

## ПРІОРИТЕТИ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДВИГУНА ТА НАСОСНОЇ СИСТЕМИ ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Йдеться про енергоперетворювальні властивості двигуна внутрішнього згорання й пожежного насоса, якими обладнаний пожежний автомобіль, про критерії оцінювання енергетичної ефективності режимів роботи кожного з них, про принципи раціонального суміщення двигунів і насосів, засновані на пріоритетному впорядкуванні режимів їх роботи. Описується алгоритм ранжирування режимів за рівнем їх енергетичної ефективності. Наголошується на тому, що коефіцієнт корисної дії сам по собі не може правити за критерій пріоритетного впорядкування (ранжирування) режимів і двигуна, і насоса. Виклад супроводжується прикладами аналізу реальних характеристик двигуна і насосів.

**Ключові слова:** система «двигун — насос», енергетична ефективність режиму, пріоритет режиму, ранжирування режимів, суміщення режимів (об'єктів, характеристик)

**Вступ.** Енергетична ефективність — основний аргумент кожного об'єктивного тлумачення (сприйняття) досконалості технічної системи будь-якого призначення. Зокрема, енергетичною ефективністю керуються [1] при аргументуванні доцільності застосування відносно складної трансмісії VDC (Variable Double Clutch) на сільськогосподарських машинах і комунальній техніці, вантажно-розвантажувальних машинах і спецтехніці, незважаючи на особливу вагомість вимог стосовно якості тяги, точності позиціонування, функцій реверсування, транспортної швидкохідності та, звісно, прийнятності щодо складності й задовільної вартості. Проблема енергетичної досконалості, звісно ж, не може не стосуватись пожежної техніки. Непересічною в цьому сенсі є проблема раціонального (оптимального) суміщення режимів роботи двигуна внутрішнього згорання та насосної системи пожежного автомобіля.

Можна казати «суміщення режимів роботи...», «суміщення характеристик...» чи просто «суміщення об'єктів — двигуна й помпи, приміром», і в багатьох ситуаціях це вдасться зрозуміти однозначно. В ширшому контексті суміщення двигуна й помпи — це ще й суміщення двигуна з мережею (пожежною рукавною системою), бо помпа, так чи інакше, добирається відповідно до параметрів, характеристик та загалом властивостей мережі.

Одна з найскладніших граней проблеми суміщення — розуміння й трактування пріоритетів режимів.

**Традиційна система поглядів і традиційна концепція суміщення режимів.** При підборі параметрів насоса принциповим є те, що обов'язково доводиться зважати ще й на характеристику мережі (пожежної рукавної системи). Тому характеристики насоса й мережі мають бути подані в однакових термінах.

Гідравлічну характеристику насоса становлять, зокрема, залежності (рис. 1а)  $H = H(Q)$  (напірна характеристика),  $N = N(Q)$ ,  $\eta = \eta(Q)$  ( $H$  — напір,  $Q$  — подача,  $N$  — споживана помпою потужність,  $\eta$  — загальний ККД помпи). На характеристиці можна перш за все вирізнити: марний режим, при реалізації якого помпа створює досить великий напір  $H = H_0$ , але за відсутності подачі ( $Q = 0$ ), і при цьому  $N \neq 0$ ,  $\eta = 0$ ; режим максимальної подачі ( $H = H_m$ ,  $Q = Q_H$ ), якому властиві відносно малі потужність  $N = N_H$  і ККД  $\eta = \eta_H$ ; режим нульового напору і максимальної подачі ( $H = 0$ ,  $Q = Q_m$ ), при реалізації якого потужність велика, а корисний ефект нульовий ( $\eta = 0$ ); режим  $R$  максимальної енергетичної ефективності ( $H = H_\eta$ ,  $Q = Q_\eta$ ), коли ККД помпи є найбільшим ( $\eta = \eta_m$ ) і при цьому реалізовувана потужність є відносно великою ( $N = N_\eta$ ).

З огляду на потенційну корисність саме режим  $R$  максимальної енергетичної ефективності завжди привертає найбільшу увагу. Цей режим мав би бути робочим в гідравлічній устатці (режим умовно називатимемо також точкою). Щоправда, часто доводиться вирізняти цілу робочу зону, а не окрему робочу точку. Приміром, якщо погодитися на жертву в десять відсотків коефіцієнта корисної дії, то робочою можна буде вважати множину  $R'R''$  режимів (відрізок  $R'R''$  напірної характеристики, див. рис. 1а), де чинна умова  $0,9\eta_m \leq \eta \leq \eta_m$ .

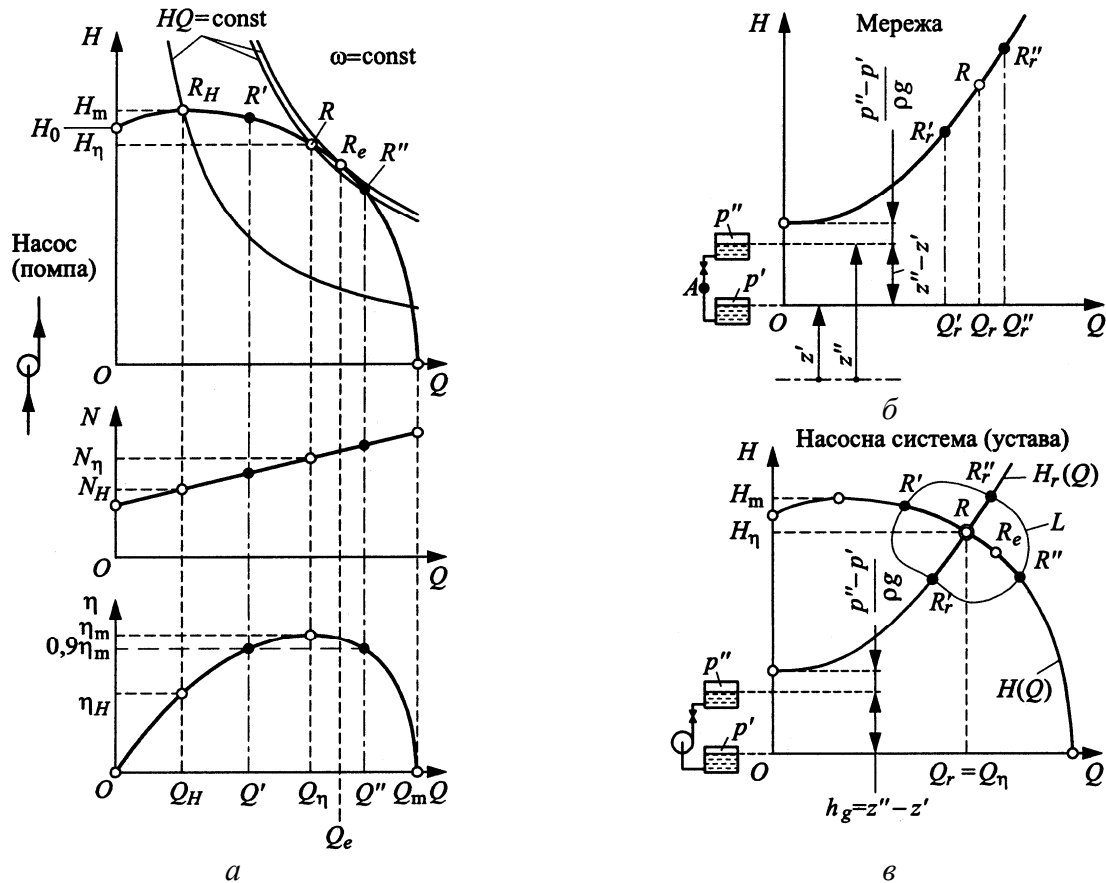


Рис. 1. Характеристика помпи і суміщення її з характеристикою мережі

Якщо бажана в мережі витрата  $Q = Q_r$  збігається з ефективною подачею  $Q = Q_\eta$  помпи, то дуже вигідно було б, якби енергетично ефективний режим  $R$  роботи помпи потрапив безпосередньо на характеристику  $H = H_r(Q)$  мережі, рис. 1б (для уяочнення мережу відображено як систему нижнього та верхнього резервуарів, де рідина перебуває відповідно на рівнях  $z'$  та  $z''$  під тисками  $p'$  та  $p''$ , а також гідролінії, в точці  $A$  якої доцільно під'єднати насос). В такому разі точка  $R$  була б точкою перетину (спільною точкою) характеристик насоса  $H = H(Q)$  і мережі  $H = H_r(Q)$ , рис. 1в. І саме в такому разі  $R$  був режимом сумісної роботи помпи і мережі. Отож можна казати, що добір помпи до заданої мережі, тобто синтез насосної системи (установи), є процесом суміщення режимів (чи характеристик) помпи й мережі.

Але в мережі також може існувати в якомусь сенсі прийнятне відхилення споживання (витрати) рідини. Якщо допустимою є витрата з деякого діапазону  $Q'_r \leq Q_r \leq Q''_r$ , то природно говорити про раціональне суміщення не якихось окремих режимів, а цілої множини  $R'_r R''_r$  режимів роботи мережі з цілою множиною  $R'R''$  режимів роботи помпи, див. рис. 1в. Таким робом можна було б оправдати використання кожного режиму сумісної роботи з відносно широкою множиною, охопленою лінією  $L$ .

Насправді ж будь-що треба звужувати множину прийнятних, раціональних режимів сумісної роботи. А те, що до цього досі не прагнуть наполегливо є суттєвою прогалиною в теорії синтезу систем пожежогасіння.

Але чи сутнісно однозначним взагалі є тлумачення енергетичної ефективності режиму в цьому разі?..

На рис. 1а поряд з характеристикою  $H = H(Q)$  подано три криві  $H(Q)Q = \text{const}$ : на одній з них лежить точка  $R_H$ , що відображає режим максимального напору; друга, відповідна більшому значенню величини  $HQ$ , проходить через режим  $R$ , визнаний енергетично ефективним; третя відповідає найбільшому можливому значенню  $HQ$  і виділяє режим  $R_e$ . Легко збагнути, що режим  $R_e$  в сенсі енергетичної ефективності також є привабливим. Ба більше, нема жодних формальних підстав зневажити його перед режимом  $R$ , який традиційно вважають пріоритетним.

До питання раціонального суміщення режимів роботи двигунів та насосів пожежних автомобілів звертались у своїх працях М.Д. Безбородько, А.Ф. Іванов, А.С. Мечев, О.М. Курбатський, Н.Б. Кащеев... Загалом склалась думка, що «погодження режимів експлуатації» двигунів та споживачів енергії відносно малої потужності на пожежних машинах доречно здійснювати суто за швидкісними параметрами (див., приміром, [2]).

Це, звісно, перш за все стосується споживачів енергії, яким властиві однозначно визначені швидкісні режими функціонування. А от пожежних водяних насосів, які вимушено можуть працювати за цілком різних поєднань напорів та подач вогнегасної рідини, це ніби не має стосуватись. Проте є сенс наголосити, що методологія суміщення окремих режимів повинна б впливати з методології суміщення множин режимів як окремий випадок. Отож принцип суміщення режимів суто за швидкісними параметрами мав би природно впливати з методології множинного суміщення режимів.

Зазвичай у разі незмінюваного режиму роботи двигуна (у разі застосування його для приводу, скажімо, суто насоса, генератора, компресора) рекомендують керуватись тим, що споживана потужність не повинна перевищувати 75 % максимальної потужності двигуна, а робоча частота обертання колінчастого вала двигуна не повинна перевищувати 80 % від номінальної. При цьому запас потужності в робочому режимі повинен бути завжди не меншим як 8 % [3]. Саме на таку логіку спираються при синтезі системи «двигун внутрішнього згоряння — відцентровий насос» пожежного автомобіля (відцентрові насоси найрозповсюдженіші в пожежній техніці, оскільки мають відносно невелику масу та габарити, забезпечують рівномірну подачу рідини, здатні до самоналаштування напору при зміні подачі рідини тощо). Але такого штибу рекомендації є здебільшого декларативними, хоча й посиляються на досвід.

**Пріоритети режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння.** Упорядковує можливі режими роботи двигуна внутрішнього згоряння за рівнем їх енергетичної ефективності, приміром, характеристика, наведена на рис. 2:  $g_e = Q_t / N_e$  — питома витрата пального,  $Q_t$  — часова витрата (швидкість витрачання) пального,  $N_e$  — потужність двигуна,  $M_e$  — обертальний момент,  $n_e$  — частота обертання вала двигуна. Величина  $g_e$  обернено пропорційна коефіцієнту корисної дії  $\eta_e$  двигуна. Отож характеристика двигуна відображена в тих самих термінах, що й характеристика насоса: величини  $M_e$ ,  $n_e$ ,  $N_e$ ,  $1/g_e$  — це аналоги величин  $H$ ,  $Q$ ,  $HQ$ ,  $\eta$ . Здавалося б, саме величина  $g_e$  безпосередньо визначає пріоритети режимів.

У разі деякого наперед заданого значення частоти  $n_e = n_{e0}$  можна віднайти два режими  $R'_{e0}$  і  $R''_{e0}$  з однаковим ККД, рис. 3. Але одному з них — режиму  $R''_{e0}$  — відповідатиме більший обертальний момент  $M_e$ . Цей режим розташований над лінією *kok* (описуваною рівнянням  $Q_t(M_e, \omega_e) - M_e \partial Q_t(M_e, \omega_e) / \partial M_e = 0$ ,  $\omega_e$  — кутова швидкість обертання колін-

частого вала), що проходить через точку  $R_{e0}^n$ , відповідну режимові мінімальної питомої витрати пального при фіксованому  $n_e = n_{e0}$  (такою ж особливою є, приміром, і точка  $R_{e1}^n$ , що відповідає частоті  $n_e = n_{e1}$ ). Отож лінія  $kok$  відповідає мінімальним значенням  $g_e$  на множині різних значень  $n_e$ , і на цій множині значень  $n_e$  перевагу (більший пріоритет) мають режими, розташовані над лінією  $kok$ .

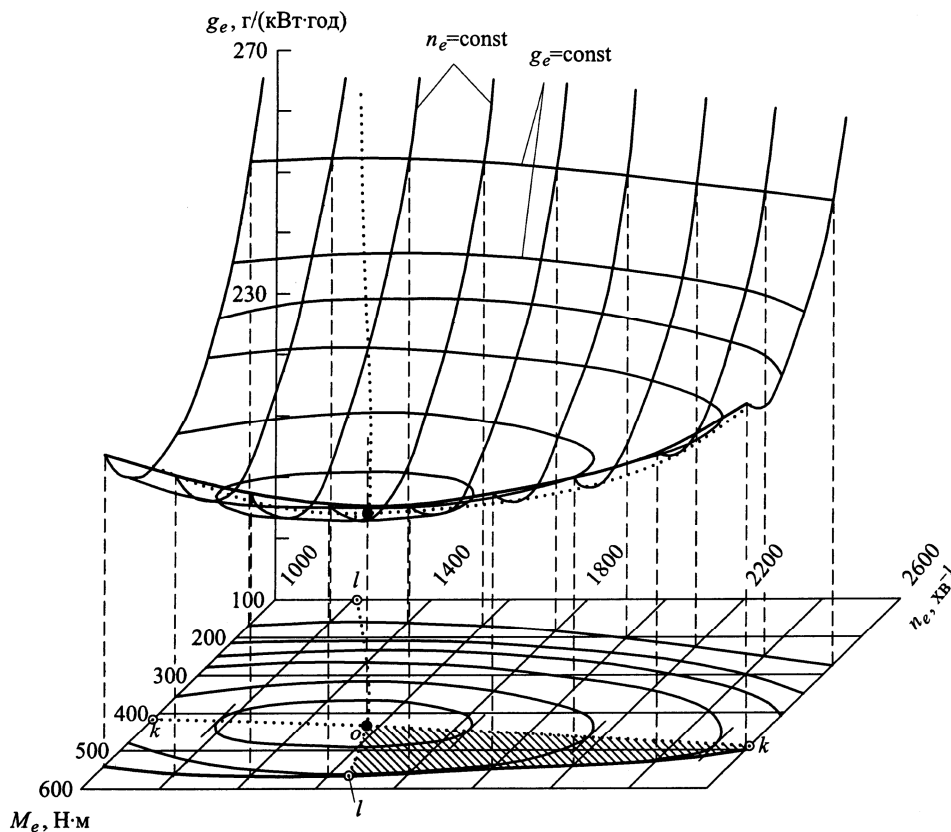


Рис. 2. Типова характеристика двигуна внутрішнього згорання

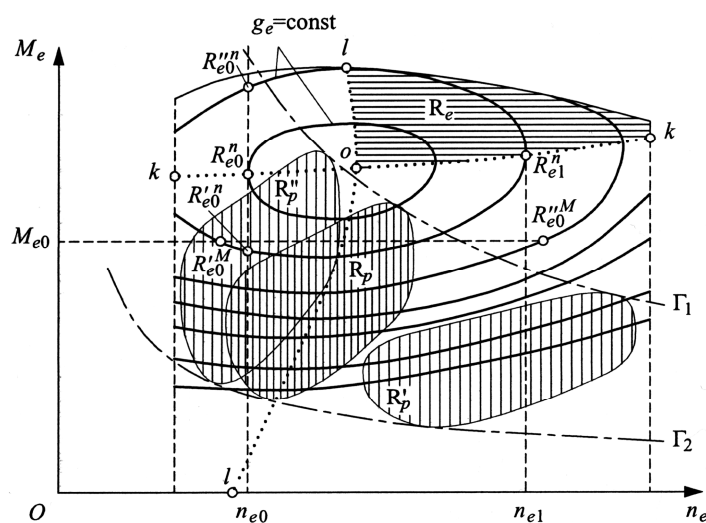


Рис. 3. Пріоритети режимів роботи двигуна внутрішнього згорання

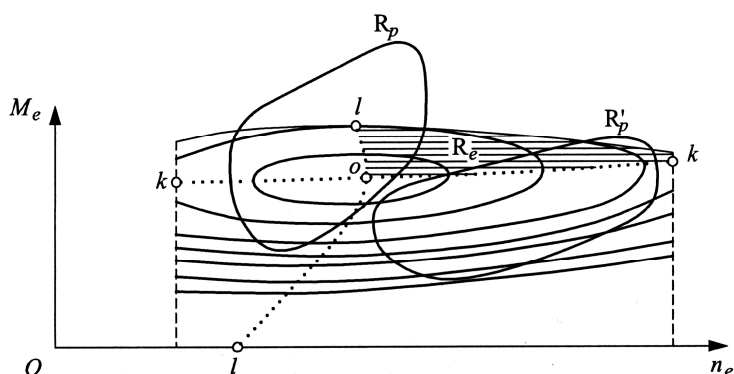
З двох режимів  $R'_{e0}$  і  $R''_{e0}$  при заданих  $M_e = M_{e0}$  і  $\eta$  кращим доведеться визнати режим  $R''_{e0}$ , якому відповідає більша частота  $n_e$ , а отже й більша потужність  $N_e$  двигуна. І взагалі, всі режими (разом з  $R''_{e0}$ ), що розташовані праворуч від лінії  $lol$  (описуваної рівнянням  $Q_t(M_e, \omega_e) - \omega_e \partial Q_t(M_e, \omega_e) / \partial \omega_e = 0$ ), точки якої відповідають мінімальним значенням  $g_e$  на множині різних значень  $M_e$ , мають перевагу (більший пріоритет) перед тими, що розташовані ліворуч від  $lol$ .

Виглядає так, що режими із множини  $R_e$  двічі були визнані пріоритетними (вони розташовані одночасно і вище від  $kok$ , і праворуч від  $lol$ , див. також рис. 2). Тому природно вважати режими з множини  $R_e$  цілковито, беззастережно пріоритетними. На користь цього можна висунути ще такий аргумент: в робочому просторі заданого об'єму доречно ефективно перетворювати в механічну роботу якнайбільшу кількість хімічної енергії; якщо в робочому об'ємі є можливість ефективно спалювати велику кількість пального, то недоречно від цього відмовлятися.

**Про сумісність режимів роботи двигуна й насоса.** Тепловий двигун, на якого покладено, перш за все, функції джерела енергії для надання пожежному автомобілю належної мобільності, звісно, навряд чи зможе правити за ефективне джерело енергії в приводі облавкової (бортової) системи пожежогасіння. Якщо прийнятну множину режимів роботи помпи звести до двигуна (заштрихована область  $R_p$  на рис. 3), то цілковита незбіжність множин  $R_p$  і  $R_e$  якраз і засвідчує цей факт.

Змінюючи передатне відношення  $u = n/n_e$  ( $n$  — частота обертання вала помпи) редуктора, режими сумісної роботи двигуна й насоса можна змістити чи в бік більших значень частоти  $n_e$  але менших значень обертового моменту  $M_e$  (область  $R'_p$  на рис. 3), чи в бік менших значень  $n_e$  але більших значень  $M_e$  (область  $R''_p$  на рис. 3). У разі незмінного ККД редуктора сумісні режими при зміні передатного відношення пересуватимуться між гіперболами  $\Gamma_1$  та  $\Gamma_2$  — кривими штибу  $M_e n_e = \text{const}$ . А те, що «гіперболічна смуга» очевидно оминає область  $R_e$  наводить на думку про необхідність застосування радикальніших за редуктор засобів підвищення енергетичної ефективності системи «двигун — насос» пожежної машини.

Приміром, пожежний автомобіль можна обладнати двома ідентичними двигунами вдвічі меншої потужності, що працюватимуть на одну трансмісію у разі пересування машини, але один з них відмикатиметься у разі залучення до роботи пожежного насоса на облавку внерухомленої машини. Нову ситуацію із суміщенням режимів відобразатиме рис. 4: майже вся множина  $R'_p$  (див. також рис. 3) потрапляє в область праворуч від лінії  $lol$ , а значна частина множини  $R''_p$  — в область вище від лінії  $kok$ .



**Рис. 4.** Сумісні режими роботи двигуна й помпи у разі відмикання частини робочого об'єму двигуна

Зважмо, автомобілебудівна (двигунобудівна) промисловість здатна серійно продукувати цілком надійні двигуни чи із системою відмикання циліндрів, чи із системою програмованого пропускання робочих циклів. Такі двигуни надають особливій енергоощадності будь-якому транспортному засобу [4], а на пожежному автомобілі ще й сприятимуть підвищенню ефективності роботи системи «двигун — насос».

**Пріоритети режимів роботи насоса.** Упорядкованість режимів роботи, приміром, осьового насоса ілюструє характеристика, наведена на рис. 5. За критерії упорядкування (критерії розрізняння-розпізнавання) режимів правлять частота  $n$  обертання вала помпи, потужність  $N$  привода, подача  $Q$  рідини, створюваний насосом напір  $H$ , коефіцієнт корисної дії (ККД)  $\eta$ . Але жоден з цих вимірників не може безпосередньо правити за критерій пріоритетного ранжирування режимів чи просто вимірник рівня ефективності.

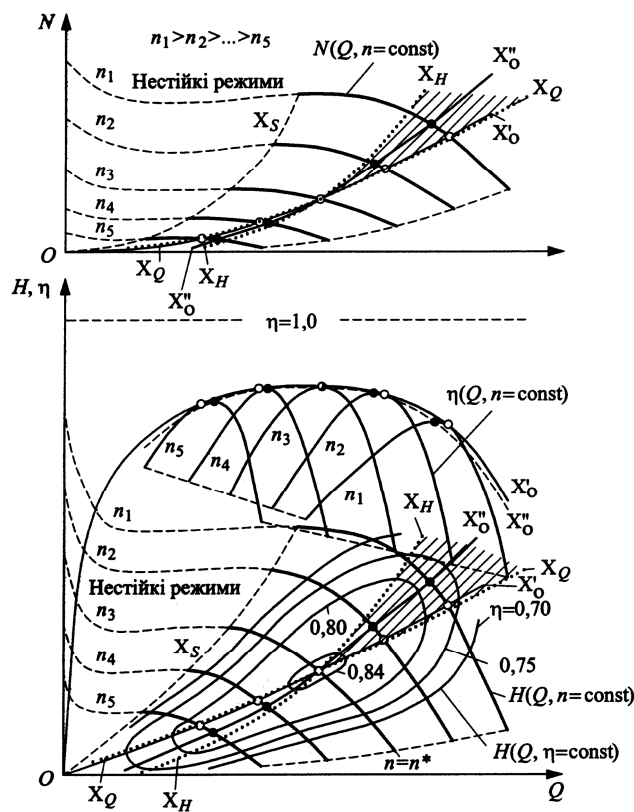


Рис. 5. Приклад характеристики осьового насоса

Звісно, відразу (не вдаючись до жодних вимірників) можна покласти, що всі нестійкі режими (частини характеристики, зображені штриховими лініями і відмежовувані лініями  $X_S$ ) мають беззастережно нульовий пріоритет. Натомість, для кожної сталої частоти  $n$  можна легко віднайти точку максимального значення ККД (затемнена точка на кривій  $\eta = \eta(Q, n = \text{const})$ ). І здавалося б, пріоритетні режими віднайдено — вони відображаються належними лінії  $X''_0$  точками екстремумів величини  $\eta$ . Але можна провести ще й лінію  $X'_0$ , що огинатиме ті самі криві  $\eta = \eta(Q, n = \text{const})$  (дотикаючись до них у світлих точках). Вона виявиться розташованою над лінією  $X''_0$ . Отож всі належні лініям  $X'_0$  точки відображають ще кращі в сенсі енергоефективності режими роботи помпи.

Звернімося тепер до системи графіків  $H = H(Q, \eta = \text{const})$ . За допомогою них із множини режимів, відповідної якомусь заданому значенню напору  $H$  (з множини режимів

$H = \text{const}$ ), можна вирізнити певний один, якому відповідатиме максимальне значення величини  $\eta$ . А разом всі такі режими формуватимуть множину  $X_H$  найефективніших на множині різних значень  $H$ . Таким самим чином можна вирізнити й множину  $X_Q$  режимів, найефективніших на множині різних значень  $Q$ . Очевидно, що  $X_H$  не збігається з  $X_Q$ .

Що більше, якщо керуватись бажанням з заданого робочого простору (об'єму) насоса отримувати більший напір у поєднанні з більшою подачею, то доведеться визнати пріоритетними (перед всіма іншими) режими із штрихованої області, розташованої між лініями  $X_Q$  і  $X_H$ . А зазвичай, навпаки, саме від цієї множини режимів відмовляються, обмежуючи швидкість обертання вала помпи значенням  $n = n^*$ , відповідним найбільшому значенню ККД ( $\eta = \eta_m$ ). Пріоритет насправді не помічають, не визнають, ігнорують.

Цілком подібною є ситуація, коли йдеться про відцентровий насос, рис. 6. Тут стійкі і нестійкі режими розмежовані лінією  $X_S$ , що проходить через максимуми графіків  $H = H(Q, n = \text{const})$  (як і, до речі, на попередньому рис. 5). Насправді ж, аби точно вирізнити нестійкі режими, треба ще брати уваги характеристику мережі, рукавної системи.

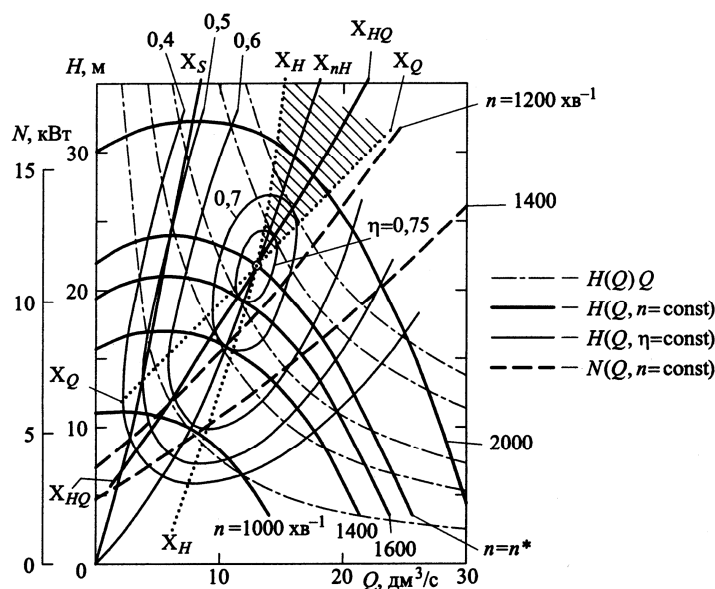


Рис. 6. Приклад характеристики відцентрового насосу

На кожній кривій  $H = H(Q, n = \text{const})$  можна знайти точку мінімального значення ККД (точку взаємного дотикання відповідних графіків  $H = H(Q, n = \text{const})$ ,  $H = H(Q, \eta = \text{const})$ ). Разом такі точки формують графік-характеристику  $X_{nH}$  режимів, яким відповідають мінімальні значення ККД  $\eta$  на множині різних фіксованих значень частоти  $n$  обертання лопатей насоса. Можна також казати, що на лінії  $X_{nH}$  розташовуються точки, в яких криві  $F(H, Q, n = \text{const}) = 0$  і  $F(H, Q, \eta = \text{const}) = 0$  мають спільні дотичні.

Але окрім розглянутих раніше множин пріоритетних режимів роботи помпи, можна виділити ще одну важливу множину  $X_{HQ}$ . Вона об'єднує в собі такі режими, при реалізації яких кожна задана кількість енергії  $N_h = \rho g H Q$  надається рідині за одиницю часу з максимальним ККД. На рис. 6 характеристика  $X_{HQ}$  — це сукупність точок взаємного дотикання відповідних графіків  $HQ = N_h / (\rho g) = \text{const}$  та  $F(H, Q, \eta = \text{const}) = 0$ .

**Висновки.** Традиційна методологія суміщення в єдину систему теплового двигуна та пожежного насоса є сутнісно примітивною і такою, що ніяк не вмотивовує домагання якнайвищої енергетичної ефективності (паливної економічності) та супутнього високого рівня екологічності пожежного автомобіля. Натомість, стрімкий розвиток техніки (зокрема, й автомобільної) вже сьогодні дає змогу віднайти технічні засоби суттєвого підвищення енергетичної (і не тільки) ефективності як процесу пересування пожежної машини, так і процесу надсилання вогнегасної рідини в зону пожежі. Але успіх від втілення цих засобів цілковито зумовлений тим, наскільки адекватно сприймають пріоритети режимів роботи двигуна й насоса.

Виявляється, зокрема, що з міркувань забезпечення саме енергетичної ефективності режиму роботи насоса з максимальним ККД доречно протиставити режим реалізації максимальної можливої гідравлічної потужності, коли максимального значення набуває величина  $HQ$  (добуток значень напору та подачі). Впровадження редуктора в систему «двигун — насос» — вагомий засіб раціоналізації суміщення режимів роботи двигуна й помпи, але особливо ефективним воно стає у поєднанні з одночасним регулюванням робочого об'єму двигуна (шляхом відмикання одного з пари застосовуваних замість одного з двигунів, відмикання окремих циліндрів, пропускання робочих циклів в циліндрах).

Доречно зазначити, що вибудовувати пріоритети режимів можна осібно щодо двигуна й насоса. Але це не означає, що суміщення пріоритетних режимів гарантує найвищу ефективність системі «двигун — насос» загалом. Наскільки «системна» (розпізнавана через властивості системи) і «об'єктна» (властива конкретному об'єкту) пріоритетності не збігаються потребує окремого дослідження.

#### Список літератури:

1. Айтцетмюллер Х. Функциональные свойства и экономичность тракторной и специальной техники с трансмиссиями VDC / Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 1 (6). — С. 20–24.
2. Пожарная техника : Учебник / [М. Д. Безбородько, М.В. Алешков, В.В. Роечко и др.]. — М. : Академия ГПС МЧС России, 2004. — 550 с.
3. Машины и аппараты пожаротушения : Учебник / [Алексеев П.П., Бубырь Н.Ф., Кашеев Н.Б. и др.]. — М.: ВШ МВД СССР, 1972. — 528 с.
4. Гащук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля / Гащук П.Н. — Львов: Свит, 1992. — 208 с.

*П.М. Гащук, М.И. Сычевский*

### ПРИОРИТЕТЫ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И НАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПОЖАРНОГО АВТОМОБИЛЯ

Речь идет об энергопреобразующих свойствах двигателя внутреннего сгорания и пожарного насоса, которыми оборудован пожарный автомобиль, о критериях оценивания энергетической эффективности режимов работы каждого из них, о принципах рационального совмещения двигателей и насосов, основанных на приоритетном упорядочивании режимов их работы. Описывается алгоритм ранжирования режимов за уровнем их энергетической эффективности. Делается акцент на том, что коэффициент полезного действия сам по себе не может служить критерием приоритетного упорядочивания (ранжирования) режимов и двигателя, и насоса. Изложение сопровождается примерами анализа реальных характеристик двигателя и насосов.

**Ключевые слова:** система «двигатель — насос», энергетическая эффективность режима, приоритет режима, ранжирование режимов, совмещение режимов (объектов, характеристик)



**PRIORITIES OF OPERATION MODES OF FIRE ENGINE MOTOR  
AND PUMP SYSTEMS**

The article deals with: energy conversion properties of the internal combustion engine and fire pump, which are part of fire engine equipment; criteria of the estimation of energy efficiency of operation modes of each of them; the principles of rational combining of motors and pumps based on priority ordering of their work modes. Describes the ranking algorithm modes of their level of energy efficiency. Emphasis is placed on the fact that the coefficient of efficiency in itself cannot serve as a criterion for priority ordering (ranking) of the regimes both of the motor and the pump. Presentation is accompanied with examples of the analysis of the real characteristics of the motor and the pumps.

**Key words:** the "engine – pump" system, energy efficiency mode, priority mode, the ranking mode, the combination of modes (objects, attributes)

