

*П.М. Гащук, д-р техн. наук, професор, М.І. Сичевський
(Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)*

ПРОЯВ РЕЖИМНОЇ АВТОМОДЕЛЬНОСТІ В ХАРАКТЕРИСТИКАХ ДИНАМІЧНИХ НАГНІТАЧІВ, ЗАСТОСОВУВАНИХ У ПОЖЕЖНІЙ ТЕХНІЦІ

Вивчаються підстави для залучення критеріїв автономності до ідентифікації, моделювання та аналізу особливостей перебігу характеристик динамічних нагнітачів, застосовуваних у пожежній техніці. З метою виявлення загальних проявів автономності досліджуються конкретні характеристики водяної помпи й вентилятора системи охолодження поршневого теплового двигуна, помпи промислового використання та пожежної помпи. Наводяться приклади «згорання» низки універсальних характеристик відцентрових pomp з використанням критеріїв внутрішньої подібності. Розглядаються найпростіші алгоритми апроксимації характеристик pomp.

Ключові слова: динамічний нагнітач, система «двигун — помпа», автономність, характеристика помпи, аналітична ідентифікація характеристики

Вступ: суть проблеми. І фізично, і математично бездоганна дедукція ніколи не може принести хибний висновок. Проте дуже мало висновків теоретичної гідродинаміки, які можуть бути визнані такими ж корисними, наскільки вони бездоганні. Згадаймо відоме твердження: кожна оборотна гідродинамічна теорія стосовно визначення-обчислення підйімальної сили та лобового опору, що супроводжують рух тіла в плинному середовищі, є або неповною (умови визначають обтікання тіла неоднозначно), або перевизначеною (згадані умови математично не сумісні), або хибною (розв'язування коректно сформульованої задачі веде до абсурдного результату). Цей песимізм цілком обґрунтований і боротись з ним нема сенсу. Людська уява й здатність пізнавати пасують перед можливостями, ресурсами Природи постачати різноманіття.

В такому разі не варто плекати надію на хоч би які фундаментально теоретичні засоби адекватної ідентифікації властивостей динамічних нагнітачів плинного середовища – pomp, вентиляторів, компресорів (зокрема, протипожежного застосування). Не дарма, основним інструментарієм відображення властивостей динамічних нагнітачів є експериментально добуті та потім таблично чи графічно упорядковані характеристики. Але ці характеристики можуть стати підґрунтям для теоретико-практичних узагальнень лише в тому разі, якщо вони будуть «перекладені» на мову теорії, якою добувають узагальнення, тобто будуть належним чином формалізовані.

Допоки формалізація ще не здійснена, характеристика (чи множина характеристик) – це лише опис, опис, який можна організувати якимсь темами (тематично упорядкувати, логічно законспектувати), надаючи даним деяких змістовно поверхневих (бо глибокі – неможливі) інтерпретацій. А от теорія оперує поняттями (категоріями). Перехід на мову теорії потребує попереднього групування даних з присвоєнням понятійних (концепційних) ярликів та з одночасним наданням групам даних змістовно глибоких інтерпретацій. А до того ж, теорія об'єднує поняття в систему шляхом наведення (формулювання) взаємозв'язків між ними. В рамках теорії навіть суто аналітичний процес відкриває додаткове джерело теоретичної проникливості у суть феномена, розкриває можливості синтезу нових цікавих феноменних властивостей.

Тож, чи існують універсальні засоби й методи прийнятно якісної (адекватної у вжитковому, прикладному сенсі) формалізації характеристик динамічних нагнітачів? Відразу спадає на думку покластися на широко відоме явище так званої автономності (внутрішньо притаманної подібності чи просто внутрішньої подібності). Оскільки це явище в динамічних нагнітачах – цілком природна річ, то воно не могло б суперечити якійсь бездоганній фундаментальній гідродинамічній теорії, якби вона (раптом) існувала. А з другого боку, визнання об'єктивності явища автономності – це витончений емпіричний засіб ставитись до кожної конкретної характеристики нагнітача суттєво загальніше, якщо так можна казати – принципово «теоретичніше».

Усталені уявлення (огляд публікацій). Перш все, вдамося до широких аналогій. На рис. 1 наведено схему гідромеханічної трансмісії колісної мобільної машини з комплексним гідродинамічним трансформатором. В термінах систем із зосередженими параметрами раціональним визнано такий опис динаміки трансмісії у формі системи звичайних диференціальних рівнянь [1]:

$$I_{en} \frac{d\omega_e}{dt} = M_e - \lambda_{tr}(u_{tr})\omega_e^2, \quad I_a \frac{d\omega_a}{dt} + M_a(\omega_a, \varphi_a, t) = k_{mt} \left(\mu_{tr}(u_{tr})\omega_t^2 - I_t \frac{d\omega_t}{dt} \right);$$

$$\frac{d\varphi_a}{dt} = \omega_a, \quad \frac{\omega_a}{\omega_t} = u_{mt} = \text{const}, \quad \frac{\omega_t}{\omega_e} = \frac{\omega_t}{\omega_n} = \frac{\omega_a}{u_{mt}\omega_e} = u_{tr}, \quad \lambda_{tr}(u_{tr})\omega_e^2 = M_n, \quad \mu_{tr}(u_{tr})\omega_t^2 = M_t,$$

$$\frac{M_t}{M_n} = \frac{\mu_{tr}(u_{tr})\omega_t^2}{\lambda_{tr}(u_{tr})\omega_e^2} = \frac{\mu_{tr}(u_{tr})}{\lambda_{tr}(u_{tr})} u_{tr}^2 = k_{tr}(u_{tr}), \quad k_{tr}(u_{tr}) u_{tr} = \frac{M_t}{M_n} \frac{\omega_t}{\omega_n} = \eta_{tr}(u_{tr}), \quad k_{mt} u_{mt} = \eta_{mt} = \text{const},$$

де $\omega_e = \omega_n$ і M_e – швидкість обертання вала двигуна (помпи, нагнітача) і створюваний двигуном обертальний момент; M_n – обертальний момент, прикладений до помпи (нагнітача) гідротрансформатора; ω_t і M_t – швидкість обертання турбіни гідротрансформатора і створюваний динамічним трансформатором обертальний момент; φ_a і ω_a – кут і швидкість повертання вихідного вала трансформатора – лінійні аналоги переміщення і швидкості пересування машини; M_a – момент опору на виході механічної передачі (скриньки передач); λ_{tr} і μ_{tr} – так звані коефіцієнти первинного і вторинного обертальних моментів (моментів на помпі і турбіні трансформатора); u_{tr} і k_{tr} – (кінематичне) передатне відношення (коефіцієнт кінематичної трансформації) і коефіцієнт (силової, динамічної) трансформації (силове передатне відношення) в гідротрансформаторі; u_{mt} і k_{mt} – кінематичне та динамічне передатні відношення в механічній частині трансмісії; I_{en} , I_t , I_a – зведені моменти інерції (I_{en} обліковує інерцію двигуна й помпової частини гідродинамічного трансформатора, I_t – інерцію турбінної частини трансформатора та безпосередньо пов'язаних з нею деталей механічної частини трансмісії, I_a – інерцію всіх мас мобільної машини, що рухаються поступом, та обертових деталей колісних механізмів і безпосередньо пов'язаних з ними деталей трансмісії); η_{tr} і η_{mt} – коефіцієнти корисної дії гідротрансформатора і механічної передачі. Визначальним тут є те, що навантажувальні й перетворювальні властивості гідродинамічного трансформатора відображені парою незалежних характеристик $\lambda_{tr} = \lambda_{tr}(u_{tr})$, $\mu_{tr} = \mu_{tr}(u_{tr})$ (замість $\mu_{tr} = \mu_{tr}(u_{tr})$ частіше оперують характеристикою $k_{tr} = k_{tr}(u_{tr})$). Очевидно, що величина u_{tr} править за критерій автотельності режимів роботи гідродинамічного трансформатора, бо для різних поєднань значень величин ω_n і ω_t величини λ_{tr} , μ_{tr} , k_{tr} , η_{tr} завжди будуть однаковими, хай тільки однаковими виявляться відношення $u_{tr} = \omega_t / \omega_n$. Отож характеристику гідродинамічного трансформатора подати у формі рис. 2. Цей спосіб відображення характеристики є традиційним [2]. Саме такого штибу інформація є модельним підґрунтям для вибудовування алгоритмів оптимізації суміщення двигуна й гідропередачі [3].

Мета роботи. Щойно викладене заохочує звернути особливу увагу на прояви автотельності в окремо взятій динамічній помпі – динамічному нагнітачі, що є частиною чи гідродинамічного трансформатора механічної енергії, чи системи охолодження теплового двигуна, чи агрегату пожежогасіння... Звісно, не йдеться про ідеальну подібність режимів, а лише про таку, що відкриває можливості ефективної ідентифікації, моделювання, аналізу, формалізованого відтворення особливостей перебігу характеристик динамічних нагнітачів протипожежного (і не тільки) призначення. Тут корисною може виявитися будь-яка доречна інформація, що стосується властивостей і характеристик вентилятора, повітро(газо)дувки, компресора, помпи, пропелера, турбіни... – пристроїв, що динамічно в процесі обертання перетворюють і пересилають енергію з участю твердих і плинних середовищ.

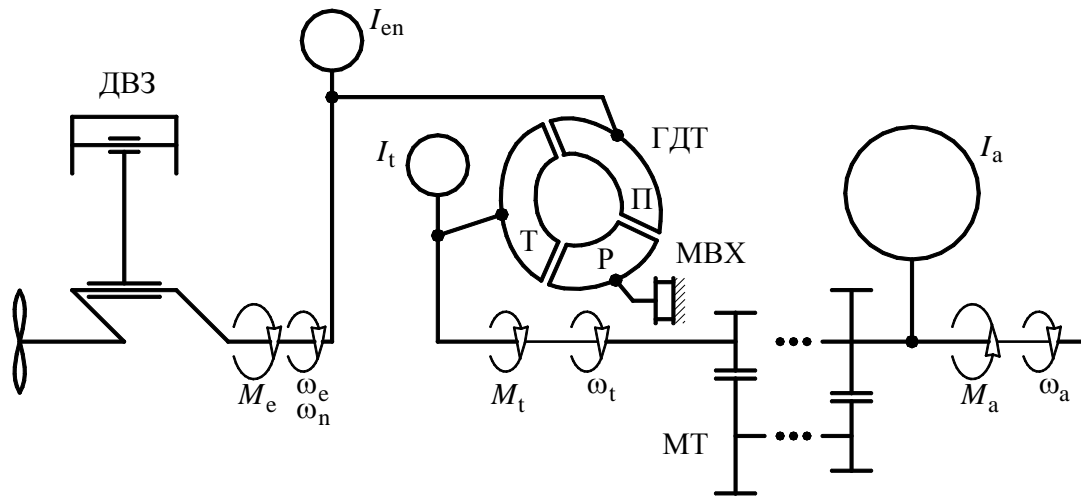


Рис. 1. Схема системи «двигун – трансмісія» автомобільної машини (ДВЗ – двигун внутрішнього згорання, ГДТ – гідродинамічний трансформатор, П – помпа, Т – турбіна, Р – реактор (напрямний пристрій), МВХ – муфта вільного ходу, МТ – механічна частина трансмісії)

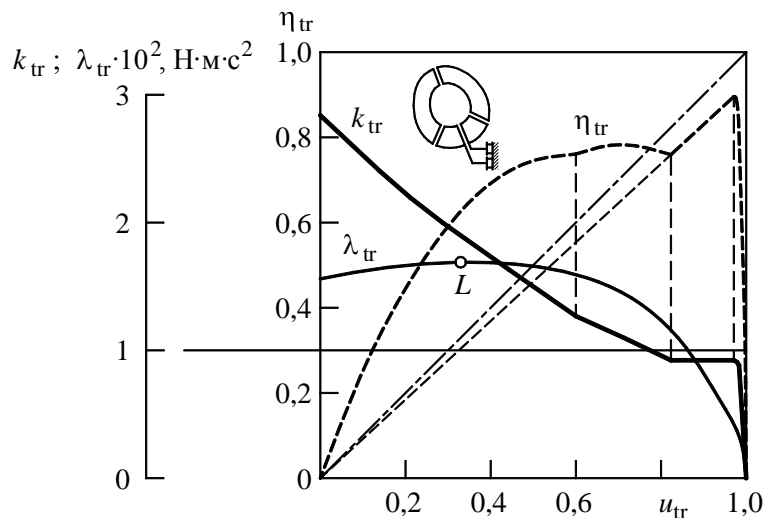


Рис. 2. Приклад характеристики двореакторного комплексного гідродинамічного трансформатора

Теоретичне підґрунтя. Параметрами входу будь-якого динамічного нагнітача зазвичай вважають обертальний момент M_n , прикладений до його вала, – динамічний, силовий параметр, та швидкість ω_n обертання робочого колеса (імпелера) – кінематичний, швидкісний параметр. За відповідні вихідні силовий та кінематичний параметри правлять відповідно тиск p_n рідини на виході з помпи (чи напір H) та витрата Q_n рідини. Якщо за робоче тіло в гідросистемі править сухий газ ($|p_1 - p_2| / p_1 + p_2 \ll 1$) чи некавітаційна рідина, то справджується так звана умова вузла: $Q_1 = Q_2$ (індекси «1» і «2» ідентифікуюють перерізи перед вузлом і після нього).

Найпростішій турбомашині (динамічному нагнітачу) властиві статичні характеристики

$$M_n = \Phi_M(\omega_n, Q_n), \quad p_n = \Phi_p(\omega_n, Q_n)$$

($\Phi_M(\dots), \Phi_p(\dots)$ – функції з відповідними властивостями). Якщо поведження машини визначається переважно інерційними силами і силами тиску (тобто число Рейнольдса є вельми велике) та ще й справджується умова вузла, то внутрішні потоки турбомашини підпадають під

гідродинамічний опис Ойлера (Ейлера) [4, 5]. Саме завдяки цьому характеристики гідромашини мали б задовольняти умови подібності (Ойлера). Ці умови визначають подібність процесів в конкретній машині та в геометрично подібних інших машинах у разі формування динамічно й кінематично подібних потоків – коли багатокутники і силових чинників, і швидкостей у геометрично відповідних точках потоку (потоків) будуть також геометрично подібними.

За кінематичні режимні параметри можна, приміром, узяти швидкості-аналоги

$$V_{\omega} \stackrel{\text{def}}{=} D\omega_n \quad (\omega_n \equiv V_{\omega} / D), \quad V_Q \stackrel{\text{def}}{=} Q_n / D^2 \quad (Q_n \equiv D^2 V_Q),$$

де D — характерний розмір (діаметр) турбомашини. Зрештою, можна перейти й у полярну систему координат

$$V \stackrel{\text{def}}{=} \sqrt{V_Q^2 + V_{\omega}^2} = D \sqrt{\omega_n^2 + \frac{Q_n^2}{D^6}}, \quad \beta \stackrel{\text{def}}{=} \arctan \frac{V_Q}{V_{\omega}} = \arctan \frac{Q_n}{D^3 \omega_n};$$

$$V_Q = V \sin \beta, \quad V_{\omega} = V \cos \beta.$$

Безрозмірну величину

$$u_n \stackrel{\text{def}}{=} \tan \beta = \frac{V_Q}{V_{\omega}} = \frac{Q_n}{D^3 \omega_n} \quad (1)$$

цілком доречно тлумачити як «кінематичне» передатне відношення подібно до відношення

$$u_{tr} = \frac{\omega_t}{\omega_n}$$

швидкостей ω_t і ω_n обертання турбінного і насосного коліс згадуваного гідродинамічного трансформатора механічної енергії.

В такому разі турбомашині можна поставити у відповідність статичні характеристики штибу

$$M_n = \rho D^3 V^2 \phi_{0M}(\beta), \quad p_n = \rho V^2 \phi_{0p}(\beta)$$

чи штибу

$$M_n = \rho D^3 V^2 \phi_M(u_n) = \rho D^5 \omega_n^2 \left(1 + \frac{Q^2}{D^6 \omega_n^2} \right) \phi_M(u_n) = \rho D^5 \omega_n^2 (1 + u_n^2) \phi_M(u_n) = \rho D^5 \omega_n^2 \Phi_M(u_n),$$

$$p_n = \rho V^2 \phi_p(u_n) = \rho D^2 \omega_n^2 \left(1 + \frac{Q^2}{D^6 \omega_n^2} \right) \phi_p(u_n) = \rho D^2 \omega_n^2 (1 + u_n^2) \phi_p(u_n) = \rho D^2 \omega_n^2 \Phi_p(u_n)$$

(ρ — густина рідини). Отож чинними є співвідношення

$$M_n = \rho D^5 \omega_n^2 \Phi_M(u_n), \quad p_n = \rho D^2 \omega_n^2 \Phi_p(u_n), \quad (2)$$

де $\Phi_M(u_n)$, $\Phi_p(u_n)$ – безрозмірні характеристики турбомашини – ні довільні, ні незалежні.

За аналогією з гідродинамічним трансформатором цілком доречно формально означити ще й силове передатне відношення (поряд з кінематичним чи на противагу йому):

$$k_n = \frac{p_n D^3}{M_n} = \frac{\Phi_p(u_n)}{\Phi_M(u_n)} = \Phi_k(u_n) \quad (3)$$

(в теорії гідродинамічного трансформатора подібну за змістом до k_n величину k_{tr} без раціональної на те підстави називають коефіцієнтом трансформації*). Легко бачити, що величина

* Часто вважають, що гідродинамічний трансформатор «трансформує!» обертальний момент. Насправді ж він трансформує механічну потужність (енергію), одночасно відповідно змінюючи (трансформуючи) і швидкісний чинник, і силовий чинник (обертальний момент). Отже коефіцієнтом трансформації є і величина u_{tr} чи (1) (коли мова про швидкісний чинник), і величина k_{tr} чи (3) (коли мова про силовий чинник).

$$\eta_n = k_n u_n = \Phi_k(u_n) u_n = \Phi_\eta(u_n) = \frac{p_n D^3}{M_n} \frac{Q_n}{D^3 \omega_n} = \frac{p_n Q_n}{M_n \omega_n} = \frac{P_{ng}}{P_n} < 1$$

є коефіцієнтом корисної дії турбомашини (динамічного нагнітача). Тут $P_n = M_n \omega_n$ – потужність (механічна), що підводиться до турбомашини, а $P_{ng} = p_n Q_n$ — потужність (гідрравлічна), що надається рідині.

Невід’ємно окреслена величина

$$P_d = P_n - P_{ng} = P_n(1 - \eta_n) = M_n \omega_n - p_n Q_n \geq 0$$

– це втрачена (розвіювана, дисипативна) потужність (про рівність у цьому виразі можна говорити хіба що у разі розгляду уявної ідеальної турбомашини). Беручи до уваги (2) і (1), можна з’ясувати, що

$$P_d = \rho D^5 \omega_n^3 (\Phi_M(u_n) - \Phi_p(u_n) u_n) = \rho D^5 \omega_n^3 \Phi_d(u_n) \geq 0, \quad (4)$$

а відтак висувати так звану дисипативну характеристику

$$\Phi_d(u_n) = \Phi_M(u_n) - \Phi_p(u_n) u_n \geq 0.$$

Віднайдений зв’язок між характеристиками $\Phi_M(u_n)$ і $\Phi_p(u_n)$ зумовлений, звісно, законами термодинаміки, хоча в безпосередньо в експериментах це зазвичай не відстежується.

Вибудовуючи в уяві ідеальну турбомашину, ніщо не перешкоджає постулювати співвідношення

$$M_{nid} = \rho D^2 \omega_n Q_n \gamma(u_n), \quad p_{nid} = \rho D^2 \omega_n^2 \gamma(u_n),$$

де $\gamma(u_n)$ — деяка безрозмірна характеристична функція (в широкому сенсі — періодична за кутом β). З наведених щойно конститутивних для ідеальної турбомашини залежностей випливають (як і має бути) співвідношення

$$p_{nid} Q_n = \rho D^2 \omega_n^2 Q_n \gamma(u_n) = M_{nid} \omega_n, \quad \frac{M_{nid}}{p_{nid}} = \frac{Q_n}{\omega_n}, \quad P_{nd} \equiv 0, \quad \eta \equiv 1.$$

Отож можна визначити надлишковий (дисипативний) момент опору

$$M_{nd} = M_n - M_{nid} = \rho D^5 \omega_n^2 (\Phi_M(u_n) - u_n \gamma(u_n)) = \rho D^5 \omega_n^2 \Phi_d(u) \geq 0,$$

що його додатково доведеться долати привідному двигунові, та втрату (дисипацію) напору в неідеальній турбомашині

$$p_{nd} = p_{nid} - p_n = \rho D^2 \omega_n^2 (\gamma(u_n) - \Phi_p(u_n)) = \rho D^2 \omega_n^2 \frac{\Phi_d(u)}{u} \geq 0.$$

Отож замість пари незалежних функцій $\Phi_M(u)$ і $\Phi_p(u)$ можна оперувати парою незалежних функцій $\gamma(u)$ і $\Phi_d(u)$.

Аналіз характеристик динамічних нагнітачів різного призначення. Покладаючись на щойно викладене, для ідентифікації внутрішньої подібності в динамічних нагнітачах використовуватимемо величини

$$\text{чи } \frac{Q_n}{\omega_n}, \quad \frac{P_n}{\omega_n^2} = \rho D^2 \Phi_p(u_n), \quad \frac{Q_n}{\omega_n} = D^3 u_n, \quad \frac{P_n}{\omega_n^3} = \rho D^5 \Phi_M(u_n). \quad (5)$$

Під p_n в (5) можна розуміти як повний, так і статичний тиск, створюваний нагнітачем. Відповідно доведеться розрізняти коефіцієнти повної корисної дії нагнітача та корисної дії в статичному сенсі. Звісно ж, ознаки внутрішньої подібності природно впливають з ознак загальної подібності [6, 7].

Аби коректно оперувати офіційно декларованими номінальними параметрами динамічних нагнітачів (гідродинамічних pomp), доведеться зважати на такі оригінальні розмірності фізичних величин: Gallon – галон рідинний США (gal(US)): 1 gal(US) = 3,78541 · 10⁻³ м³; Foot – британський чи англійський фут (ft): 1 ft = 1' = 0,3048 m = 12 in (in – inch, дюйм; 1 in = 1'' = 25,4 мм); фунт маси (lb – похідне від римської лібри): 1 lb = 0,453592 кг; Pound –

фунт-сила (lb-force, lbf): 1 lbf = 4,44822 Н; GPM – Gallons per Minute (галон за хвилину): 1000 GPM = 3785 дм³/хв; PSI – Pounds per Square Inch (паунд-сила на квадратний дюйм, lb/in²): 1 PSI = 6894,75479 Н/м² = 6894,755 Па = 0,068948 бар; °F – градус Фаренгейта: 1 °F = 0,556 К = 0,556 °C (1 °C = 1 К = 1,8 °F); к. с. – кінська сила: 1 к. с. = 0,7355 кВт.

На рис. 3 для прикладу наведено характеристику водяної помпи системи охолодження двигуна внутрішнього згорання, на яку нанесено й характеристики тієї частини системи, що поза помпою. Тут, як умовлено, Q_n – подача помпи, p_n – статичний напір (тиск), створюваний насосом, n_n – частота обертання робочого колеса помпи (крильчатки, імелера). Легко вичитати: аби забезпечити, приміром, деяку подачу $Q_n = Q_{n0}$ насос повинен працювати на режимі R' ($n_n = 2500$ хв⁻¹) у разі циркуляції охолодної рідини через сорочку охолодження й термостат (радіатор з кола циркуляції усунено) та на режимі R ($n_n = 3000$ хв⁻¹) у разі циркуляції охолодної рідини великим (зовнішнім) колом (через радіатор). Зі зміною частоти n_n режим R (усталений) пересувається, звісно, вздовж кривої $p_r = p_r(Q_n)$ (див. точки перетину кривої $p_r = p_r(Q_n)$ з лініями-ізоквантами $p_n = p_n(Q_n, n_n = \text{const})$).

Вирізнивши на характеристиці (див. рис. 3) низку точок-режимів (якщо зневажити бажання говорити стисло, то правильніше було б казати: точок, що відповідають режимам роботи помпи; точок, що відображають режими), відтворимо їх в системі координат (Q_n / ω_n^2 ; p_n / ω_n^2 ; $\omega_n = \pi n_n / 30$ – швидкість обертання робочого органа помпи), рис. 4. Виявляється, що без зайвих застережень можна в новій системі координат видивити належність цих точок цілком певній одній лінії (відхилення сумірні з похибками, що супроводжують дослідне добування інформації). Ця лінія є своєрідною згортокою характеристики помпи, здійсненою на засадах вмотивованого визнання автотомельності режимів. При цьому й низка режимів R сумісної дії помпи й охолоджувальної системи ніби згортається в точку (див. рис. 4); і розкид ΔR_Q абсцис, і розкид ΔR_p ординат точок R вельми незначні, аби зважати на них в процесі дослідження характеристик помп.

Звернімо увагу на ще один різновид динамічних нагнітачів – вентилятори систем охолодження двигунів внутрішнього згорання. Приклад характеристики наведено на рис. 5 (p_n – статичний (!) напір, як і раніше; P_n – механічна потужність, що підводиться до вентилятора). Звісно, характеристика може бути подана чи у формі багатопараметрової (рис. 5а), чи у формі швидкісної (рис. 5б: наведено фрагмент). Кожна з цих форм корисна по-своєму.

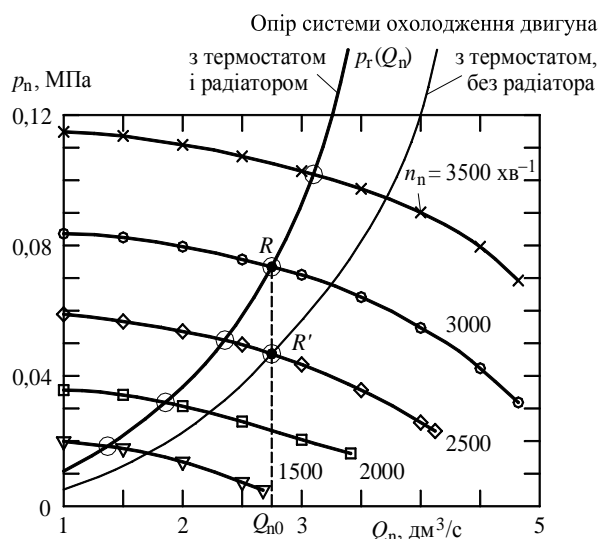


Рис. 3. Приклад характеристик водяної помпи та рідинної частини системи охолодження дизельного двигуна Мерседес-Бенц (Daimler-Benz AG)

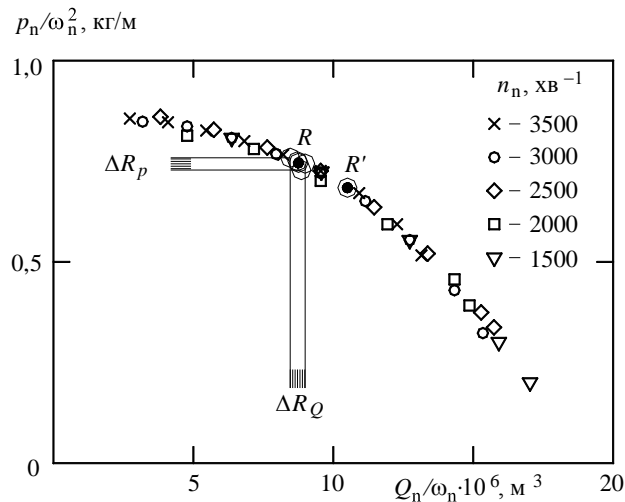


Рис. 4. «Згорнена» характеристика водяної помпи системи охолодження дизельного двигуна

Виявляється, характеристика вентилятора, що наведена на рис. 5а, загалом також піддатна згортанню в зазначеному сенсі, рис. 6. Автомодельність простежується (див. (5)) і в співвідношенні $(Q_n / \omega_n \rightarrow p_n / \omega_n^2)$, і в співвідношенні $(Q_n / \omega_n \rightarrow P_n / \omega_n^3)$.

Зауважмо принагідно таке.

Оголошувана потужність – це потужність, що її можна зняти з маховика двигуна за наявності чи відсутності витрат енергії на привід тих чи інших допоміжних агрегатів (вентилятора, електричного генератора, помпи системи охолодження...), що зазвичай регламентовано тим чи іншим стандартом. Корисна потужність, звісно, зменшується на ту частину потужності, що споживається доєднаними безпосередньо до двигуна агрегатами, робота яких саме й уможлиблює роботу двигуна загалом. Бажану ефективну потужність (і відповідно – індикаторну) визначають, керуючись конкретними потребами й умовами. Отож вона залежить від призначення двигуна та визначальних умов його експлуатації, таких як, приміром, висота над рівнем моря, температура в доквіллі, режими навантаження тощо. Доводиться завжди брати також до уваги чинні стандарти, директиви, закони й офіційні накази-розпорядження-приписи, вимоги профспілок тощо, що мають національний чи міжнародний статус. Керуючись добутою щойно інформацією, можна стверджувати, що частина споживаної потужності двигуна підпадає під ознаки автомодельності. Цей висновок може сприяти розробленню ефективних алгоритмів формалізації характеристик як власне теплового двигуна, так і загалом системи «тепловий двигун – динамічний нагнітач».

Звернімося далі до характеристик (рис. 7) самозаливної відцентрової помпи 6DG (Hale Products Inc., США), призначеної для пересилання знесоленої води чи авіаційного пального (n_e – частота обертання вала привідного двигуна; P_{ng} – потужність, надавана плинному середовищу; η_n – коефіцієнт корисної дії помпи; H – створюваний помпою напір; p_n – повний тиск). Помпа покликана працювати від двигуна внутрішнього згорання (дизельного чи бензинового), поєднує в собі скриню передач – мультиплікатор, охолоджувач «повітря – олива», окрему оливну помпу, що безпосередньо приводиться в рух від вала основної помпи. Мультиплікатор (з пришвидшувальним передатним відношення $u = 3,52$) дає змогу використовувати менш швидкісні режими роботи привідного двигуна. Основні параметри помпи є такими: діаметр анодованого робочого колеса (імелера) з алюмінієвого сплаву – $D = 8''$; діаметр гідравлічного входу – $6''$; діаметр гідравлічного виходу – $4''$; максимальний (гідростатичний і гідродинамічний) тиск – 225 PSI; максимальна частота обертання

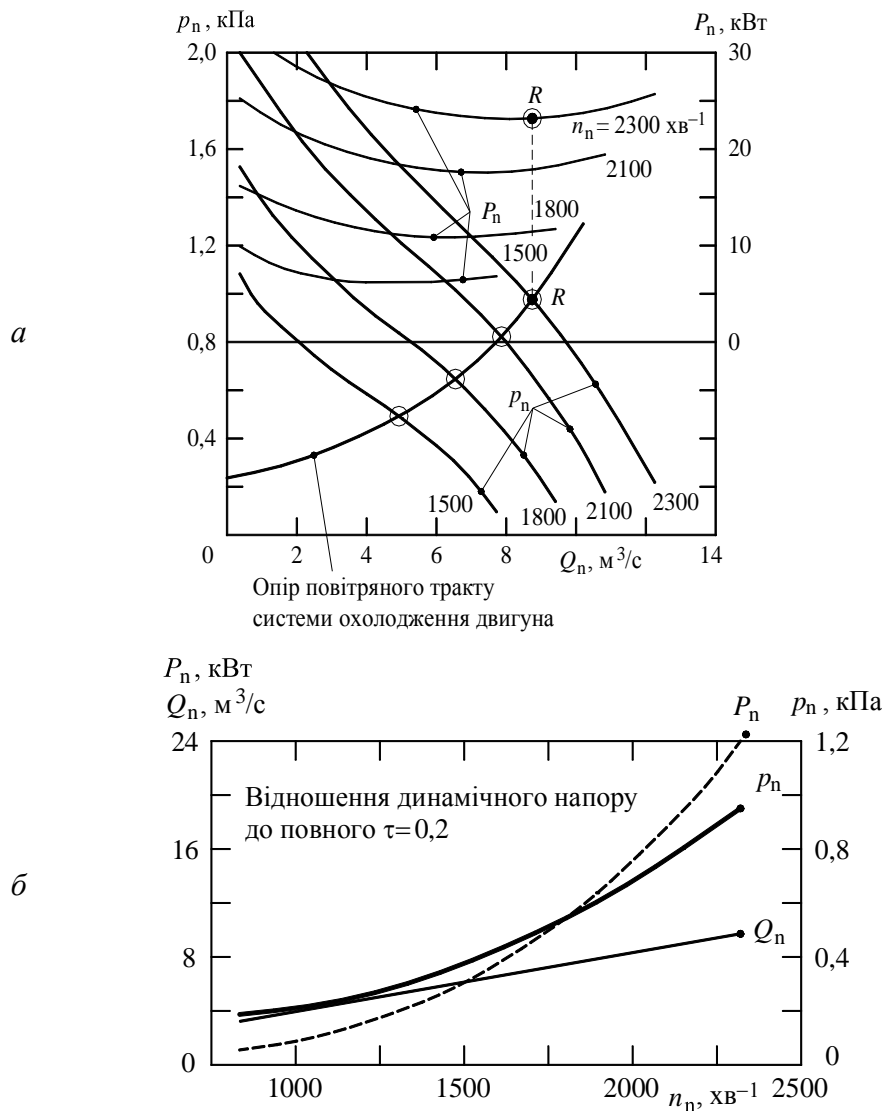


Рис. 5. Характеристика вентилятора системи охолодження теплового двигуна Мерседес-Бенц

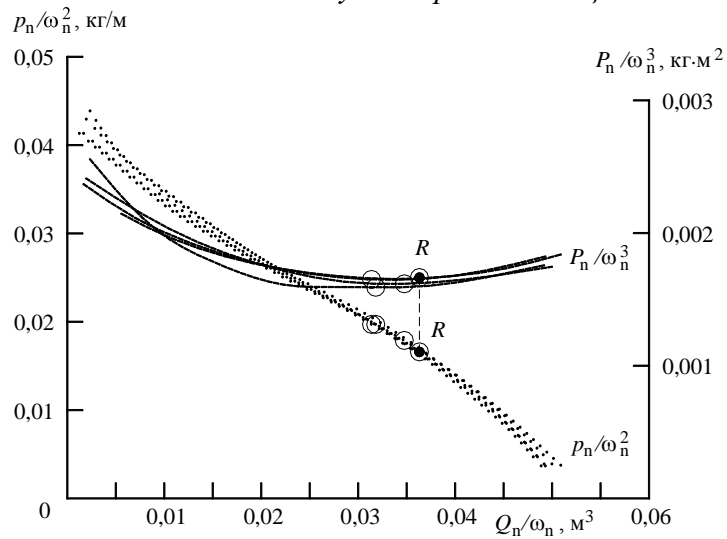


Рис. 6. «Згортка» характеристики вентилятора системи охолодження теплового двигуна Мерседес-Бенц

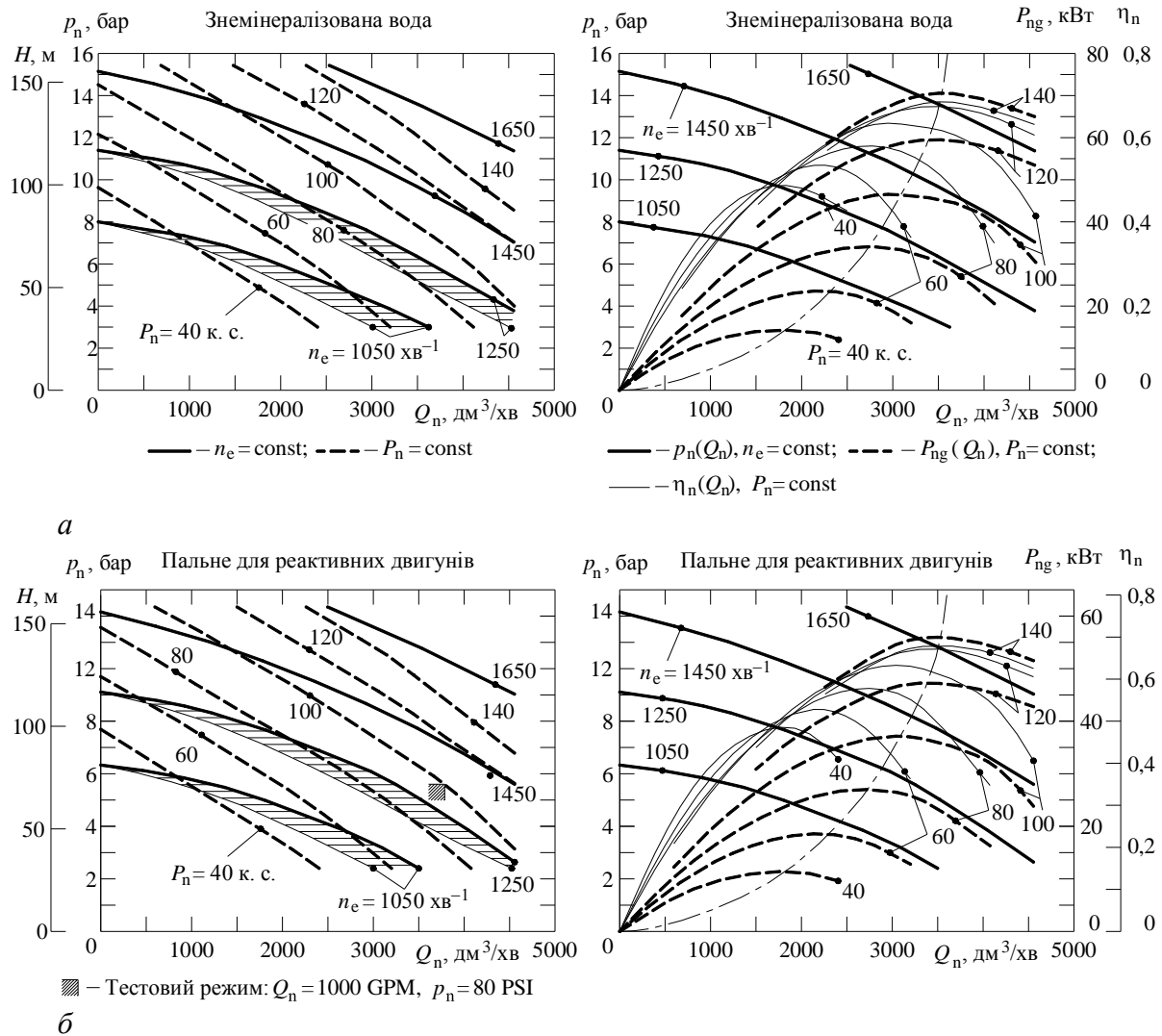


Рис. 7. Характеристики відцентрової помпи (Hale Products Inc., США):
 а – у разі перекачування знесоленої води; б – у разі перекачування авіаційного пального

привідного вала – $n_e = 1450 \text{ хв}^{-1}$ у разі пересилання води та $n_e = 1650 \text{ хв}^{-1}$ у разі пересилання пального для реактивних двигунів, густина якого становить 80 % від густини чистої води. Характеристики відповідають нормальним барометричним умовам та температурі плинного середовища (речовини) $t = 60 \text{ }^\circ\text{F}$. Штрих-пунктирні лінії відповідають точкам максимуму графіків $P_{ng} = P_{ng}(Q_n, P_n = \text{const})$.

Можна переконатись, що дослідні (експериментально побудовані) тонкі лінії-ізокванти $p_n = p_n(Q_n, n_e = 1050 \text{ хв}^{-1})$ та $p_n = p_n(Q_n, n_e = 1250 \text{ хв}^{-1})$ (див. рис. 7) помітно псують гармонію, що мала б впливати з внутрішньої подібності (автомодельності). Ситуація дещо покращується, якщо зазначеним ізоквантам протиставити хоч які інші криві із заштрихованих областей, що праворуч прилягають до експериментально отриманих ізоквант. А якщо ізокванти відобразатимуться потовщеними лініями, що праворуч на межі заштрихованих областей, то гармонія автотомодельності майже відновиться, рис. 8. Операцію такого штибу удосконалювання даних можна назвати регуляризацією характеристики. Регуляризація, звичайно, – операція цілком не однозначна.

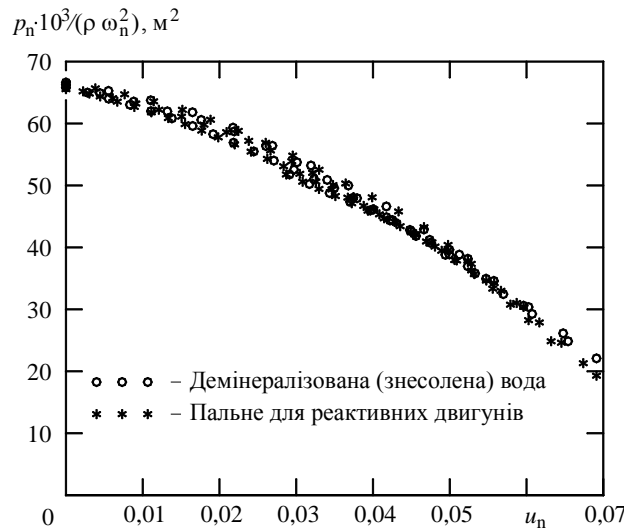


Рис. 8. Ідентифікація автотомодельності режимів роботи відцентрової помпи (Hale Products Inc., США)

Не переймаючись причинами зауваженої щойно суттєвої невідповідності експериментальних даних ознакам автотомодельності, звернімо увагу на характеристику ще однієї дуже подібної відцентрової помпи, рис 9: діаметр імпелера – $D = 15?$ "; діаметр гідравлічного входу – $6"$; діаметр гідравлічного виходу – $4"$; плинне середовище – вода за температури $t = 60$ °F; барометричні умови – нормальні; η_n – коефіцієнт корисної дії помпи; p_n – повний тиск; Δh – віднесена до питомої ваги рідини різниця статичного тиску p_{n0} у всмоктувальному патрубку і тиску p_v насичених парів рідини

$$\Delta h = \frac{P_{n0}}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - h_s - \frac{P_v}{\rho g},$$

звана дійсним (наявним) кавітаційним запасом (p_a – атмосферний тиск, h_s – висота розташування помпи; якщо втрати у всмоктувальній трубці є помітними, то їх треба відняти від величини Δh); ABC – максимальні потенції помпи 60FJ5-U3000 (у разі прямого приводу тиск, частота обертання імпелера та споживана механічна потужність не повинні перевищувати відповідно значень 300 PSI, 3000 хв^{-1} та 200 к. с.); у разі пасового приводу граничними є частота обертання 2600 хв^{-1} і потужність 75 к. с.); EF – потенції помпи у разі приводу електродвигуном з робочою частотою обертання вала 1750 хв^{-1} ; ABD – потенції помпи 60FJ5-M у разі (у разі прямого приводу тиск, частота обертання імпелера та споживана механічна потужність не повинні перевищувати відповідно значень 300 PSI, 3000 хв^{-1} та 250 к. с.).

Легко переконатись, що ізокванти $H = H(Q_n, n_n = \text{const})$ (див. рис. 9) в координатах $(Q_n / \omega_n - H / \omega_n^2)$ відносно близько лягають одна до іншої, рис. 10. Напрошується висновок, що залежність $H = H(Q_n, n_n)$ підпадає під ознаки автотомодельності.

На характеристиці, що наведена на рис 9, можна вирізнити 12 точок, у яких безпосередньо (без вдавання до інтерполяційних дій) вдається прочитати зв'язок між величинами Q_n , n_n , P_n . Відтак ці точки можна відтворити в координатах $(Q_n / \omega_n - P_n / \omega_n^3)$, див. рис. 10. Важливо, що нові точки відносно точно лягають на певну лінію, яку доречно розглядати як однозначну залежність величини P_n / ω_n^3 від величини Q_n / ω_n . Цей факт є доказом прояву автотомодельності режимів роботи помпи.

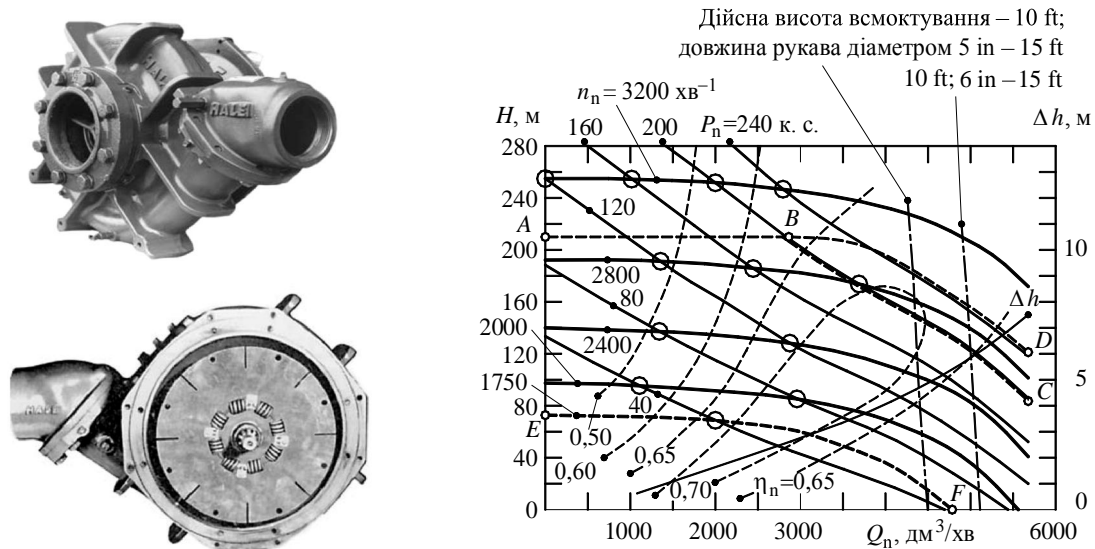


Рис. 9. Характеристика водяної помпи 60FJ5 з серії Hale Pumps 60FJ-U@60FJ-M (Hale Fire Pump Co.)

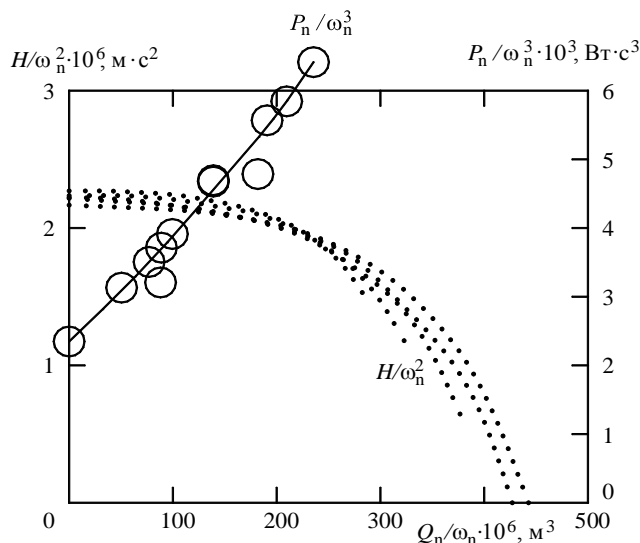


Рис. 10. Відображення характеристики водяної помпи 60FJ5 в автомобільних координатах

Ще одна характеристика динамічної помпи зображена на рис. 11 (p_n – повний тиск, ЗР – так звана характеристика зовнішніх режимів). Виго­товляє помпу 60 FJ Series вже згадувана тут фірма Hale Products Inc. (США): діаметр бронзового робочого колеса (ім­пелера) – $D = 14$? " ; діаметр гідравлічного входу – 6" ; діаметр гідравлічного виходу – 4" . Помпа призначена працювати сумісно з двигуном внутрішнього згоряння John Deere (максимальна ефективна потужність $P_{em} = 115$ к. с., відповідна максимальній потужності частота обертання вала $n_{eN} = 2500$ хв⁻¹); модель модуля «двигун – помпа» – SP750DJ; передатне відношення трансмісії – 1:1 (безпосередній привід). Властивості помпи задавались, орієнтуючись на можливість реалізації двигуном 90 % максимальної ефективної потужності. При знятті характеристики за плинне середовище правила чиста вода за температури $t = 60$ °F; барометричні умови – нормальні. Рис. 12 наочно ілюструє факт того, що і в цьому разі явище автомобільності прийнятно якісно простежується як у співвідношеннях ($Q_n / \omega_n \rightarrow p_n / \omega_n^2$), так і в співвідношеннях ($Q_n / \omega_n \rightarrow P_n / \omega_n^3$).

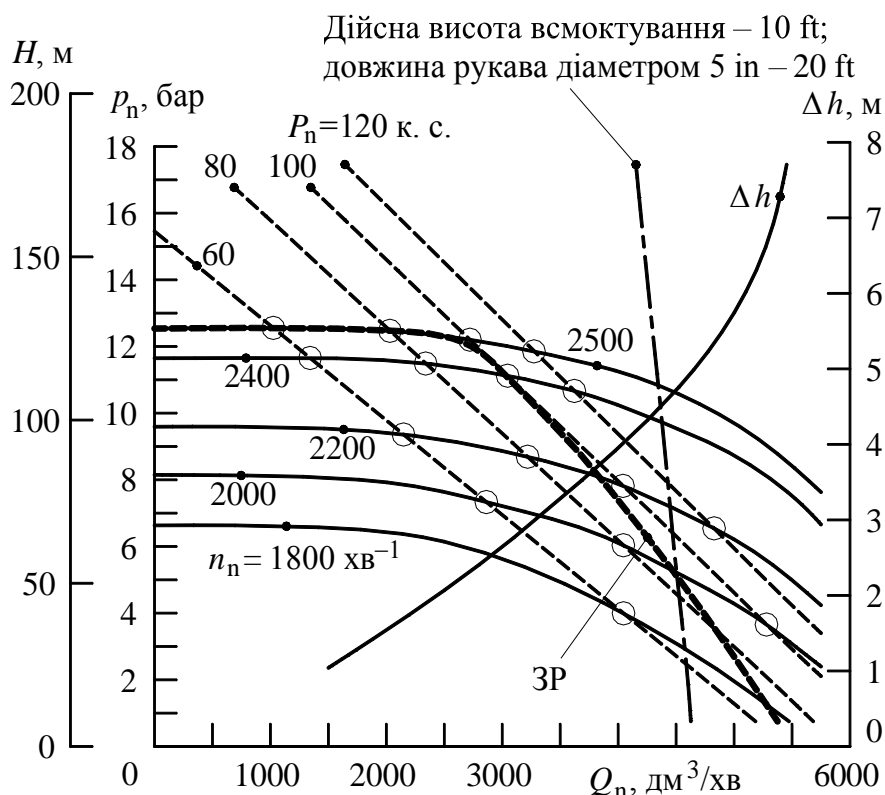


Рис. 11. Характеристики відцентрової помпи 60FJ Series (Hale Products Inc., США)

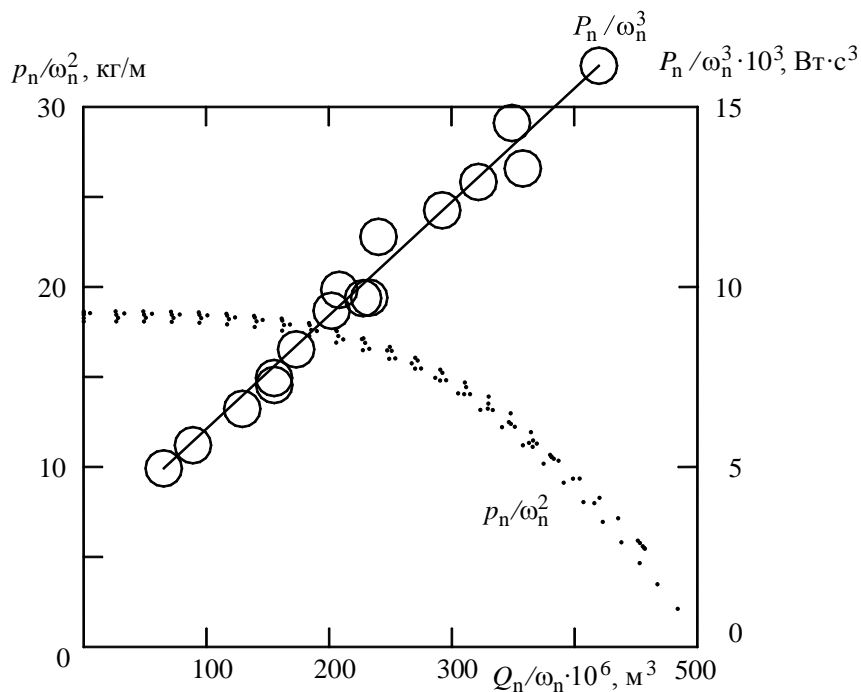


Рис. 12. Характеристика автомоделності відцентрової помпи 60FJ Series (Hale Products Inc., США)

Апроксимаційні особливості характеристик. Робочі характеристики мотопомп нерідко формують, як підказують наведені раніше приклади, виходячи з можливості використання 90 % оголошеної виробником максимальної ефективної потужності двигуна внутрішнього згоряння за стандартних тестових умов (кондицій) зі всмоктувальним рукавом відпові-

дною, належного поперечного перерізу довжиною, що у проекції на вертикаль не перевищує певного значення (приміром, 2000 ft). Виняток — портативні мотопомпи, у яких все налаштовано на вичерпне споживання наявної потужності двигуна. За яскравий приклад може працювати ранцева (змонтована на ранці, рамному наплічнику) помпа, рис. 13.

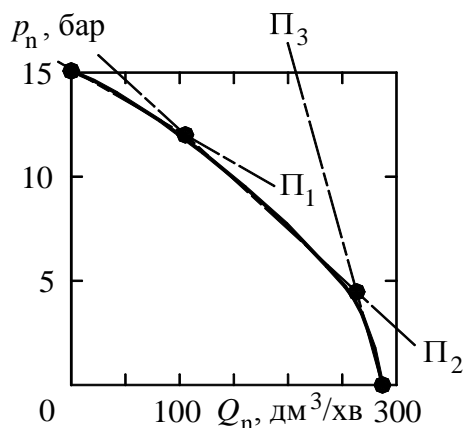
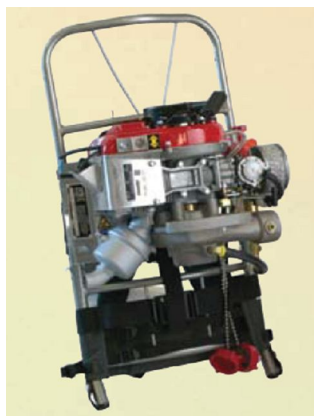


Рис. 13. Загальний вигляд (ліворуч) та характеристика (праворуч) легкої переносної механізованої водяної помпи 20FP (Fyr Pak)

Використовуватись ця помпа має там, куди пожежна машина дібратись не може (як умовно інколи кажуть, – на «дикій» землі, в «дикому» полі). Насос – відцентровий, безпосередньо (без проміжної передачі) з'єднаний з двигуном внутрішнього згоряння. Тиск рідини на виході з помпи – до 220 PSI (15,5 бар), подача – до 285 $\text{dm}^3/\text{хв}$, діаметр робочого колеса (імпелера) – $D = 4\text{''}$; діаметри гідравлічних входу й виходу чоловічого штибу – 1'' . Забір води може здійснюватись з водойми, гідранту чи естафетою від іншої помпи. Плинне середовище, якому відповідає характеристика, – вода за температури $t = 68\text{ }^\circ\text{F}$; барометричні умови – нормальні. Визначальні параметри помпи задавались, виходячи з можливості саме повного використання максимальної ефективної потужності двигуна внутрішнього згоряння за стандартних тестових умов (кондицій).

Мотопомпа як одне ціле змонтована на регульованій ранцевій (наплічній) рамі. Корпус помпи – з високоміцного корозійно стійкого алюмінієвого сплаву. Двигун U.S. Motor Power – одноциліндровий двотактний бензиновий з примусовим повітряним охолодженням, потужність – 8 к. с. за частоти обертання вала 7000 хв^{-1} . Пускове заливання помпи – вручну керованою поршневою пусковою помпою, робочі елементи якої виготовлено з міді. Габарити L (Length – довжина)?W (Width – ширина)?H (Height – висота) – $32\text{''}\times 16,5\text{''}\times 13\text{''}$ ($813\text{?}420\text{?}330\text{ мм}^3$). Маса – 34 lbs (34 фунти; згадаймо, 1 фунт маси – $1\text{ lb} = 0,453592\text{ кг}$).

Очевидно, що радше задля зменшення габаритів і маси мотопомпи застосовано саме двотактний двигун (який поступається за рівнем паливної оощадності чотиритактному), саме бензиновий, саме з повітряним охолодженням і саме високошвидкісний, а множини бажаних режимів роботи мотопомпи звужено до найпродуктивніших (в певному сенсі – зовнішніх), що відображено однією лінією на характеристиці помпи, див. рис. 13.

Бажання цілком завантажити двигун стосується практично всіх переносних мотопомп. На споживання 90 % потужності двигуна йдуть у разі пожежних мотопомп на стаціонарній рамі (нерухомому шасі) чи на автомобільному причепі (на мобільному шасі, в трейлерному модулі). У разі монтування пожежної помпи на облавку пожежного автомобіля вважають за можливе навантажувати нею двигун на 70 % [8]. Але взагалі кажучи, процес поєднання двигуна й помпи в мотопомпу (елементів у систему) змістовно є настільки глибшим [9], що не може бути зведений до втілення примітивних (майже інтуїтивних) рекомендацій.

Формалізувати процес суміщення двигуна й помпи в єдиний агрегат можна, спираючись, зокрема, на апроксимаційний інструментарій. В нагоді можуть стати (побудовані на

засадах визнання внутрішньої подібності) «згортки» характеристик pomp, див. рис. 4, 8, 10, 12. Навіть можна дозволити собі узагальнення, подане на рис. 14 їх: залежність $\lambda_n = \lambda_n(u_n)$ – ніби пряма лінія, спрямована під деяким кутом α до осі абсцис Ou_n (загалом же її краще трактувати як параболу, що може вироджуватись у пряму); залежність $\mu_n = \mu_n(u_n)$ є ніби квадратичною (точка M – локальний максимум, якого, взагалі кажучи, може й не бути; R – точка, що відображає певний важливий режим навантаження помпи, відповідаючи, приміром, «згустку» точок R на рис. 4; Dt – дотична в точці R , кут β орієнтації якої можна було б відтворити точно в апроксимаційній залежності; точки A і B відображають стоповий і безнапірний режими роботи помпи).

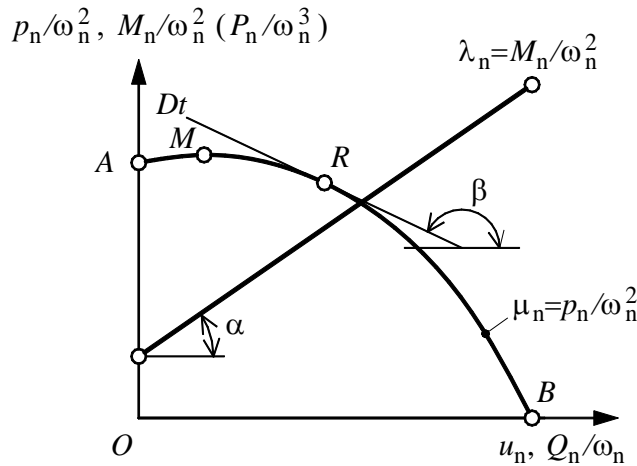


Рис. 14. Характерні точки характеристики відцентрової помпи

Отож, для апроксимації зв'язку між величинами μ_n і u_n можна вдатися до ліній другого порядку

$$\Phi(u_n, \mu_n) \stackrel{\text{def}}{=} Au_n^2 + 2Bu_n\mu_n + C\mu_n^2 + 2Du_n + 2E\mu_n + F = 0. \quad (6)$$

У разі $C \rightarrow 0$ наведена неявна залежність (6) трансформується у явну $\mu_n = \mu_n(u_n)$. Ідентифікуючи точку A , слід покласти $u_n = 0$: $C\mu_{n0}^2 + 2E\mu_{n0} + F = 0$ (μ_{n0} – значення величини μ_n на стоповому режимі). У разі $\mu_n \rightarrow 0$ йтиметься про точку B : $Au_{n0}^2 + 2Du_{n0} + F = 0$ (u_{n0} – значення величини u_n на безнапірному режимі). Вирізняючи особливо точку R , доведеться визнати чинними дві умови: $\Phi(u_{nR}, \mu_{nR}) = 0$ та

$$\left. \frac{d\mu_n}{du_n} \right|_{u_n=u_{nR}, \mu_n=\mu_{nR}} = - \frac{\frac{\partial \Phi(u_{nR}, \mu_{nR})}{\partial u_n}}{\frac{\partial \Phi(u_{nR}, \mu_{nR})}{\partial \mu_n}} = - \frac{Au_{nR} + B\mu_{nR} + D}{Bu_{nR} + C\mu_{nR} + E} = \tan \beta < 0.$$

Зважаючи на точку максимуму M , доведеться зважати й на умови $\Phi(u_{nM}, \mu_{nM}) = 0$ та

$$\left. \frac{d\mu_n}{du_n} \right|_{u_n=u_{nM}, \mu_n=\mu_{nM}} = - \frac{\frac{\partial \Phi(u_{nM}, \mu_{nM})}{\partial u_n}}{\frac{\partial \Phi(u_{nM}, \mu_{nM})}{\partial \mu_n}} = 0 \Rightarrow Au_{nM} + B\mu_{nM} + D = 0, Bu_{nM} + C\mu_{nM} + E \neq 0.$$

А загалом слід брати до уваги те, що вираз (6) має лише шість ступенів вільності (шість коефіцієнтів), якими слід дорожити, задовольняючи лише найважливіші умови. Зокрема, виділені на рис. 14 точки (якщо M існує і не збігається з A чи R) дають можливість ідентифікувати вираз (6) однозначно.

Той самий аналітичний вираз (6) можна використати й для апроксимації залежності $\lambda_n = \lambda_n(u_n)$, пам'ятаючи про рис. 6 і 10 (див. графіки $P_n/\omega_n^3 - Q_n/\omega_n$, припущення-гіпотеза про лінійність яких є або неприйнятною, або непереконливою). Щоправда, у разі вентиляторів (див. рис. б), компресорів, осьових pomp степінь (порядок) апроксимаційного виразу має бути ще вищим.

Звернімо увагу й на те, що характеристика $\lambda_{tr} = \lambda_{tr}(u_{tr})$ (див. рис. 2) навантажувальних властивостей гідродинамічного трансформатора засвідчує його так звану пряму прозорість праворуч від точки L (де $d\lambda_{tr}/du_{tr} < 0$), і зворотну прозорість ліворуч від цієї точки (де $d\lambda_{tr}/du_{tr} > 0$). Якщо керуватись аналогією, то характеристики, що наведені на рис. 10, 12, відображають суто зворотну прозорість гідродинамічних pomp. Натомість навантажувальна характеристика вентилятора, наведена на рис. 6, засвідчує, що приблизно ліворуч від позначки R вентилятор наділений прямою прозорістю, а от у разі більших значень Q_n/ω_n – зворотну прозорість (цілком на протियाгу гідродинамічному трансформатору).

Звісно, дещо інший підхід має бути реалізований, коли мова йтиме про апроксимацію регуляторних, обмежувальних характеристик, таких як, приміром, характеристики ABC , ABD допустимих потенцій помпи, що зображені на рис. 9, чи характеристика ЗР на рис. 11. Характеристику помпи, зображену на рис. 13, взагалі можна апроксимувати ділянками трьох прямих Π_1 , Π_2 , Π_3 , якщо тільки провокована цим її негладкість не стане на заваді у використанні особливих методів аналізу-синтезу (у разі застосування, приміром, диференціального чи варіаційного числення).

Висновок. Певна річ, автомобільність є твердим підґрунтям для створення методології оптимізації агрегатного суміщення динамічної помпи й двигуна внутрішнього згорання. Навіть якщо деякі спостережувані в характеристиках відхилення від внутрішньої подібності насторожують, то все ж доречніше вдаватись до вмотивованої і обґрунтованої регуляризації таких характеристик, аніж вишукувати інші способи формалізованої ідентифікації властивостей pomp, які навряд чи забезпечать вищу точність корисної інформації, що визріває у процесі дослідження реальних, потенційних, оптимальних властивостей системи «двигун – помпа». Виявляється, так звані згорнені характеристики pomp можна відносно просто апроксимувати поліномами другого та вищого порядків у неявній чи явній формі.

Список літератури:

1. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля.– Львов: Світ, 1992.– 208 с.
2. Гащук П. Энергопреобразующие системы автомобиля: Идентификация и анализ. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998.— 272 с.
3. Гащук П.Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля.– Львов: Вища школа, 1987.– 168 с.
4. Путята В.Й., Сідляр М.М. Гідроаеромеханіка. – Київ: Вид-во Київського університету. – 480 с.
5. Константинов Ю.М., Гіжа О. О. Технічна механіка рідини і газу. – Київ: Вища школа, 2002. – 278 с.
6. Мандрус В.І., Лещій Н. П., Звягін В. М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. – Львів: Світ, 1995. – 264 с.
7. Мандрус В.І., Юзьків Т. Б., Назарчук С. П., Ковалишин В. В. Насоси, вентилятори, компресори в пожежній техніці. – Львів: Сполом, 2007. – 348 с.
8. Пожарная техника / Под ред. М. Д. Безбородько. – М.: Академия ГПС МЧС России, 2004. – 550 с.
9. Гащук П.М., Сичевський М. І. Пріоритети режимів роботи двигуна та насосної системи пожежного автомобіля // Пожежна техніка: збірник наукових праць. – 2012. – № 20. – С. 155–163.

П.М. Гащук, М.И. Сычевский

ОТРАЖЕНИЕ РЕЖИМНОЙ АВТОМОДЕЛЬНОСТИ В ХАРАКТЕРИСТИКАХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПОЖАРНОЙ ТЕХНИКЕ

Изучаются основания для привлечения критериев автомодельности к идентификации, моделированию и анализу особенностей протекания характеристик динамических нагнетателей, применяемых в пожарной технике. С целью выявления общих проявлений автомодельности исследуются конкретные характеристики водяного насоса и вентилятора системы охлаждения поршневого теплового двигателя, насоса промышленного использования и пожарного насоса. Приводятся примеры «свертывания» ряда универсальных характеристик центробежных насосов с использованием критериев внутреннего подобия. Рассматриваются простейшие алгоритмы аппроксимации характеристик насосов.

Ключевые слова: динамический нагнетатель, система «двигатель – насос», автомодельность, характеристика насоса, аналитическая идентификация характеристики

P.M. Hashchuk, M.I. Sychevskyi

SECURE SELF-SIMILARITY MANIFESTATION IN DYNAMICAL SUPERCHARGER CHARACTERISTICS USED IN THE FIRE-ENGINEERING

Basis for involvement of self-similarity criteria to the identification, modeling and features analysis of development of dynamical superchargers characteristics used in fire engineering are studied. In order to identify common self-similarity manifestations the specific characteristics of the water pump and radiator fan of reciprocating heat engine, industrial pump and fire pump are analyzed. The examples of «coiling» of some universal characteristics of centrifugal pumps using internal similarity criteria are outlined. The simplest approximation algorithms of pump characteristics are defined.

Keywords: dynamic supercharger, system «engine – pump», self-similarity, pump characteristic, analytical identification characteristics.

