячених проектуванню та розрахунку лабіринтно-гвинтових насосів описано робочий процес, що відбувається в ньому. При описі робочого процесу течію рідини в насосі розглядають як течію між розгортками поверхонь гвинта та втулки, які рухаються у взаємно протилежних напрямках зі швидкістю, яка дорівнює половині колової швидкості гвинта, що не зовсім відповідає фізиці процесу. Наведена методика розрахунку і проектування лабіринтно-гвинтових насосів не містить аналітичних залежностей для розрахунку миттєвої подачі і коефіцієнта нерівномірності подачі та базується на коефіцієнтах, які визначено експериментальним шляхом. Це обмежує область її застосування.

Проведений аналіз літературних джерел дозволив встановити, що до теперішнього часу не розроблено аналітичних залежностей для розрахунку миттєвої подачі і коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтових насосів. Невизначено вплив на коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса його параметрів. Таким чином вирішення цих питань є актуальною науково-технічною задачею.

Метою дослідження є розробка методики розрахунку миттєвої подачі та коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса.

Миттєва подача та нерівномірність подачі лабіринтно-гвинтового насоса

Згідно розробленої фізичної моделі робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса, передача енергії робочій рідині у ньому здійснюється за рахунок обертання гвинта відносно втулки, через що відбувається силова взаємодія між рідиною, яка обтікає гвинт, та рідиною, яка обтікає втулку. На умовній поверхні розділу простору між гвинтом та втулкою відбувається активізація сили турбулентного тертя, яка підсилюється відцентровими силами, викликаними обертанням гвинта та вихорами, утвореними внаслідок нестационарної течії робочої рідини, проявляється дія густини рідини, яка обумовлює дифузію вихорів. При роботі насоса у його канавках рух робочої рідини відбувається у двох взаємнопротилежних напрямках від входу насоса до його виходу, який обумовлений обертанням гвинта, та під дією перепаду тиску між виходом та входом насоса і власної ваги, в результаті чого відбуваються витoki робочої рідини через зазор між виступом втулки та нарізкою гвинта.

Зазначимо, що характер течії робочої рідини по всій довжині гвинта неоднорідний. На вході до канавки відбувається формування течії. Поблизу виходу картина течії

також змінюється — канавка розкривається. Це обумовлює пульсації подачі та тиску на виході з насоса. Частота зміни положень виступів і основна частота пульсацій подачі дорівнює частоті обертання гвинта, помноженій на число заходів нарізки. Це підтверджено експериментальними дослідженнями таких насосів, наведених в роботі [5].

При визначенні подачі лабіринтно-гвинтового насоса спирались на наведену вище фізичну модель його робочого процесу. Вважали, що течія робочої рідини в канавках є розвинутою турбулентною. Нехтували початковою ділянкою течії рідини в канавці. Робочий процес приймали квазіусталеним. Тобто вважали, що коефіцієнти втрат на вході і виході насоса визначаються за тими ж самими залежностями, що і для звичайних гідравлічних пристроїв при усталених режимах течії рідини в них. Приймали, що нарізки гвинта та втулки мають однакову форму та розміри і характеризуються гідравлічним радіусом R_g . Характерні геометричні розміри лабіринтно-гвинтового насоса показано на рисунку 1.

Середню подачу на виході лабіринтно-гвинтового насоса визначали за наступною залежністю:

$$q_{сер} = z[q_1(n) - q_2(\Delta p_{вих})], \quad (2)$$

де z — кількість заходів; $q_1(n)$ — витрата, обумовлена переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться у гвинтовій канавці насоса в залежності від частоти обертання гвинта n ; q_2 — витрата, обумовлена течією рідини, яка знаходиться в канавці насоса через щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, під дією перепаду тиску на вході та виході насоса $\Delta p_{вих}$ та власної ваги, якщо розташування насоса не є горизонтальним.

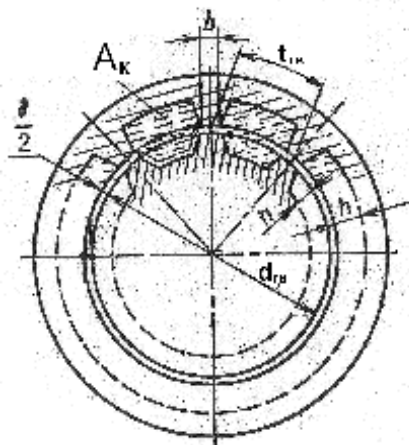


Рисунок 1 — Поперечний переріз лабіринтно-гвинтового насоса: $t_{гв}$ — крок гвинтової канавки у поперечному перерізі; b — ширина верхівок гвинта у поперечному перерізі; δ — діаметральний зазор між нарізками гвинта та втулки; $d_{гв}$ — висота гвинтової канавки у поперечному перерізі.

Витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса в залежності від частоти обертання гвинта n розраховували за залежністю:

$$q_1(n) = k_{гв} A_k L_k n, \quad (3)$$

де k_{kw} — коефіцієнт який враховує реальний об'єм гвинтового каналу

$$k_{kw} = \frac{A_K L_K - 8R_z^2(4R_z + b) + 8\pi R_z^3}{A_K L_K}; \quad (4)$$

A_K — площа гвинтового каналу, m^2 (рисунк 1)

$$A_K = 4\pi R_r^2; \quad (5)$$

L_K — довжина гвинтової лінії, m :

$$L_K = \sqrt{(\pi d_{z\theta})^2 + s_{z\theta}^2}. \quad (6)$$

У формулах (3)—(6) прийнято наступні позначення: n — частота обертання гвинта; $d_{гв}$ — діаметр гвинта, m ; $s_{гв}$ — крок гвинтової канавки, m .

Витрату, обумовлену течією рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса та протікає через щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, знаходили за залежністю

$$q_2(\Delta p_{вих}) = \mu(Re) \left[\frac{A_K}{2} + \delta R_z \right] \times \sqrt{2g \left(\frac{p_{вих} - p_{вх}}{\rho_c g} + h_{em} + l_{z\theta} \right)}, \quad (7)$$

де h_{em} — втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі, утвореним виступом на втулці та западинами гвинта

$$h_{em} = \left(\lambda_m(Re) \frac{L_K}{4R_z} + \zeta_{вх} + \zeta_{вих} + k_{om}\zeta_{om\theta} \right) \times \frac{v_{cp,вих}^2}{2g}, \quad (8)$$

де $v_{cp,вих}$ — середня швидкість робочої рідини у гвинтовому каналі на виході з насоса

$$v_{cp,вих} = \frac{q_{сер}}{z A_K}. \quad (9)$$

У формулах (7) і (8) приймали наступні позначення: $\mu(Re)$ — коефіцієнт витрати через щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, який визначали у

залежності від числа $Re = \frac{4v_{cp,вих}R_z}{\nu_l}$, для середньої швид-

кості робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса; ν_l — коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, який враховує газоміст, тиск та температуру; g — прискорення вільного падіння; $l_{гв}$ — довжина гвинта; ρ_c — густина робочої рідини, яка враховує газоміст, тиск та температуру; $p_{вих}$ і $p_{вх}$ — відповідно, тиск на виході та вході до насоса; $\lambda_m(Re)$ — коефіцієнт втрат на тертя, який визначали у залежності від числа Re для середньої швидкості робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса за формулами, наведеними у роботі [7]; $\zeta_{вх}$ та $\zeta_{вих}$ — коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході, які приймалися 1,0 і 0,5, відповідно; v_{cp} — середня швидкість у щілині, утвореної виступом на втулці та западинами гвинта; $\zeta_{om\theta}$ —

коефіцієнт місцевого опору при раптовій зміні прохідного перерізу, $\zeta_{om\theta} = 0,5$ [8]; $k_{от}$ — коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін прохідного перерізу по довжині гвинтової канавки, він розраховується за формулою

$$k_{om} = Int(l_{z\theta}/s_{z\theta}), \quad (10)$$

де $Int(l_{z\theta}/s_{z\theta})$ — ціла частина від числа $(l_{z\theta}/s_{z\theta})$ (найближче менше число).

Миттєва подача на виході лабіринтно-гвинтового насоса в залежності від кута повороту гвинта, по аналогії з формулою (2), може бути представлена у вигляді

$$q_{\Sigma}(t) = z[q_1(\varphi(t)) - q_2(\Delta p_{вих})], \quad (11)$$

де φ — кут повороту гвинта; t — час.

Зауважимо, що витрата $q_2(\Delta p_{вих})$ не залежить від кута повороту гвинта (часу), а визначається виключно за перепадом тиску на виході та вході насоса. Відзначимо, що для забезпечення безкавітаційної роботи насоса тиск на його вході не повинен бути менше, ніж тиск пароутворення.

Тиск насиченої пари для води при 20°C — 2,3388 kPa , при 30°C — 4,2453 kPa . Приймаючи, що зміна виступу на втулці відбувається за залежністю, яка описує зміну короткого трикутного періодичного імпульсу [9], миттєву витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, знаходили за залежністю:

$$q_1(\varphi(t)) = A_K L_K \varphi(t) - 4R_r(4R_r + b)h_{гв}(\varphi(t)), \quad (12)$$

де $h_{гв}(\varphi)$ — зміна виступу на втулці у залежності від кута повороту гвинта [9],

$$h_{z\theta}(\varphi) = \begin{cases} \frac{h_{z\theta}}{k\pi}(\varphi + k\pi), & -k\pi \leq \varphi < 0; \\ \frac{h_{z\theta}}{k\pi}(k\pi - \varphi), & 0 \leq \varphi < k\pi; \\ 0, & k\pi \leq \varphi < 2\pi - k\pi; \end{cases}; \quad (13)$$

$$k = \frac{4R_z + b}{L_K}; \quad k \ll 1.$$

При цьому, другий член в формулі (12) враховує зменшення витрати, обумовленої наявністю виступу на втулці. Використання для розрахунку цієї витрати $h_{гв}(\varphi(t))$, визначеного згідно залежності (13), дає трохи завищений результат. Однак це якоюсь мірою компенсує зменшення витрати, обумовленої стискуванням робочої рідини у гвинтовій канавці.

Враховуючи залежність (12), миттєву подачу на виході з лабіринтно-гвинтового насоса можна представити у вигляді

$$q_{\Sigma}(\varphi(t)) = z A_K L_K \varphi(t) - 4R_z(4R_z + b) \times \sum_{\varphi=0}^{z-1} h_{z\theta}(\varphi) [\varphi + k_z \beta] \varphi(t) - z \mu(Re) \times \left[2\pi R_z^2 + \delta R_z \right] \sqrt{2g \left(\frac{p_{вих} - p_{вх}}{\rho_c g} + h_{em} + l_{z\theta} \right)}, \quad (14)$$

де k_z — коефіцієнт, який послідовно приймає значення 0, 1, 2, ..., (z-1); β — кут між центрами канавок, $\beta = 2\pi/z$.

Формула (14) справедлива при виконанні умови

$$z < \text{Int}(L_k/4R_z + b), \quad (15)$$

де $\text{Int}(L_k/4R_z + b)$ — ціла частина від числа $(L_k/4R_z + b)$ (найближче менше число).

При невиконанні умови (15) у другому члені рівняння (14) необхідно враховувати дійсну кількість виступів на втулці, які припадають на крок гвинтової канавки. Якщо умова (15) не виконується при $z > \text{Int}(L_k/4R_z + b)$, тобто коли на виході з насоса одночасно знаходяться два чи більше виступів на втулці, коефіцієнт нерівномірності подачі зростає. Це можна враховувати відповідним коефіцієнтом в формулі (14). Далі вважали, що умова (15) виконується. Тоді у випадку, коли $q_1(\varphi(t)) = q_2(\Delta p_{вих})$ подача на виході з лабіринтно-гвинтового насоса $q_{\Sigma}(t) = 0$, і коефіцієнт нерівномірності подачі втрачає сенс.

У випадку, коли $q_2(\Delta p_{вих}) \approx 0$ коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса має мінімальне значення.

Відзначимо, що $q_1(\varphi(t)) = q_2(\Delta p_{вих})$ ніколи не дорівнює нулю, оскільки на вході насоса завжди є вакуум. Коефіцієнт нерівномірності знаходили з формул (1), (11) та (14), маючи на увазі, що

$$\sum_0^{z-1} h_{zv}(\varphi)[\varphi + k_z\beta] = z h_{zv}(\varphi_0) \approx 2z R_z \text{ та } \varphi(t) = n.$$

Похибка від такої заміни не перевищує 0,01%.

$$\delta_{m.n} = \frac{2(4R_z + b)}{\pi L_k \bar{n} - (4R_z + b)}, \quad (16)$$

де $\bar{n} = n/n_0$ — відносна частота обертання гвинта, $n_0 = 1 \text{ с}^{-1}$.

Якщо $q_2(\Delta p_{вих}) = 0,5 q_1(\varphi(t))$, коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса визначається за формулою

$$\delta_{m.n} = \frac{4(4R_z + b)}{\pi L_k \bar{n} - 2(4R_z + b)}. \quad (17)$$

Коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса, обумовлений стисканням робочої рідини, яка міститься в канавках насоса, при її переносі з порожнини всмоктування до порожнини нагнітання з достатньою для розрахунків точністю може бути прийнятий $\delta_{c.n} \approx 0$. Правомірність такого підходу обумовлена тим, що згідно з розробленою фізичною моделлю робочого процесу насоса, при його роботі гвинтові канавки весь час сполучені з порожниною нагнітання та використання для розрахунку миттєвої витрати, обумовленої переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться у гвинтовій канавці насоса за залежністю (13), дає дещо завищений результат. Отже, загальний коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса може бути визначено через залежність

$$\delta_n \approx \delta_{г.н}. \quad (18)$$

Аналіз залежності (17) дозволив встановити, що коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса зростає в міру збільшення гідравлічного радіусу R_r та ширини верхівок гвинта у поперечному перетині b та зворотнопропорційний довжині гвинтової лінії L_k та частоті обертання гвинта n .

Отримане мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса, розраховане за формулою (16), становить $\delta_{m.n1} = 3,897 \cdot 10^{-4}$, що на порядок менше, ніж у гвинтових насосах. Цей висновок співпадає з даними експериментальних досліджень, наведених у роботі [5].

Для встановлення впливу конструктивних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса та частоти обертання гвинта на його коефіцієнт нерівномірності подачі використано дані з роботи [5]. За базову модель приймали насос з частотою обертання гвинта $n = 48,33 \text{ с}^{-1}$ та параметрами робочих органів: діаметр гвинта $d_{гв} = 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; кількості заходів $z = 10$; гідравлічний радіус $R_r = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ширина верхівок гвинта у поперечному перетині $b = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; діаметральний зазор між нарізками гвинта та втулки $\delta = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; довжина гвинта $l_{гв} = 14,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; крок гвинтової канавки $s_{гв} = 112 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; кут нарізок по відношенню до осі насоса $\alpha = 72^\circ$.

Виступи на втулці та гвинті мають однакову напівкруглу форму. Нарізка на гвинті та втулці виконано у взаємопротилежних напрямках. Умова (15) виконується.

Для дослідження впливу частоти обертання гвинта n приймали її значення в об/хв., у відповідності до ГОСТ 12446-80: 480; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780 об/хв.

Характер зміни нерівномірності подачі від частоти обертання гвинта (рисунок 2) та від довжини гвинтової лінії (рисунок 3) співпадає з характером зміни коефіцієнта нерівномірності подачі шестеренного насоса.

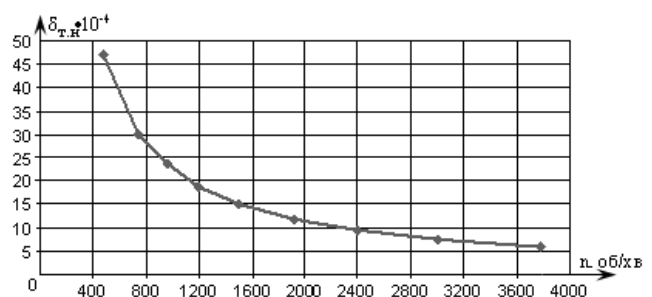


Рисунок 2 — Залежність коефіцієнта нерівномірності подачі насоса від частоти обертання.

Через збільшення гідравлічного радіусу гвинтової канавки коефіцієнт нерівномірності подачі насоса зростає практично за лінійною залежністю (рисунок 4).

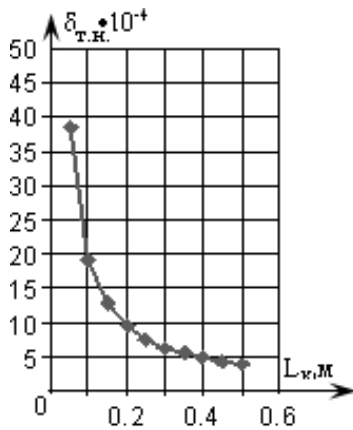


Рисунок 3 — Залежність коефіцієнта нерівномірності подачі насоса від довжини гвинтової лінії.

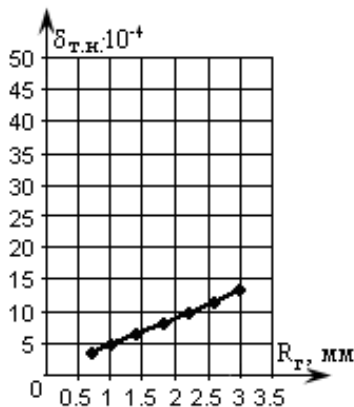


Рисунок 4 — Залежність коефіцієнта нерівномірності подачі насоса від гідравлічного радіуса гвинтової канавки.

Висновки

Уточнено фізичну модель робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса.

Вперше отримано аналітичні залежності для розрахунку миттєвої подачі та коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса.

За результатами розрахункових досліджень коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса встановлено, що його мінімальне значення на порядок

менше, ніж в гвинтових насосах; характер зміни від частоти обертання гвинта та від довжини гвинтової лінії співпадає з характером зміни коефіцієнта нерівномірності подачі шестеренного насоса; зі збільшенням гідравлічного радіуса гвинтової канавки цей коефіцієнт зростає практично за лінійною залежністю.

Використання отриманих аналітичних залежностей для розрахунку миттєвої подачі та коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового на етапі його проектування дозволяє обґрунтовано проводити вибір його конструктивних параметрів.

Література

1. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков и др.; под ред. Т.М. Башты. — М.: Машиностроение, 1968. — 628 с.
2. Гидравлика, гидромашини и гидроприводы : Учеб. для машиностр. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
3. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
4. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1971. — 672 с.
5. Голубев, А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. — 2 изд. / А.И. Голубев. — М.: Машиностроение, 1981 — 112 с.
6. Голубев, А.И. Лабиринтные насосы для химической промышленности / А.И. Голубев. — М.: Машиностроение, 1961. — 76 с.
7. Приходько, О.А. Технічна аерогідромеханіка : навч. посіб. / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. — Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2002. — 170 с.
8. Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления. / А.Д. Альтшуль. — М.: Недра, 1982. — 224 с.
9. Политехнический словарь / редкол.: А.Ю. Ишлинский (гл. ред.) и др. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Советская энциклопедия, 1989. — 656 с.

Надійшла 14.01.2012 р.