

ПРИНЦИПИ ІДЕНТИФІКАЦІЇ РЕГУЛЯТОРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

О Гащук П. М., 2016

Йдеться про пріоритети режимів роботи й т. зв. регуляторну характеристику двигуна внутрішнього згоряння, яка відображає режимні пріоритети. Піддаються аналізу класичні приклади різного тлумачення пріоритетів режимів на основі питомої витрати пального. Їм протиставлені нові підходи до упорядкування режимів роботи двигуна. Запропоновано змістовніші алгоритми ідентифікації регуляторної характеристики двигуна внутрішнього згоряння.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, пріоритети режимів, регуляторна характеристика.

It is a question of operating regime priorities and so-called regulative characteristic of an internal combustion engine, called to display regime priorities. Classical examples of different interpretation of regime priorities on the specific fuel consumption basis are giving into the analysis. To them new approaches to regime streamlining is opposed. More substantial algorithms of identification internal combustion engine regulative characteristics are offered.

Key words: internal combustion engine, regime priorities, regulative characteristic.

Постановка проблеми. Метою дослідження є обґрунтування алгоритму ідентифікації регуляторної характеристики двигуна внутрішнього згоряння. Ця характеристика насамперед вирізняє серед множини можливих режимів роботи двигуна внутрішнього згоряння (автомобільного, скажімо) в якомусь сенсі найкращі, найефективніші [1–3]. Передусім керуються питомою витратою пального, яку позначатимемо як $g_e = Q_t / P_e$ (Q_t – швидкість витрачання пального; P_e – потужність, втілювана двигуном). Проте немає підстав категорично ігнорувати й інші показники-вимірники ефективності режимів роботи двигуна. Корисним вимірником є, наприклад, т. зв. частотна витрата пального $g_{en} = Q_t / n_e$ (n_e – частота обертання вала двигуна) [4]. Інколи вважають, що у разі втілюваних двигуном значень потужності, що не перевищують 75...85 % від максимального досяжного значення, можна вважати чинним наближене емпіричне співвідношення $g_{en} = g_{en0} + n M_e$ (g_{en0} – частотна витрата пального на режимі неробочого ходу; n – стала; M_e – обертальний момент двигуна). Але виявляється, що навіть, якщо керуватись конкретно питомою витратою пального, досягти однозначності в оцінці пріоритетів режимів не вдасться.

Множина можливих режимів. Виділімо у координатах $n_e O M_e$ насамперед т. зв. зовнішні режими (рис. 1). Зовнішні режими завжди існують самі по собі. Це, зокрема, ті режими, від яких “відмовляються” лімітуючим надсиленням пального та технічними обмеженнями у процесі форсування двигуна (надсиленням-наддувом, наприклад), що не використовує ресурс. Але їх в жодному разі не варто ототожнювати з граничними режимами, як це прийнято робити. Інші ж режими, які двигун здатен реалізувати, доречно називати внутрішніми, а краще власними. А от власні режими необхідно поділяти на часткові й граничні, а не на часткові і зовнішні (немає сенсу будувати дихотомії на основі різнорідних ознак: частковому потрібно протиставляти повне чи загальне, а зовнішньому – внутрішнє). Наприклад, на рис. 2 показано характеристики двигунів F 6 L

913 та BF 6 L 913 [5], що охоплюють тягові режими роботи ($p_e > 0$, $M_e > 0$; p_e – ефективний тиск). Лінія h^+ відповідає граничним тяговим режимам. Режими над характеристикою h^+ – це зовнішні тягові режими, а під нею – власні часткові тягові, де RW – вимірник димності (за шкалою Bosh). Параметри двигунів ряду FL 913 (звернімо увагу на таблицю) – цікавий матеріал для ретроспективного аналізу процесу удосконалення автомобільних двигунів внутрішнього згоряння (таблиця).

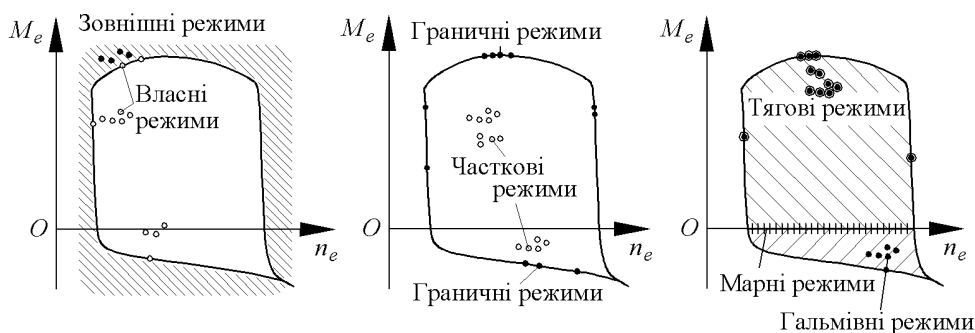


Рис. 1. Загальна класифікація режимів роботи двигуна

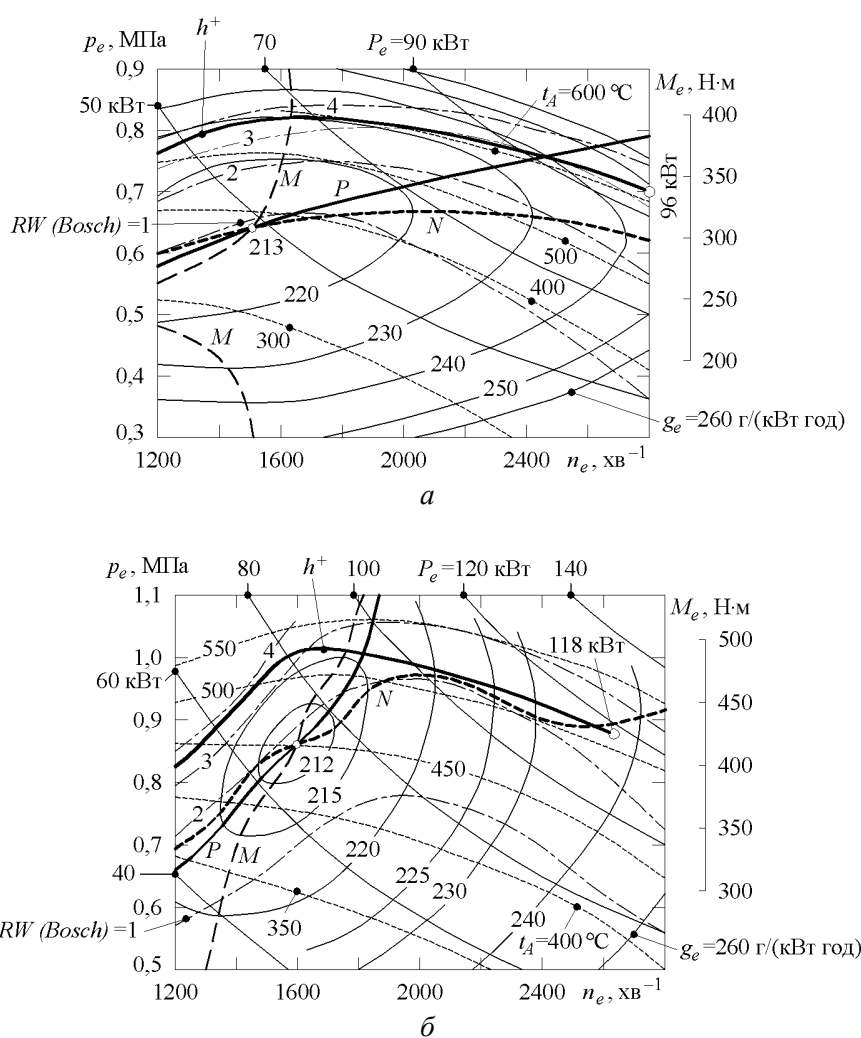


Рис. 2. Швидкісні характеристики дизельних двигунів з повітряним охолодженням ряду FL 913 [5] – всмоктувального (атмосферного) шестициліндрового F 6 L 913 (потужність – 130 к.с. (96 кВт)) (а) та компресорного (з наддувом) шестициліндрового BF 6 L 913 (160 к.с. (118 кВт)) (б)

Технічні параметри дизельних двигунів конструктивного ряду FL 913

Параметри	Одиниці вимірювання	Назва й тип двигуна		
		F 4 L 913	F 6 L 913	BF 6 L 913
		атмосферний		компресорний
Хід поршня/діаметр циліндра	мм/мм	125/102		
Стиск	–	17		15,5
Кількість циліндрів	–	4	6	6
Літраж	дм ³	4,086	6,128	6,128
Максимальна частота обертання вала	хв ⁻¹	2800	2800	2650
Середня швидкість поршня у разі $n_e = 2800 \text{ хв}^{-1}$	м/с	11,68		
Номінальна потужність щодо DIN 70020	кВт (к.с.)	64 (87)	96 (130)	118 (160)
Середній ефективний тиск за номінальної потужності	бар	6,71	6,69	8,72
Максимальний обертальний момент	Н м	257,0	384,5	490,5
Частота обертання вала, що відповідає максимальному обертальному моменту	хв ⁻¹	1600	1600	1650
Маса відповідно до VDMA	кг	307	420	485
Питома маса двигуна	кг/кВт (кг/к.с.)	4,797 (3,528)	4,375 (3,230)	4,110 (3,031)

Звісно, обмеження, що накладаються на використання можливих режимів роботи двигуна, можуть мати найрізноманітнішу мотивацію. Дивно, але в т. зв. Німецькій Демократичній Республіці (НДР) для заощадження пального вводилося обмеження швидкості пересування автомобіля.

У процесі аналізу керуватимемося таким модельним відображенням тягово-швидкісних властивостей автомобіля:

$$M_e = \frac{(f(v)m_a g + k_w v^2) r_d}{u_t h_t}, \quad w_e = \frac{u_t v}{r_k}, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт опору коченню автомобіля; v – швидкість руху; k_w – коефіцієнт аеродинамічного опору доквілля; m_a – загальна маса автомобіля; g – гравітаційне пришвидшення; w_e – швидкість обертання вала двигуна; r_d – динамічний (силовий) радіус колісного рушія; r_k – кінематичний (швидкісний) радіус колісного рушія (радіус кочення); u_t – загальне передатне відношення трансмісії; h_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Очевидно, що пріоритетне впорядкування режимів – це вмотивоване звуження множини можливих режимів, але із збереженням якогось розмаїння, що протиставляється різноманіттю умов пересування машини [1].

Кожному режиму відповідає ціла множина різних параметрів-ідентифікаторів (рис. 3, де позначено: w_e – швидкість обертання вала двигуна; P_{em} і M_{em} – максимальні потужність і обертальний момент; g_{em} – мінімальна питома витрата пального на тягових режимах роботи двигуна; M_{ep} , w_{ep} і n_{ep} – обертальний момент, швидкість і частота обертання вала, що відповідають максимальній потужності; r^- і r^+ – регуляторні обмежувальні характеристики; h^- і h^+ – граничні швидкісні характеристики гальмівних і тягових режимів; A , E , C , D , G , – точки

характеристики, що відображають режими мінімальної стійкої швидкості обертання вала двигуна на неробочому ході, максимальної швидкості неробочого ходу, максимального обертового моменту, максимальної потужності, мінімальної питомої витрати пального; $ABCDEF$ – лінія, що відображає граничні режими, охоплюючи усі часткові).

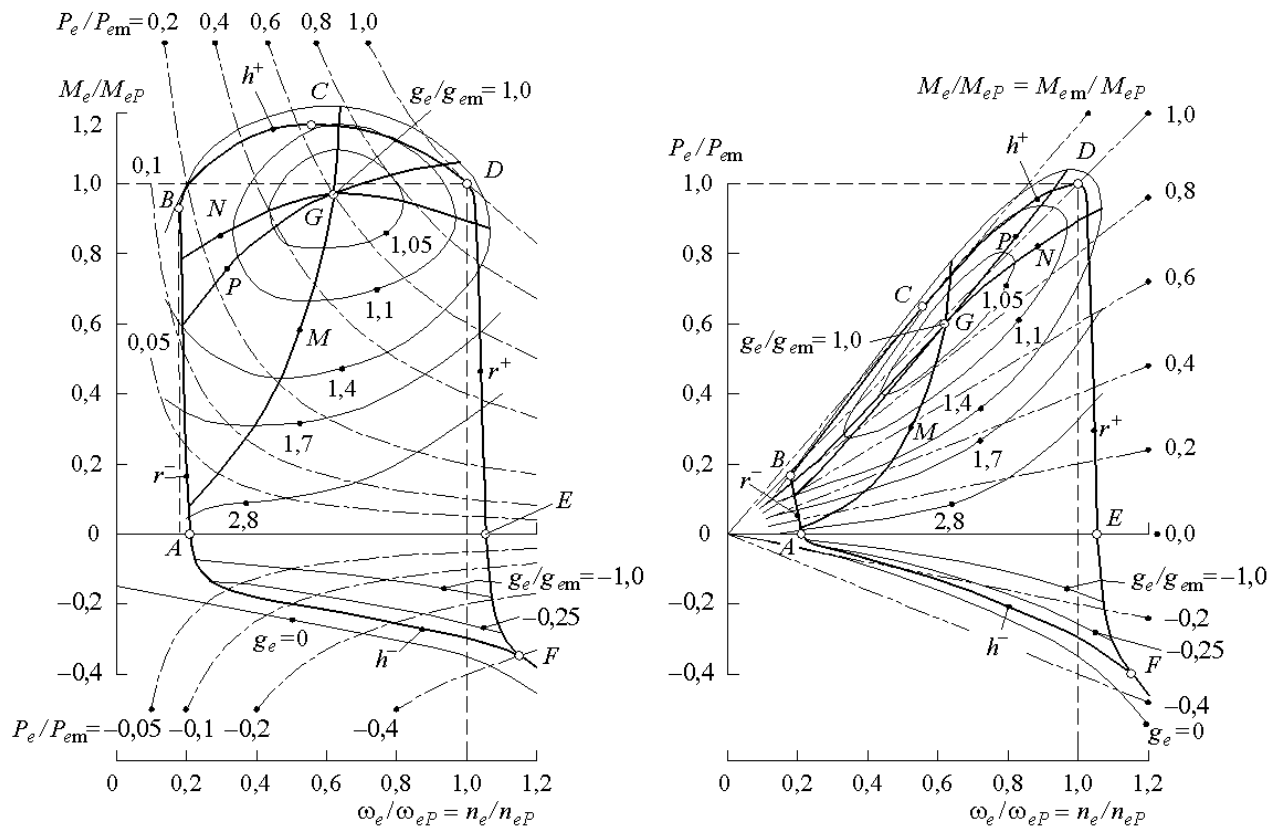


Рис. 3. Основні різновиди часткових регуляторних характеристик

Надаючи потужності різних значень і кожного разу вишуковуючи точку мінімуму питомої витрати пального, можна побудувати криву N , що власне і є частковою регуляторною характеристикою, заданою на множині значень n_e , (рис. 3). Подібно можна побудувати криву M , варіюючи обертовий момент M_e , чи криву P , варіюючи потужність P_e . Описаний алгоритм можна поширити й на граничні режими роботи двигуна. У такому разі визріють регуляторні характеристики, зображені на рис. 4 (величина, яка підлягає варіюванню, – у колі). Регуляторні характеристики відображаються лініями $BA'GD'E \cup AF$ – у разі варіювання частоти n_e , $CC'GA''F$ – у разі варіювання моменту M_e , $DC''GA'''AF$ – у разі варіювання потужності P_e . Якщо (рис. 5) відображувана лінією $r^-(AB)$ характеристика $M_e = M_e(n_e)$ режимів мінімальних стійких частот обертання вала двигуна є монотонно зростаючою (відхиляється від вертикалі W праворуч), то лінії $BA'GD'E \cup AF$ доведеться протиставити принципово іншу в околі малих частот штрихову лінію N , лінія ж $CC'GA''F$ не зазнає принципової зміни (див. точкову лінію M), як і лінія $DC''GA'''AF$ (порівняймо її з іншою точковою лінією P).

Отож, регуляторних характеристик існує багато, і до однозначності дуже далеко. Якщо керуватись різноманітністю значень обертового моменту (різноманітністю тягових можливостей двигуна), то стає зрозумілим, що істотно невикористовуються потужнісні (енергоперетворювальні) можливості двигуна, його робочий об'єм. Якщо ж цінується різноманітність швидкісних режимів роботи двигуна, то не використовуються усі його тягові та потужнісні потенції.

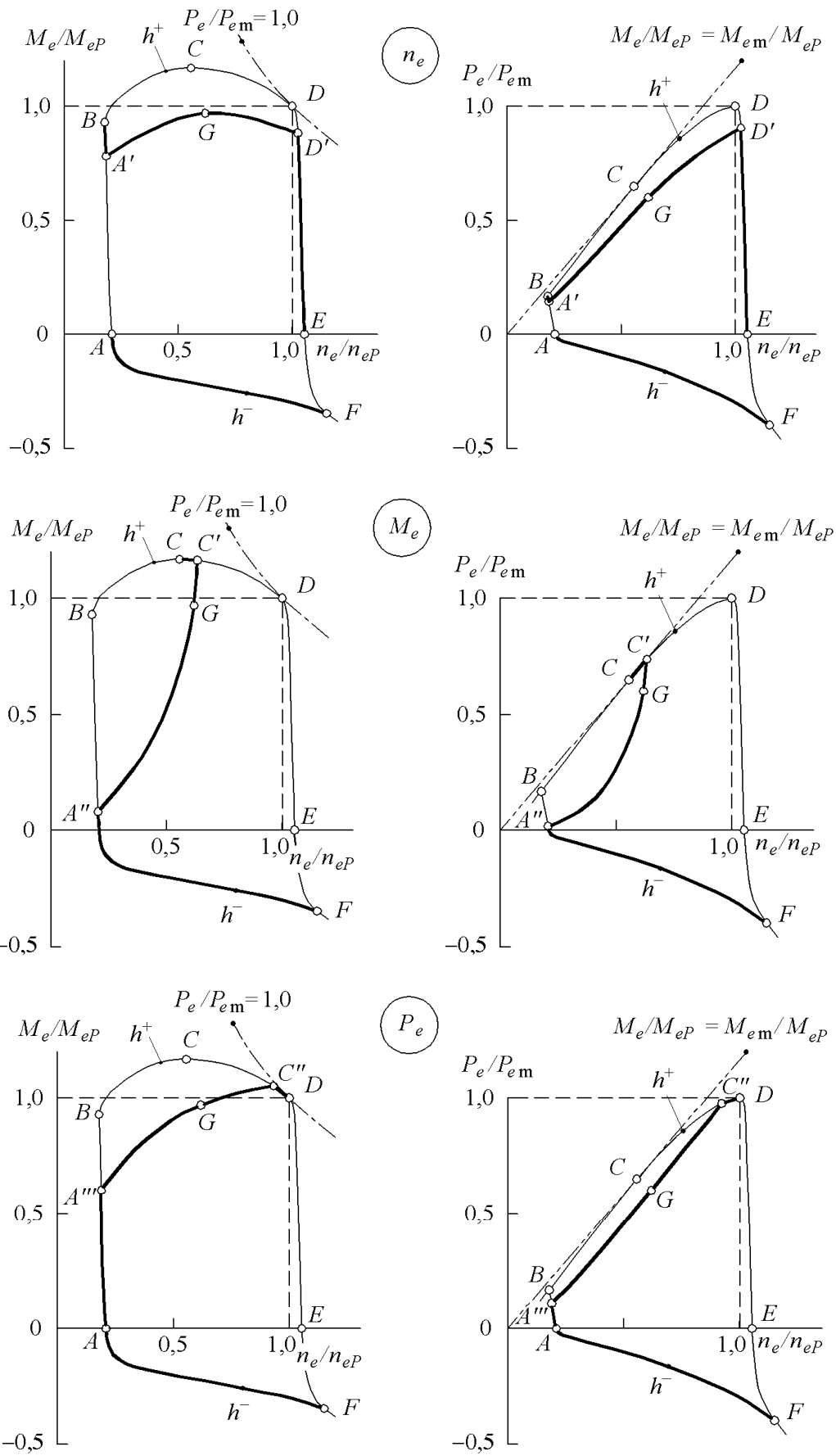


Рис. 4. Основні різновиди загальних регуляторних характеристик

На усталених режимах сумісної роботи гідродинамічний трансформатор (гідродинамічна муфта), наприклад, навантажує двигун так, що справджується співвідношення

$$M_e = I_e n_e^2, \quad (2)$$

де I_e – т. зв. коефіцієнт первинного моменту. Отже, у разі заданого $I_e = \text{const}$ режими роботи двигуна внутрішнього згоряння відобразатиме відповідна парабола (2) (рис. 6). Певні лінії $g_e = \text{const}$, $I_e = I'_e = \text{const}$, $I_e = I''_e = \text{const}$ мають на рисунку точки дотику Λ' і Λ'' . Саме ці точки відображають режими мінімальних питомих витрат пального у разі $I_e = I'_e$ і $I_e = I''_e$. Загалом множину оптимальних в окресленому сенсі режимів відображає лінія $BB'\Lambda'G\Lambda''D'E \cup AF$. Своєю середньою ділянкою $B'\Lambda'G\Lambda''D$ вона лягає найближче до кривої N , що побудована на множині різних n_e , помітно відрізняється від кривої P , побудованої на множині різних P_e , та дуже відхиляється від лінії M , побудованої на множині різних M_e .

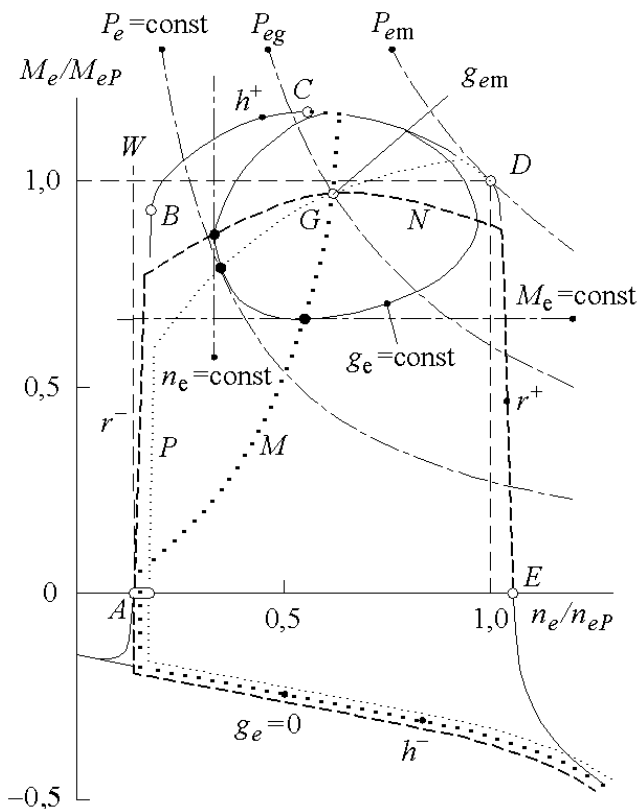


Рис. 5. Регуляторні характеристики у разі монотонного зростаючого перебігу характеристики мінімальних стійких частот обертання вала двигуна

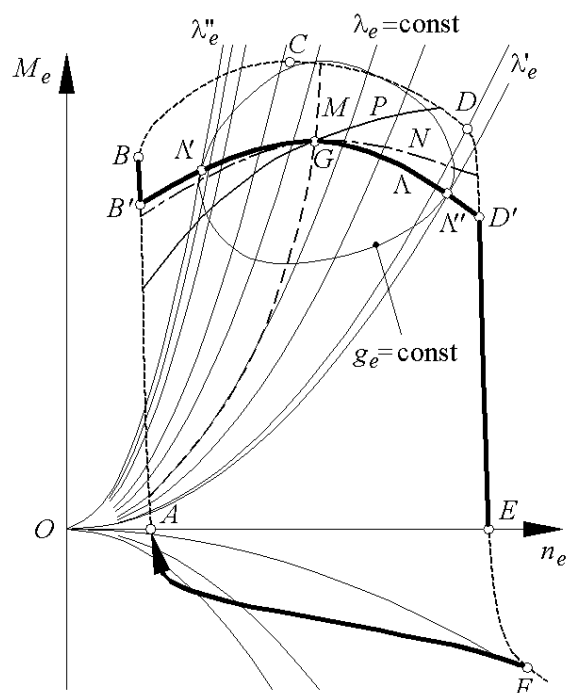


Рис. 6. Регуляторна характеристика двигуна в системі з гідродинамічним перетворювачем механічної потужності

Гідротрансформатор – це своєрідний варіатор з виявом внутрішнього автоматизму. І у разі монотонних залежностей $I = I(u)$ і $k = k(I)$ (а таке буває; u і k – кінематичне і силове передатні відношення) можна вважати, що зазначена регуляторна характеристика ніби побудована на множині різних значень u чи різних значень k (різних значень передатних відношень).

У разі ідеального варіатора цінюється різноманітність значень передатного відношення $u = u_t = k$ ($h_t = 1$). І користуючись цією різноманітністю, змусити двигун працювати здебільшого на режимі мінімальної питомої витрати пального $(w_e, M_e) \equiv (w_{eg}, M_{eg})$ – точка G на рис. 7 (f – коефіцієнт опору кочення, який тут вважатимемо незалежним від швидкості v автомобіля). Тобто у разі ідеальної варіаторної трансмісії важливим був тільки один-єдиний тяговий режим мінімальної питомої витрати пального та усі гальмівні режими (особливо, з нульовою витратою пального, лінія AF (рис. 7)).

У такому разі (як випливає з (1)), за кожного значення f автомобіль змушений буде рухатись з певною сталою швидкістю, що відповідає кубічному співвідношенню:

$$M_{eg} w_{eg} \frac{r_k}{r_d} = P_{eg} \frac{r_k}{r_d} = (f m_a g + k_w v^2) v.$$

Звісно, такий автомобіль не є досконалим.

Отож, доводиться використовувати різноманітність значень швидкості v пересування автомобіля. Але якщо задана величина v , то відповідно до (1):

$$M_e w_e = P_e = \frac{(f(v) m_a g + k_w v^2) v r_d}{r_k h_t} = \text{const}, u_t = \frac{w_e r_k}{v}.$$

Очевидно, що різноманітність значень величини P_e рівноцінна різноманітності значень величини v . Проте первинною все ж є вимога різноманітності v .

Розумітимемо під величиною $F_f = f m_a g$ загальну силу, яку повинен долати тягач. Якщо зафіксувати u_t , то відповідно до (1):

$$v = \frac{w_e r_k}{u_t}, M_e = \frac{(F_f + k_w v^2) r_d}{u_t h_t} = \left(F_f + k_w \frac{w_e^2 r_k^2}{u_t^2} \right) \frac{r_d}{u_t h_t}.$$

Тож випливає ще одна регуляторна характеристика $B'B''F''GF'D'E \cup AF'''F$ (рис. 8): F' і F'' – точки дотикання ліній $g_e = \text{const}$, $F_f = \text{const}$ (як і усі інші точки відтинка кривої $B''F''GF'D'$); B' – точка дотикання деякої лінії $F_f = \text{const}$ до граничної швидкісної характеристики BCD . Звісно, якщо виявиться можливим варіювати передатне число u_t , то особливої ваги набуде режим мінімальної питомої витрати пального, що зображається точкою G (рис. 7).

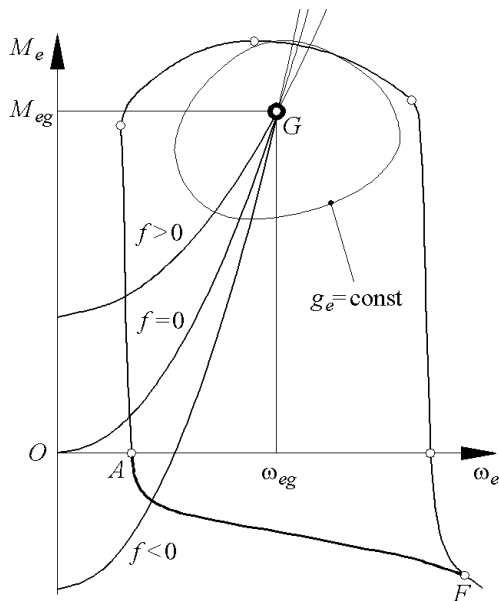


Рис. 7. Регуляторна характеристика двигуна у системі з умовно ідеальним варіатором

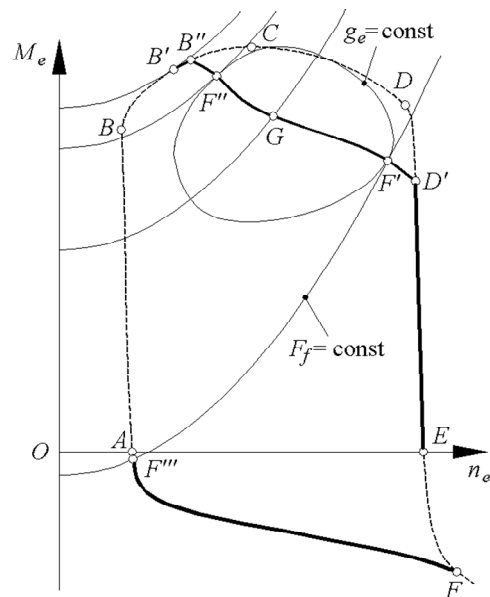


Рис. 8. Регуляторна характеристика двигуна у системі з робочою машиною-тягачем

Абстрактне пріоритетне упорядкування режимів. У [6] змістовніше представлено однозначне й беззаперечне бачення пріоритетів режимів роботи двигуна.

Оперуватимемо спочатку якісною характеристикою (рис. 9), на якій виділено режим мінімальної питомої витрати пального $g_e = Q_t / |P_e| = g_{em} = \min g_e$ (точка E), характеристику $M_e = M_{egP}(n_e, P_e = \text{varia})$ (лінія $GMM'EF'F$), яку формують точки мінімальних значень питомої витрати пального на множині усіх можливих значень потужності P_e , та характеристику-гіперболу $M_e = M'_{egP}(n_e, P_e = \text{const})$ ($P_e(M_e, n_e) = p M_e n_e / 30 = P_{eg} = \text{const}$), що відповідає такому сталому

значенню потужності, за якого можна влітати режим E (отож, E – точка перетину кривих M_{egP} і M'_{egP}). Частина $M'EF'$ лінії $GMM'EF'F$ – це точки, де відповідні лінії $P_e = \text{const}$ та $g_e = \text{const}$ мають спільні дотичні (наприклад, у затемнених точках відтинка $M'EF'$ кривої $GMM'EF'F$ попарно взаємно дотикаються до лінії $P_e = P'_e$ і $g_e = g'_e$ та $P_e = P''_e$ і $g_e = g''_e$). Гіпербола $P_e(M_e, n_e) = P_{em}$ проходить через режим (точка F) максимальної потужності двигуна. Точка M відповідає режиму неробочого ходу двигуна з мінімальною частотою обертання його вала (усім неробочим режимам $M_e = 0$ відповідає умова $g_e \rightarrow \infty$). Лінія $P_e = P'''_e < 0$ – приклад гіперболи $M_e n_e = \text{const}$, що відповідає гальмівним режимам роботи двигуна. Точки кривої GM відображають зовнішні гальмівні режими.

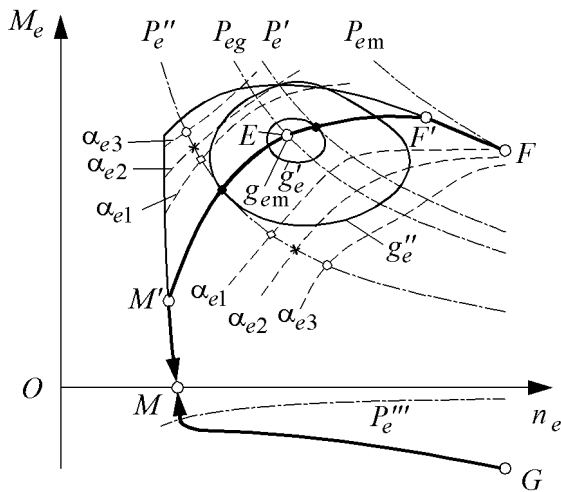


Рис. 9. Якісна енергетична характеристика двигуна внутрішнього згоряння

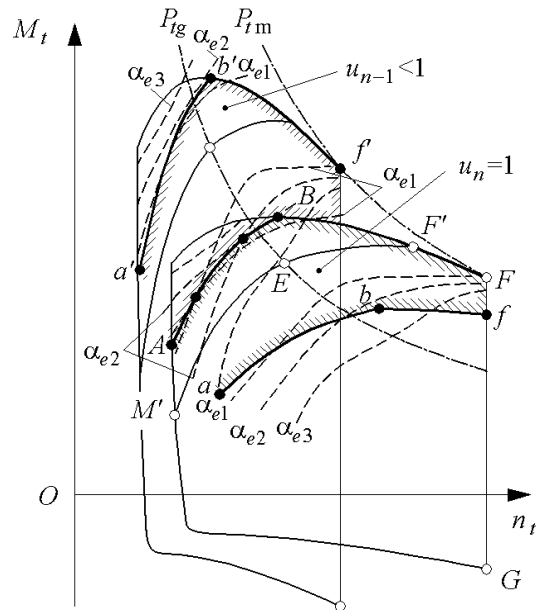


Рис. 10. Якісна енергетична характеристика машини на двох передачах

Візьмімо лінію $M_e = M_{egP}$ за еталон у тому сенсі, що усі режими, відображені її точками, вважатимемо рівнопріоритетними (однаковою мірою пріоритетними, рівноцінними за енергетичною ефективністю). Якщо на кожній з гіпербол $P_e = \text{const}$ поряд з точкою мінімального значення питомої витрати пального $g_e = g_{emP}$ можна знайти ще й точку, у якій витрата пального у a разів більша ($g_e = a g_{emP}$), то вдасться побудувати відповідну до вибраного значення a множину дещо гірших, але також рівнопріоритетних режимів. Чим більшим є a , тим менший пріоритет режиму. На рис. 9 побудовано три пари таких кривих – у разі $a = a_{e1}$, a_{e2} , a_{e3} ($a_{e1} < a_{e2} < a_{e3}$). В усіх точках лінії $GMM'EF'F$ справджується рівність $a = 1$.

Отож, у [6] режими роботи двигуна просто переупорядковано за значеннями величини a , величина a – своєрідний “конкурент” величині g_e . Тобто тепер режими, охоплені якоюсь парою кривих $a = a_{ei}$, є беззастережно кращими за усі інші, цілком так само, як раніше режими, охоплені якоюсь кривою $g_e = g_{ei}$, вважалися кращими, ніж ті, що знаходилися поза нею.

Розглянемо можливість “помножити” режими роботи двигуна, вдаючись до ідеального механічного трансформатора з передатним відношенням $u = u_{n-1} < 1$ (рис. 10). Оскільки додаткова множина (у разі $u = u_{n-1} < 1$) частково накладається на основну (що існувала у разі $u = u_n = 1$), то виникає питання про пріоритетність “старих” і “нових” режимів, що визначаються обертальним моментом $M_t = M_e / u$ на виході трансформатора і частотою $n_t = n_e u$ обертання вихідного вала трансформатора. Гіперболи $P_{ig} = \text{const}$ та $P_{tm} = \text{const}$ відповідають режимам мінімальної питомої витрати пального та максимальної потужності двигуна.

Отож, керуючись критерієм a_e , можна побудувати точками мічену лінію AB (рис. 10), яка б разом із зовнішньою характеристикою $BF'F$ розмежовувала пріоритети $(n-1)$ -ї та n -ї передач: якщо йдеться про реалізацію якогось режиму (M_i, n_i) , відображеного точкою над лінією $ABF'F$, то доцільно використовувати $(n-1)$ -у передачу; якщо ж поточний режим відображає точка, розташована під лінією $ABF'F$, то перевагу має n -а передача. Сама точкова лінія AB виникає як множина точок перетину однойменних ліній a_{ei} , що відповідають різним передачам. Її можна назвати лінією перемикання передач чи лінією комутації трансмісії.

Бачимо, що лінії $ABF'F$, ніби належній n -й передачі, відповідатиме належна $(n-1)$ -й передачі лінія $a'b'f'$, а тій самій лінії $ABF'F$, але ніби належній $(n-1)$ -й передачі, відповідатиме належна n -й передачі лінія abf . Отож, викає можливість за заданого $u = u_{n-1} < 1$ вирізнити пріоритетні режими на кожній з двох передач (заштриховані на рис. 10 області).

На підставі викладених міркувань випливає, що за заданого $u = u_{n-1} < 1$ розташовані між лініями $ABF'F$ і $a'b'f'$ точки-режими мають перевагу перед іншими. Зрозуміло, взявши ближчою до одиниці величину $u = u_{n-1} < 1$, можна побудувати дещо вужчу множину ще пріоритетніших режимів, яка щільніше охоплюватиме множину $ABF'F$ режимів, визнаних найкращими. Так, до процесу ранжування режимів вдалося залучити додатковий параметр u , який безпосередньо не стосується оцінки ефективності двигуна. І при цьому виникло цілком нове ранжування режимів, відмінне від ранжування за критеріями чи g_e , чи a_e .

Цікаво, що у [6] не простежується цілковита ідейна переконаність у можливості однозначно відранжувати режими роботи двигуна за рівнем їх ефективності. Відчувається лише певна розгубленість (хоча це, можливо, суб'єктивне сприйняття).

Наслідуючи [6], аналізуватимемо пріоритети режимів на прикладі дросельно керованого (карбюраторного) трициліндрового двотактного двигуна внутрішнього згоряння Wartburg-Motor 353 (рис. 11, див. [7]). Ефективний тиск p_e (Н/м²) є еквівалентом питомої роботи w_e (Вт·с/м³, Дж/м³) та аналогом обертового моменту M_e (Н·м). Цього разу властива двигуну примітивність способу регулювання режиму роботи двигуна – дроселювання – на слухності міркувань не позначається. Режими, що відповідають певним кутам h_e повороту органа керування подачею пального (дросельної заслінки), відображені штриховими лініями, а режими сталої питомої витрати пального $g_e = \text{const}$ – суцільними. Ламана крива $MM'EF'F$ – лінія мінімальних питомих витрат пального на множині можливих додатних значень потужності (вона істотно відхиляється від точкової лінії мінімальних питомих витрат пального на множині можливих положень дросельної заслінки).

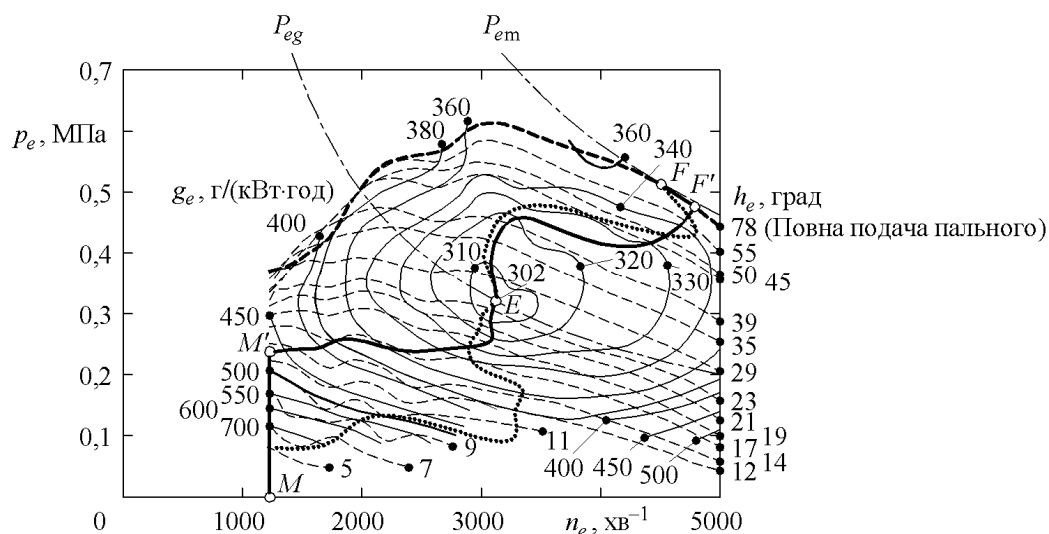


Рис. 11. Приклад характеристики реального двигуна внутрішнього згоряння

Задаючи $a_e = 1,10$ описаним раніше методом, побудуємо лінії 14 та 23. Далі, на лінії $MM'EF'F$ віднайдемо режими R' і R'' , яким відповідає значення g_e , в 1,1 рази більше від мінімально можливого значення g_{em} . Гіперболи $P_e = P'_{eg} = \text{const}$ і $P_e = P''_{eg} = \text{const}$, яким належать відповідно точки-режими R' і R'' , разом з лініями 14 і 23 утворюють криволінійний чотирикутник 1234. Саме таким способом запропоновано у [6] упорядковувати режими: за заданого $a_e = 1,10$ режими, що розташовані у межах чотирикутника 1234, вважаються кращими за ті, що розташовані за ним.

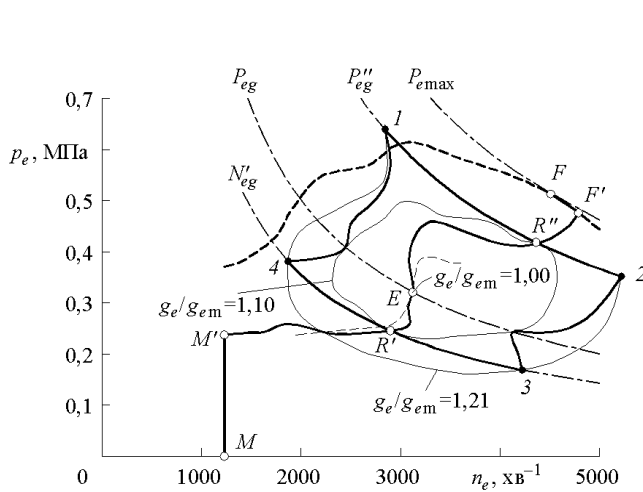


Рис. 12. Спосіб ранжування режимів реального двигуна внутрішнього згорання

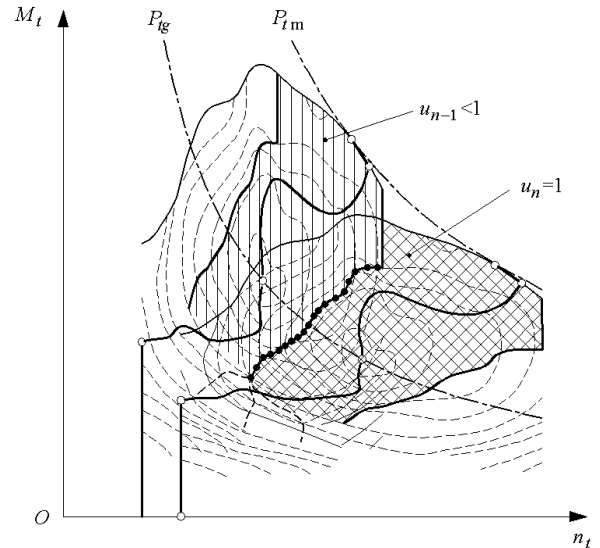


Рис. 13. Ранжування режимів роботи двигуна за допомогою питомої витрати пального із залученням ідеального трансформатора

Звернімо увагу на те (а це зроблено і в [6]), що в кутових точках чотирикутника 1234 відношення g_e / g_{em} набуває значення $a_e^2 = 1,10^2 = 1,21$. Загалом виявляється, що сторони чотирикутника 1234 “затиснуті” між ізоквантами $g_e / g_{em} = 1,10$ та $g_e / g_{em} = 1,21$. Задаючи різні значення величині a_e , можна побудувати цілком нову карту пріоритетів режимів. Але чи існують для цього якісь мотиви? Зрештою, знову повертаємось до величини g_e як критерію пріоритету режиму.

На рис. 13 показана алгоритмічна побудова машини, як на рис. 10, але на підставі показаної на рис. 12 характеристики та із застосуванням саме величини g_e , як критерію пріоритету режиму. Виявилось, що за заданого $u = u_{n-1} < 1$, пріоритети на $(n-1)$ -й та n -й передачах мають режими, належні заштрихованим областям. Виділена затемненими точками крива – це множина точок перетину однойменних ізоквант $g_e = \text{const}$, що відповідають різним передачам. Можна стверджувати, що власне в клітинку заштрихована область містить пріоритетні за заданого $u = u_{n-1} < 1$ режими роботи двигуна. Надаючи величині $u = u_{n-1} < 1$ різних значень, можна укласти ще одну карту пріоритетів режимів.

Біфуркації. Перебіг регуляторних характеристик N , M , P може бути дуже простим (див. рис. 3), а може мати певні особливості (див. рис. 2). Зауважмо також, що зображена на рис. 11 характеристика двигуна не належить до добре упорядкованих у тому сенсі, що невелике “ворушіння” залежності $g_e = g_e(M_e, n_e)$ спричиняє значне (біфуркаційне) зміщення особливих характеристик, зокрема лінії $MM'EF'F$ мінімальних питомих витрат пального. Можливі біфуркації позначені на рис. 12 і 13 штриховими розгалуженнями.

Погана “режимометричність” (заплутана ранжованість режимів) особливо впадає у вічі на топологічно складній характеристиці, зображеній на рис. 14 [8]: w_e – питома робота; V_{ht} – робочий

об'єм двигуна; g_{opt}^b – лінія приблизно мінімальних питомих витрат пального на множині різних значень потужності P_e ; виділена поперечними штрихами лінія – регуляторна характеристика, побудована на множині різних значень узвозу a' дороги. Насправді характеристика мінімальних питомих витрат пального на множині різних значень потужності є складнішою за відображення g_{opt}^b . Її відображає точкова лінія, яка зазнає розриву приблизно на кривій $P_e = 15$ кВт.

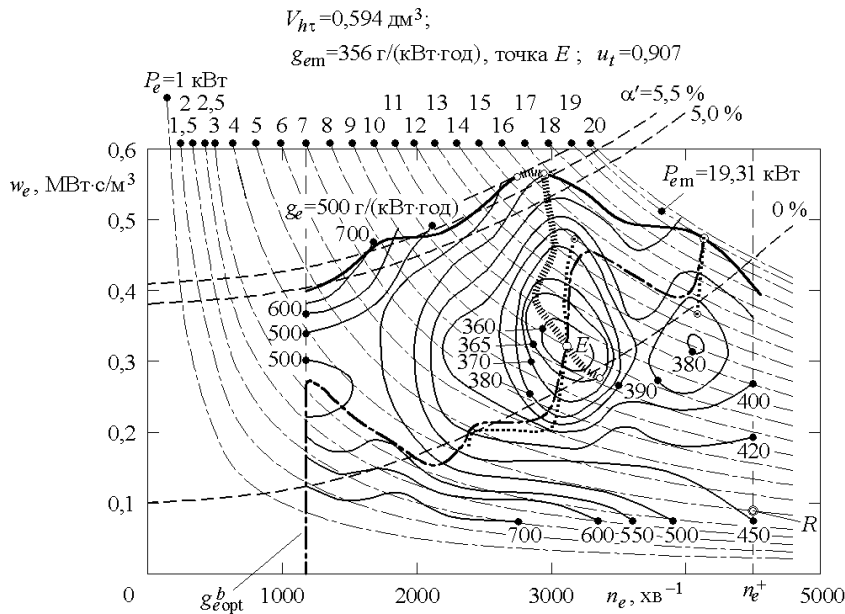


Рис. 14. Характеристика реального двигуна внутрішнього згоряння з поганою режимометричністю

Звісно, керувати системою “двигун-трансмсія-автомобіль” відповідно до регуляторної характеристики двигуна з топологічно складною характеристикою майже нереально.

Висновки. Доведено, що застосовувані алгоритми ідентифікації режимних пріоритетів не мають надійного теоретичного підґрунтя. Існують значно змістовніші алгоритми ідентифікації регуляторної характеристики двигуна внутрішнього згоряння. Спільним для більшості описаних способів ранжування режимів є те, що беззастережним пріоритетом наділені режими мінімальної питомої витрати пального на множині різних значень потужності. Тим не менше, це не гарантує однозначності у визнанні пріоритетів. Важливим також є ще й те, як трактується ефективність режимів, близьких до беззастережно пріоритетних. Топологічно складну характеристику можна тлумачити як ознаку недосконалості двигуна. Проте витончено керувати доречно тільки чимось досконалим. Отож, потрібно удосконалити двигун і нівелювати недосконалість засобами особливого керування.

1. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля. – Львов: Світ, 1992. – 208 с.
2. Mitschke M., Wallentowitz H. Dynamik der Kraftfahrzeuge. – Springer, 2010. – 709 s.
3. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. – New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. – 1015 p.
4. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. – К.: Вид-во “КВІЦ”, 2004. – 174 с.
5. Roggendorff M., Streicher K. Die luftgekühlten Deutz-Fahrzeug-Dieselmotoren F 4/6 L 913 und BF 6 L 913 // Automobiltechnische Zeitschrift. – 1974. – 76. Nr. 1. – S. 1–5.
6. Jante A. Verbrennungsmotoren im Fahrzeug-Einsatz. Optimierung des Motor-Betriebsfeldes nach der Kraftstoff-Ökonomie // Kraftfahrzeugtechnik. – 1983. – Heft 4. – Teil 1. – S. 116 – 117. – Heft 6. – Teil 2. – S. 169.
7. Bachmann U., Kellner M. Die neue Ansauganlage am Wartburg-Motor // Kraftfahrzeugtechnik. – 1982. – Heft 9. – S. 261–265.
8. Drechsel E., Bouchetara M. Möglichkeiten zur Verringerung des Streckenkraftstoffverbrauchs // Kraftfahrzeugtechnik. – 1985. – H. 1. – S. 8–12.