

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.434

П. М. ГАЩУК¹, С. В. НІКІПЧУК^{2*}

¹Каф. «Експлуатація транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки», Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, вул. Клепарівська, 35, Львів, Україна, 79007, тел. +38 (067) 476 84 83, ел. пошта petroh@meta.ua, ORCID 0000-0002-2345-4879

^{2*}Каф. «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки», Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79013, тел. +38 (097) 217 23 15, ел. пошта nikipch@gmail.com, ORCID 0000-0003-2499-9990

ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОЧИХ ЦИКЛІВ ДВИГУНА ШВИДКОГО ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З ПОДОВЖЕНИМ РОБОЧИМ ХОДОМ

Мета. Ми передбачаємо в найбільш загальних термінах дослідити ефективність робочих циклів двигуна швидкого внутрішнього згоряння з подовженим робочим ходом. Подовження робочого ходу передбачено, наприклад, у так званих двигунах Аткінсона й Міллера, які як більш досконалі протиставляють традиційному двигуну Отто. **Методика.** Різні робочі цикли задля виявлення їх суто принципових особливостей, розглянуто в ідеалізованому вигляді із застосуванням понять умовної роботи циклу, кількісної та якісної характеристик робочого тіла. **Результати.** З'ясовано, зокрема, таке: 1) щоб двигун Аткінсона–Міллера виконував однакову роботу з двигуном Отто, він повинен мати помітно більший робочий об'єм; 2) у разі наперед заданої механічної роботи коефіцієнт корисної дії й хід розширення циклу Аткінсона–Міллера зростають, аж поки він не перетворюється на цикл Гамфрі; 3) підвищення засобами Аткінсона ефективності двигуна Отто супроводжується тим більшим зростанням робочого об'єму, чим ефективнішим є двигун від самого початку. **Наукова новизна.** Доведено, що за часткових навантажень двигун Аткінсона може істотно втрачати свою енергетичну ефективність. До того ж, якщо в процесі віртуального конструювання двигуна Аткінсона стають помітними енергоощадні переваги циклу Гамфрі, то в процесі уявного регулювання тяги синтезованого двигуна такого кшталту переваги цього циклу вже не простежуються. **Практична значимість.** Загалом існують підстави стверджувати, що двигун Отто – це все-таки вигідний технічний компроміс між двотактним двигуном і двигуном Аткінсона. З одного боку, зростання коефіцієнта корисної дії двигуна швидкого внутрішнього згоряння сприяє істотному заощадженню пального та зниженню загроз довіллію упродовж життєвого циклу машини з приводом від такого енергоощадного двигуна. А з другого боку, втілення енергоощадного робочого циклу Аткінсона–Міллера супроводжуватиметься зростанням масогабаритних розмірів двигуна й негативно позначатиметься на властивостях машини.

Ключові слова: двигун швидкого внутрішнього згоряння; подовжений робочий хід; робочий цикл; двигун Аткінсона–Міллера; двигун Отто; енергетична ефективність; коефіцієнт корисної дії

Вступ

У наш час енергетичну ефективність та екологічність машин будь-якого призначення співвідносять вельми критично. Наприклад, дизельний двигун ще відносно недавно значною мірою сприймали як досконалу теплову машину, оскільки йому серед інших теплових машин потенційно притаманний більший коефіцієнт

корисної дії. Хоча очевидно, що дизель – це теплова машина повільного внутрішнього згоряння, що не є ознакою енергетичної досконалості. Високий ступінь стиснення пальної суміші, звісно, сприяв підвищенню коефіцієнта корисної дії дизеля, але при цьому погіршував масогабаритні критерії досконалості. Та найважливіше, що ще й не видно було достатньо чіт-

МАШИНОБУДУВАННЯ

ких орієнтирів щодо його екологічного вдосконалення. Тож дизельний двигун у приводі мобільної машини, перш за все через екологічні недоліки, поступився місцем двигуну швидкого внутрішнього згоряння. І зараз навіть не дуже цікаво з'ясувати, що стало визначальним: тип і властивості пального чи принцип роботи й будова двигуна.

Проблемним з огляду на екологію є вимушене використання карбоновмісних енергоносіїв. Тож і швидке внутрішнє згоряння аж ніяк не вичерпує екологічну проблему. Одним із засобів істотного підвищення ефективності класичного двигуна швидкого внутрішнього згоряння (двигуна Ніколауса–Августа Отто, Nikolaus–August Otto Engine), як вважають, є подовження робочого ходу (процесу розширення робочого тіла). Саме таке вдосконалення втілено в двигунах Джеймса Аткинсона (James Atkinson Engine) [5, 6] і Ральфа Міллера (Ralph Miller Engine) [38–40].

Установлено, що цикл із подовженим робочим ходом (цикл із подовженим процесом розширення, який називатимемо циклом Аткинсона–Міллера), поза всяким сумнівом, сприяє підвищенню енергетичної ефективності двигуна, але ціною зменшення середнього індикаторного тиску й потужності [31]. Ефективність цього циклу ретельно вивчали стосовно двигуна Отто [17, 29] двигуна Дизеля [9, 18, 19], обох паралельно [35, 41, 45], у випадку застосування нетрадиційного й альтернативного палива [28, 30, 36], у системі гібридного приводу [32]. Усі ці дослідження є цінним внеском у скарбничку знань про потенційні можливості вдосконалення теплових двигунів. Це стосується й результатів дослідження ефективності навіть дизельних двигунів [7, 8, 42], які тепер практично не визнають перспективними, оскільки ці результати в певних аспектах можна перенести на інші типи двигунів, яким поки що не відмовлено у визнанні перспективності застосування.

Цикл Аткинсона–Міллера в різних стратегіях реалізації все більше й більше привертає увагу розробників двигунів з іскровим запаленням для транспортних засобів [17, 29, 44]. Це стосується й стаціонарного енергопостачання [21, 37]. У роботі [37] оцінено потенційні вигоди від застосування концепції Міллера в мало-

му газовому двигуні, призначеному, наприклад, для місцевого комбінованого продукування і тепла, і механічної енергії. З'ясувалося, що цикл Міллера порівняно з традиційним циклом Отто сприяє заощадженню палива на рівні 5...10 %, але із супутньою втратою потужності. Більші механічні втрати при цьому будуть переважені енергоощадністю. Актуальним є також дослідження шуму/вібрації та довговічності. Когенерацію енергії газовими двигунами на основі концепції Міллера визнають ефективною й вигідною також у більших масштабах [21]. Поряд із газовим вигідним можна вважати запровадження робочого циклу Міллера також і в звичному бензиновому двигуні [27, 46]. Але прийнятність концепції Міллера залежатиме від того, чи прийнятними будуть втрати потужності.

У значній мірі стратегія втілення принципу Міллера визначається властивостями системи керування газорозподілом [13–15]. Тож інколи співвідносять різні варіанти саме керування клапанами механізму газорозподілу і організації циклу Міллера з метою розпізнати кращий [43].

Особливе значення мають дослідження теоретичного спрямування [20, 23, 48]. За приклад раціонально систематизованого аналізу можуть правити роботи [20, 23], у яких цикл Мюллера моделюють у термінах [4] обмежених у часі термодинамічних процесів. При цьому співвідносять енергетичну ефективність та енергетичну продуктивність. Теоретичні узагальнення містять також роботи [25, 26, 47]. Високим рівнем теоретичності відзначаються й дослідження [11, 34], у яких беруть до уваги необоротність циклів, ентропійність явища перетворення теплоти на роботу, температурну залежність теплоємності робочої субстанції.

Проблема вдосконалення теплового двигуна є багатоаспектною. Власне, різні аспекти вдосконалення теплового двигуна стали предметом ретельного дослідження, наприклад, у роботах [2, 3, 16, 22, 24]. Але доцільним було б розглянути концепцію подовженого робочого ходу насамперед у більш загальних термінах, зберігаючи наочність аналітичних міркувань.

МАШИНОБУДУВАННЯ

Мета

З огляду на викладене мета статті – формалізовано оцінити потенційну ефективність технології зменшення відношення ходу стискання пальної суміші до робочого ходу поршня у двигуні швидкого внутрішнього згорання.

Методика

У процесі аналізу доречно було б зважати на енергетичну ефективність двигуна (вимірювану коефіцієнтом корисної дії), на можливу зміну його маси й габаритів, на здатність сприймати навантаження та на можливості змінювати режими роботи за потреби. При цьому доцільно використовувати найбільш загальні теоретичні поняття, що не містять надто конкретної інформації та не обтяжують суть справи побічними ефектами. Двигун Міллера за технічними проявами близький до двигуна Аткинсона, і тому є підстави знайти спосіб протиставляти їх разом як один об'єкт традиційному двигуну Ніколауса–Августа Отто. За взірць підходу до загального аналізу властивостей теплової машини могла би правити логіка Саді Карно (Saadi Carnot) [10], яка, щоправда, стосується віртуальної так званої двотемпературної теплової машини (паливний елемент, на противагу їй, зазначмо, називають одотемпературною машиною). Але цілком продуктивним міг би стати аналіз, що спирається й на інші ідеальні термодинамічні цикли з нескінченною тривалістю [1].

Розгляньмо окремі варіації термодинамічного циклу Отто, рис. 1 (p_0 – тиск у довкіллі). У звичайному циклі Отто $r-a-c-z-b-a-r$ (рис. 1, а) ділянки $r-a$ та $a-r$ імітують відповідно такт впускання пальної суміші в робочий простір і такт випускання відпрацьованих газів з нього, а ділянка $c-z$ – процес згорання суміші (процес теплотворення). У 1947 році американський інженер Ральф Міллер запропонував зробити такт стиснення в класичному двигуні Отто механічно коротшим за такт робочого ходу (за такт розширення), рис. 1, б: у робочому тепловому циклі Міллера (Miller Cycle) $r-r'-a'-c'-z-b-a-r$ точка r' відповідає моменту закриття впускного клапана; такт стискання робочого тіла (ідеального газу) формально відображає ділянка $r'-c'$ циклу, яка за переміщенням поршня справді є коротшою за ділянку $z-b$ розширення (p'_0 – тиск у циліндрі в кінці ходу поршня до нижнього мертвого положення на такті всмоктування). Того самого результату можна досягнути, закриваючи впускний клапан після НМП із великим запізненням, виштовхуючи при цьому частину пальної суміші назад у впускний колектор, рис. 1, в: у робочому циклі $r-a-r'-c'-z-b-a-r$ власне процес впускання пальної суміші формально імітує ділянка $r-r'$.

Впускний клапан, зрештою, можна відкривати також із запізненням, рис. 1, г: у циклі $r-r''-a'-c'-z-b-a-r$ ділянка $r''-a'$ імітує власне процес впускання; площа фігури $a-r'-c'-z-b-a$ відповідає додатній роботі циклу, а площа фігури $r-r''-a'-r'-r$ – від'ємній роботі. Зауважмо, на наведених діаграмах ділянка розширення $z-b$ розташована довільно, без урахування пропорцій між кількостями спожитої суміші й показниками її якості.

Загалом циклові Міллера (рис. 1, б і в) можна поставити у відповідність теоретичний цикл $r'-c'-z-b-a-r'$ (рис. 2). У такому разі цикл Міллера (див. рис. 2) можна беззастережно трактувати як ще один важливий елементарний термодинамічний поряд зі звичними елементарними термодинамічними циклами [1] Карно, Отто, Брайтона, Дизеля, Ериксона, Сабате, Стирлінга. Хоча, з іншого боку, він є ніби похідним від циклу Отто, є його варіацією.

Двигун Міллера за технічними проявами близький до так званого двигуна Аткинсона, рис. 3: цикл роботи двигуна Аткинсона ідеалізує та сама, зображена на рис. 2, діаграма, що й цикл Міллера. Тут також стиск є «коротшим» за розширення, але цього разу завдяки особливому триланковому хитневому механізмові. Можна казати, що двигун Міллера – це примітивізоване поєднання двигунів Аткинсона й Отто. Але двигун Аткинсона в разі варіації його схемних параметрів (рис. 4) потенційно здатен реалізувати і структурно складніший робочий цикл – із двома парами мертвих положень поршня.

МАШИНОБУДУВАННЯ

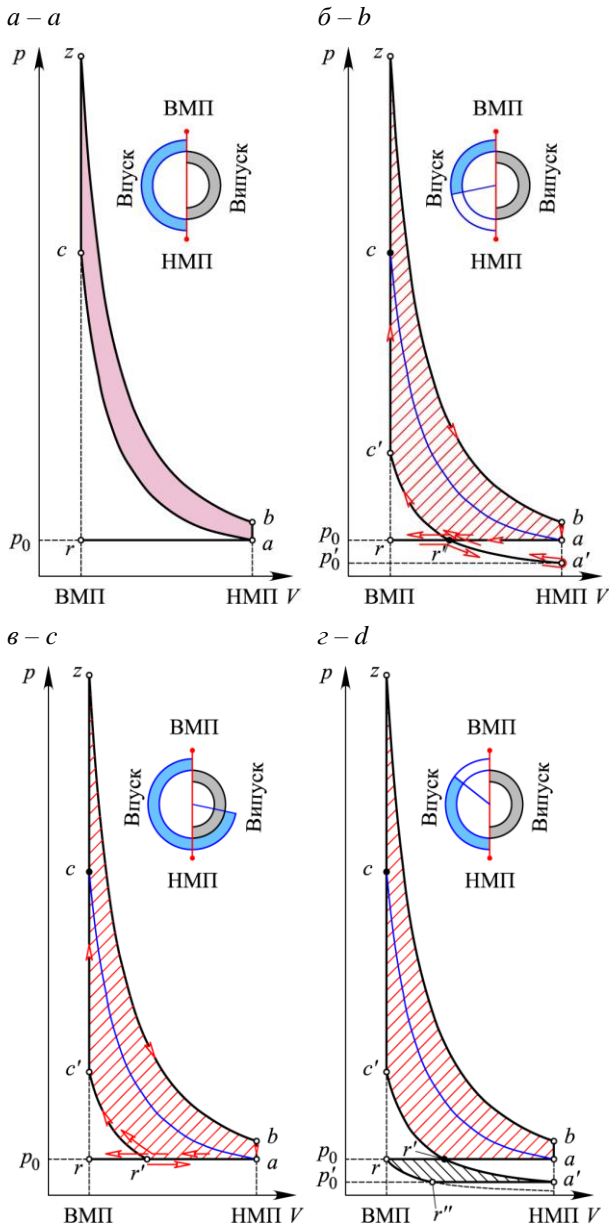


Рис. 1. Варіації циклу Отто

Fig. 1. Otto cycle variations

Якщо двигуни Отто й Міллера чотири такти свого робочого циклу здійснюють за два оберти колінчастого вала, то традиційний двигун Аткинсона реалізує свій робочий цикл лише за один оберт вала (подібно до того, як двотактний (двостадійний) двигун утілює свій двотактний робочий цикл також за один оберт вала). Це дозволяє (рис. 4) застосувати безпосередній (безредукторний) привід газорозподільного ме-

ханізму. Щоправда, схему двигуна можна істотно модифікувати (рис. 5), відводячи під робочий цикл усе-таки два оберти вала.

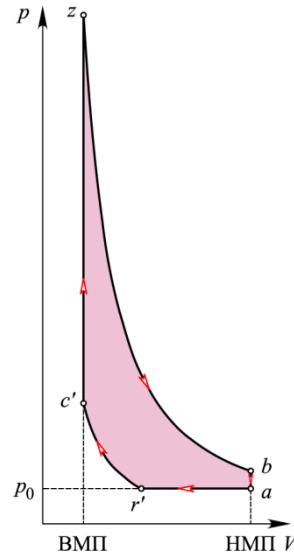


Рис. 2. Цикл Аткинсона–Міллера

Fig. 2. Atkinson/Miller cycle

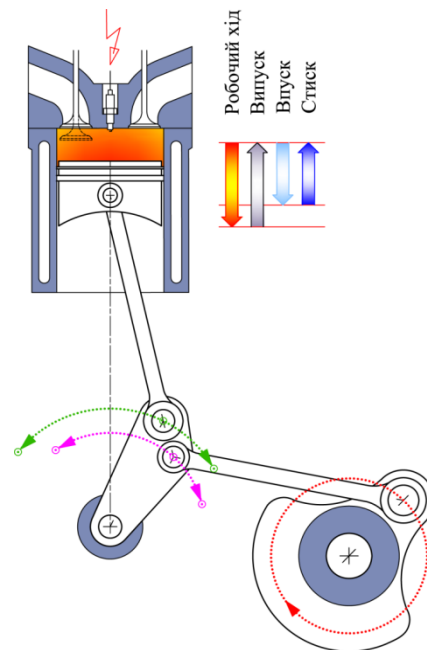


Рис. 3. Схема простого хитового механізму двигуна Аткинсона

Fig. 3. Scheme of a simple connecting rod gear of Atkinson engine

МАШИНОБУДУВАННЯ

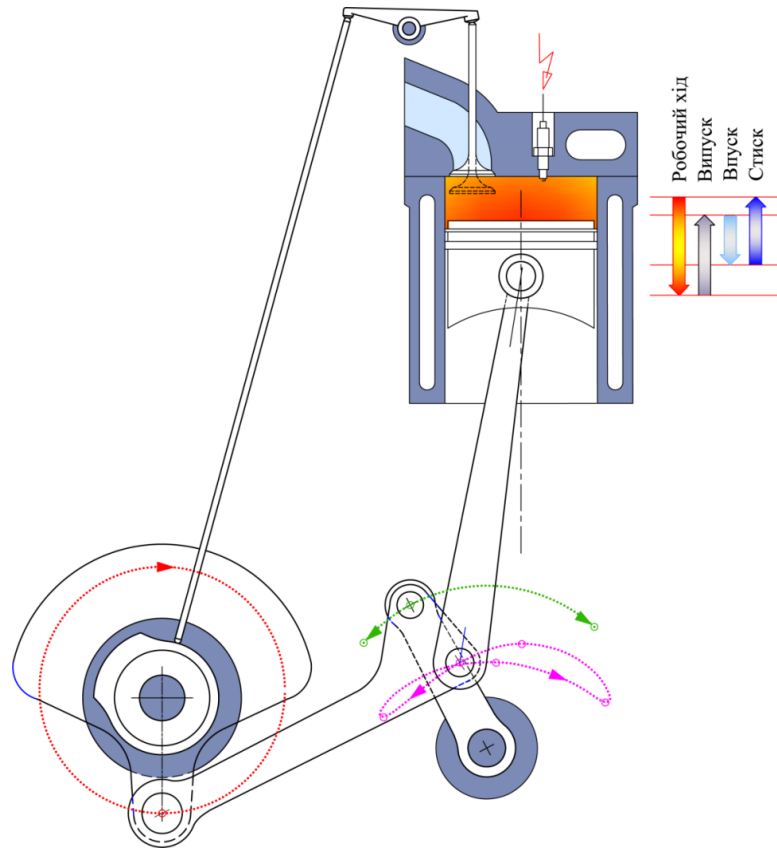


Рис. 4. Схема хитневого механізму з двома верхніми та двома нижніми мертвими положеннями

Fig. 4. Scheme of the connecting rod gear with two upper and two lower dead center positions

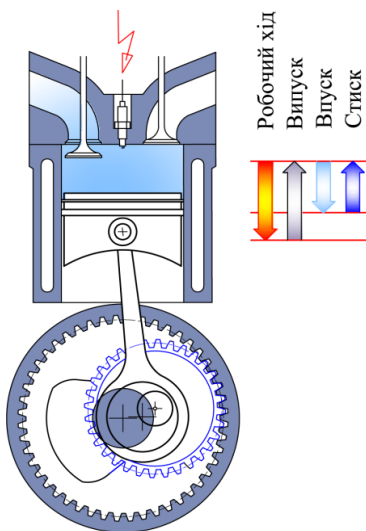


Рис. 5. Схема планетарно-зубчастого хитневого механізму двигуна Аткинсона

Fig. 5. Scheme of planetary gear mechanism of Atkinson engine

Зауважмо, двигун Аткинсона запатентовано англійським інженером Джеймсом Аткинсоном ще в 1886 році [5], щоб оминати, як стверджують, перепони патенту Ніколауса Отто. Та все ж він не набув практичного визнання, а от до двигуна Міллера ставлення практиків виявилось більш доброзичливим.

Результати

Ефективність швидкого теплотворення. Хай задано теоретичний цикл Отто $1-2-3-4-1$, який складають дві ізохори і дві адіабати (ізоентропи), рис. 6 (v_1 і v_2 – питомі об'єми робочого простору й камери згоряння). Робочим тілом є ідеальний газ, стан якого визначає рівняння $pv = RT$ (p – тиск у робочому просторі, v – питомий об'єм газу, T – абсолютна температура газу, R – газова стала). До одиниці маси робочого тіла ізохорно підводиться (питома) теплота

МАШИНОБУДУВАННЯ

$$q = q_v = c_v(T_3 - T_2), \quad (1)$$

де c_v – незмінна питома теплоємність робочого тіла за сталого об'єму; T_m і p_m – температура й тиск, відповідні точці m циклу. Цю ж кількість теплоти можна підвести спочатку частиною $q'_v < q$ ізохорно, а потім частиною $q'_p = q - q'_v$ ізобарно:

$$q = q'_v + q'_p = c_v(T_{3'} - T_2) + c_p(T_{3'} - T_{3'}), \quad (2)$$

де c_p – незмінна питома теплоємність робочого тіла за сталого тиску.

Прирівняємо (1) і (2):

$$c_v(T_3 - T_2) = c_v(T_{3'} - T_2) + c_p(T_{3'} - T_{3'}),$$

звідки (перемножуючи ліву та праву частини цієї рівності на R , беручи до уваги рівняння стану та позначаючи $c_p / c_v = k$ – показник адиабати) знайдемо:

$$\frac{v_{3''}}{v_2} = \frac{1}{k} \frac{p_3}{p_{3'}} + \frac{k-1}{k}.$$

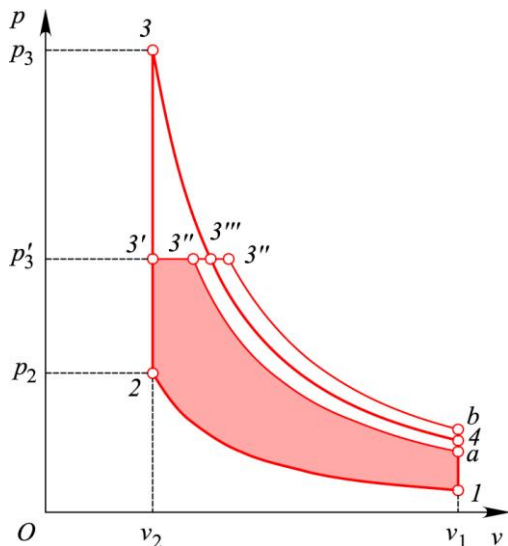


Рис. 6. Порівняння циклів з ізохорним та ізохорно-ізобарним підведенням теплоти до робочого тіла

Fig. 6. Comparison of cycles with isochoric and isochoric-isobaric heat supply to the working fluid

Ізобара $3' - 3''$ ($p = p_{3'} = \text{const}$) гіпотетично може не перетинати адиабату $3 - 4$ (як, наприклад, у разі циклу $1 - 2 - 3' - 3'' - a - 1$), а може перетнути її в точці $3'''$ (як, наприклад, у разі циклу $1 - 2 - 3' - 3''' - b - 1$), якій відповідає рівність (рис. 6):

$$\frac{v_{3''}}{v_2} = \left(\frac{p_3}{p_{3'}} \right)^{1/k}.$$

У першому випадку (коли $v_{3''} \leq v_{3''}$) виділена на рис. 6 площа, що характеризує механічну роботу циклу зі змішаним підведенням теплоти, очевидно, менша за площу фігури $1 - 2 - 3 - 4 - 1$, що характеризує механічну роботу циклу з ізохорним підведенням теплоти. Це означає, що класичний цикл Отто досконаліший за його ізобарну варіацію. Але й у другому випадку (коли $v_{3''} > v_{3''}$) цей цикл залишається також досконалішим: в ізохорному процесі $4' - 1$ відводиться в довкілля більше теплоти, ніж в ізохорному процесі $4 - 1$.

Тож ізохорне підведення теплоти до робочого тіла ефективніше за ізохорно-ізобарне. Це теоретична вказівка на те, що вся теплота повинна надійти в робочий простір двигуна відразу з початком такту робочого ходу і що досконалішим є двигун саме швидкого внутрішнього згоряння. Відтак достатньо надійне втілення принципу НССІ-двигуна (Homogeneous Charge Compression Ignition Engine; двигуна з об'ємним згорянням) слід було б сприймати як істотне досягнення [12, 33].

Порівняння ефективності циклів Отто й Аткинсона-Міллера. Змітуймо перетворення циклу Отто $1 - 2 - 3 - 4 - 1$ на цикл Аткинсона (Міллера) $1' - 2' - 3' - 4' - 1' - 1'$, рис. 7. Хай ідеться про номінальний режим роботи двигуна, коли енергоємність робочої суміші (робочого тіла) є максимально можливою. Тож вважатимемо, що масу m робочої суміші, яка потрапляє в робочий простір двигуна Отто, і масу m' робочої суміші, яка потрапляє в робочий простір двигуна Аткинсона (Міллера) на номінальному режимі, співвідносять як відповідні їм об'єми V_1 і V_1' (залишки відпрацьованого робочого тіла від попереднього циклу в камері згоряння до уваги не беруться):

МАШИНОБУДУВАННЯ

$$\frac{m}{m'} = \frac{V_1}{V_1'} = \varepsilon_v. \quad (3)$$

Якщо ступінь стискування пальної суміші у двигуні Отто становив ε , то логічно зберегти його значення й у двигуні Аткинсона:

$$\frac{V_1'}{V_2'} = \frac{V_1}{V_2} = \varepsilon. \quad (4)$$

Ізоентропам $1'-2'$ і $1-2$ відповідають співвідношення:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = \varepsilon^k; \quad \text{і} \quad \frac{p_2'}{p_1'} = \left(\frac{V_1'}{V_2'}\right)^k = \varepsilon^k.$$

Тож оскільки $p_1' = p_1 = p_0$ (p_0 — тиск у до-вкільлі), то й $p_2' = p_2$.

До робочих тіл у циклах підводяться тепло-ти

$$\begin{aligned} Q_1 &= mc_v(T_3 - T_2) = \frac{c_v}{R}(p_3V_3 - p_2V_2) = \\ &= \frac{c_v}{R}V_2(p_3 - p_2); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_1' &= m'c_v(T_3' - T_2') = \frac{c_v}{R}(p_3'V_3' - p_2'V_2') = \\ &= \frac{c_v}{R}V_2'(p_3' - p_2'). \quad (5) \end{aligned}$$

Тут узято до уваги відповідні рівняння стану $pV = mRT$ і $pV = m'RT$. Є сенс вважати, що

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{V_2'(p_3' - p_2')}{V_2(p_3 - p_2)} = \frac{m'}{m} = \frac{V_1'}{V_1}.$$

Тож оскільки $p_2' = p_2$, то й $p_3' = p_3$, див. (4) і рис. 7. Позначимо $p_3/p_2 = \lambda$.

Величина ε_v (див. (3) і рис. 7) у разі незмінності параметра V_1 може збільшуватись від значення $\varepsilon_v = 1$ (що відповідає двигуну Отто) до значення

$$\varepsilon_v = V_1/V_1'' = (p_3/p_2)^{1/k} = \lambda^{1/k}$$

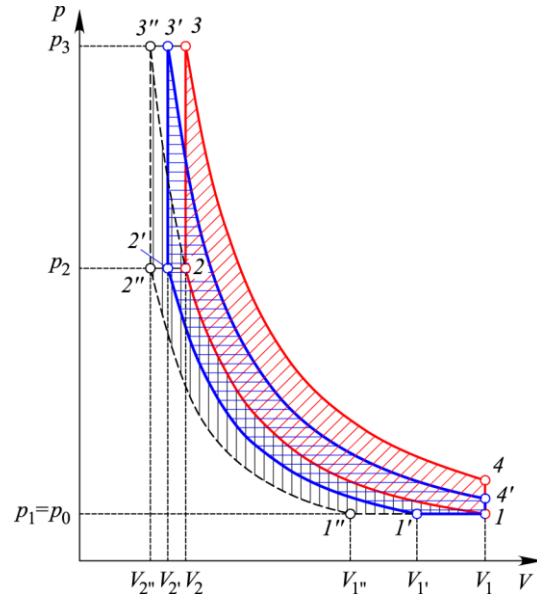


Рис. 7. Порівняння циклів Отто й Аткинсона

Fig. 7. Comparison of Otto and Atkinson cycles

(що відповідає циклові $1''-2''-3''-2-1-1''$, властивому газотурбінному двигуну).

Тож у циклі Аткинсона впродовж ізохорного процесу $2'-3'$ підводиться теплота (див. (5)):

$$\begin{aligned} Q_1' &= m'c_v(T_3' - T_2') = m'c_vT_1'\varepsilon^{k-1}\left(\frac{p_3'}{p_2'} - 1\right) = \\ &= m'c_vT_1'\varepsilon^{k-1}\left(\frac{p_3}{p_2} - 1\right) = m'c_vT_1'\varepsilon^{k-1}(\lambda - 1), \quad (6) \end{aligned}$$

тут узято до уваги співвідношення:

$$\frac{T_3'}{T_2'} = \frac{p_3'}{p_2'}, \quad \frac{T_2'}{T_1'} = \left(\frac{V_1'}{V_2'}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}; \quad \frac{p_3'}{p_2'} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda.$$

Натомість в ізохорно-ізобарному процесі $4'-1-1'$ відводиться теплота:

$$\begin{aligned} Q_2' &= m'(c_v(T_4' - T_1) + c_p(T_1 - T_1')) = \\ &= m'c_vT_1'\left(\frac{T_1}{T_1'}\left(\frac{T_4'}{T_1} - 1\right) + k\left(\frac{T_1}{T_1'} - 1\right)\right) = \\ &= m'c_vT_1'\left(\varepsilon_v\left(\frac{\lambda}{\varepsilon_v^k} - 1\right) + k(\varepsilon_v - 1)\right). \quad (7) \end{aligned}$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

Тут узято до уваги співвідношення:

$$\frac{c_p}{c_v} = k; \quad \frac{T_1}{T_1'} = \frac{V_1}{V_1'} = \varepsilon_v; \quad \frac{T_4'}{T_1} = \frac{p_4'}{p_1};$$

$$\frac{p_4'}{p_3'} = \frac{p_4'}{p_3} = \left(\frac{V_3'}{V_4'}\right)^k = \left(\frac{V_2' V_1'}{V_1' V_1}\right)^k = \frac{1}{(\varepsilon \varepsilon_v)^k};$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon^k; \quad \frac{p_4'}{p_1} = \frac{\lambda}{\varepsilon_v^k}.$$

На підставі (6) і (7) корисну дію циклу Аткінсона визначатиме коефіцієнт:

$$\eta_t' = \frac{Q_1' - Q_2'}{Q_1'} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varepsilon_v \left(\frac{\lambda}{\varepsilon_v^k} - 1 \right) + k(\varepsilon_v - 1)}{\lambda - 1}. \quad (8)$$

При цьому:

$$\frac{\partial \eta_t'}{\partial \varepsilon_v} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{k-1}{\lambda-1} \left(\frac{\lambda}{\varepsilon_v^k} - 1 \right) \geq 0;$$

$$\frac{\partial^2 \eta_t'}{\partial \varepsilon_v^2} = -\frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{1}{\varepsilon_v^{k+1}} \frac{\lambda k(k-1)}{\lambda-1} < 0 \quad (9)$$

(згадаймо: $1 \leq \varepsilon_v^k \leq \lambda$). Отже, залежність $\eta_t' = \eta_t'(\varepsilon_v)$ є монотонно зростаючою й опуклою дотори (її підграфік є опуклою фігурою). Натомість корисну дію циклу Отто визначає коефіцієнт:

$$\eta_t' = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (10)$$

Зауважимо, що цикл, який складають адіабатне (ізоентропне) стискання, ізохорне нагрівання (унаслідок спалювання палива в замкненому об'ємі), адіабатне (ізоентропне) розширення, ізобарне охолодження, називають циклом Гамфрі (Humphrey Cycle). За його допомогою ідеалізовано описують робочий процес клапанного пульсуючого повітряно-реактивного двигуна.

Отож у разі $\varepsilon_v^k = \lambda$ цикл Аткінсона вироджується у так званий «газотурбінний» цикл (цикл Гамфрі), для якого (див. (8), (9)):

$$\eta_t' = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{\lambda - 1}; \quad \frac{\partial \eta_t'}{\partial \varepsilon_v} = 0,$$

а в разі $\varepsilon_v = 1$ збігається з циклом Отто, для якого

$$\eta_t' = \eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Робоче тіло в циклі Отто, який узято за основу, виконує роботу:

$$W = Q_1 \eta_t = \frac{c_v V_1}{R \varepsilon} (p_3 - p_2) \eta_t = \frac{c_v V_1}{R \varepsilon} (p_3 - p_2) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right). \quad (11)$$

Робота ж меншої кількості робочого тіла в циклі Аткінсона, похідному від циклу Отто, звісно, буде меншою $W' < W$. Щоб ці роботи стали однаковими, потрібно синтезувати новий цикл Аткінсона зі збільшеним робочим об'ємом $V_1^* > V_1$ і, відповідно, більшою кількістю підведеної теплоти $Q_1^* > Q_1'$:

$$W^{**} = Q_1^* \eta_t' = \frac{c_v V_1^*}{R \varepsilon \varepsilon_v} (p_3 - p_2) \eta_t' = W = \frac{c_v V_1^*}{R \varepsilon \varepsilon_v} (p_3 - p_2) \times \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varepsilon_v \left(\frac{\lambda}{\varepsilon_v^k} - 1 \right) + k(\varepsilon_v - 1)}{\lambda - 1} \right]. \quad (12)$$

Відтак із (11) і (12) впливає співвідношення:

$$\frac{V_1^*}{V_1} = \varepsilon_v \frac{\eta_t}{\eta_t'} = \frac{\varepsilon_v \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right)}{1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varepsilon_v \left(\frac{\lambda}{\varepsilon_v^k} - 1 \right) + k(\varepsilon_v - 1)}{\lambda - 1}} > 1. \quad (13)$$

Вагоме збільшення коефіцієнта корисної дії η_t' двигуна внутрішнього згорання в разі втілення циклу Аткінсона–Міллера на основі цик-

МАШИНОБУДУВАННЯ

ду Отто потребує істотного збільшення об'єму робочого простору. Це можна проілюструвати на прикладі ідеального двигуна з параметрами $\varepsilon = 9$, $\lambda = 3,876$ (рис. 8, точки штрихової лінії відповідають «газотурбінному» циклові Гамфрі). Зі збільшенням ε_v об'єм робочого простору зростає майже лінійно пропорційно (рис. 8, *a*). Натомість коефіцієнт корисної дії η'_t дуже чутливий до зміни ε_v і k (рис. 8, *b*). У разі $k = 1,3$, наприклад, максимально можливе зростання коефіцієнта корисної дії η'_t двигуна в 1,19 раза (приблизно на 20 % – від значення 0,48, відповідного циклові Отто, до значення 0,57, відповідного «газотурбінному» циклові Аткинсона–Міллера) потребує збільшення об'єму робочого простору у 2,4 раза (рис. 8, *в*).

Не виходячи за межі властивостей власне двигуна внутрішнього згоряння, бездоганно й вичерпно з'ясувати, чи доцільно таким способом підвищувати його енергетичну ефективність, ніяк не вдасться. З одного боку, високий коефіцієнт корисної дії теплового двигуна – це запорука істотних заощаджень пального та помітного зниження негативних впливів на довкілля за увесь життєвий цикл будь-якої машини з таким двигуном. Але певний сенс таки має евристична гіпотеза: зростання розмірів провокує зростання маси настільки, що ставить під загрозу міцність конструкції, а отже, виникає потреба в підсиленні та відповідному її ускладненні (маса конструкції зростає пропорційно кубові лінійного розміру, а от її міцність – пропорційно квадратові лінійного розміру; можна казати, що маса породжує ще масу). Очевидно, що зайві габарити автомобіля, наприклад, через надмірні розміри двигуна погіршують його аеродинамічність і провокують тим самим постійні додаткові витрати енергії. Або ж вилучення з життєвого чи вантажного простору автомобіля частини його об'єму можна трактувати як зазіхання на потенційну ефективність, продуктивність автомобіля. Надлишкова маса автомобіля породжує також зростання опору коченню, погіршує його динамічність, знижує безпечність у разі зіткнення з перешкодою.

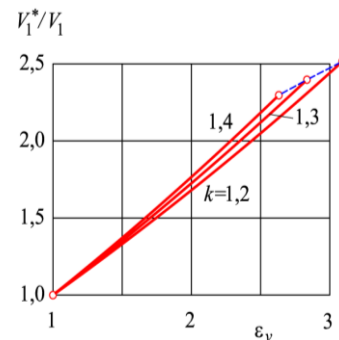
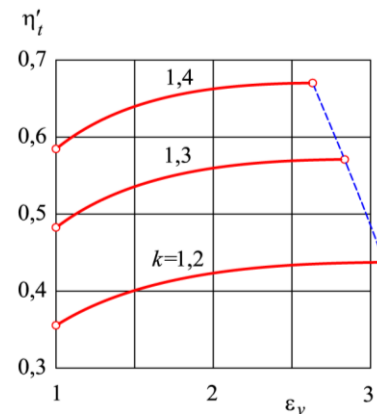
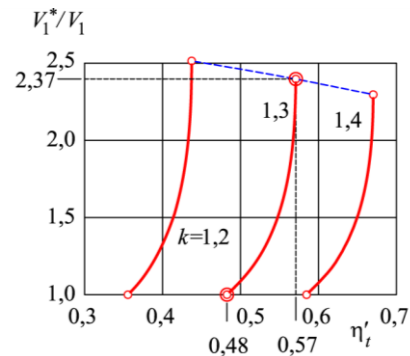
a – a*b – b**в – в*

Рис. 8. Взаємозв'язок між коефіцієнтом корисної дії та робочим об'ємом ідеального двигуна

Fig. 8. The relationship between efficiency coefficient and the displacement of an ideal engine

Формально (без урахування можливих зв'язків між параметрами, див. (13))

$$\frac{\partial V_1^*}{\partial \varepsilon V_1} = \frac{\varepsilon_v (k-1) \eta'_t - \eta_t}{\varepsilon \eta_t^2} > 0.$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

Зростання стиску (ступеня стискування) ε нібито сприяє зростанню різниці між габаритами двигунів Отто й Аткинсона. Тобто підвищення засобами Аткинсона ефективності двигуна Отто супроводжується тим більшим зростанням робочого об'єму, чим ефективнішим є двигун від самого початку.

Регулювання тягових потенцій двигуна. Розгляньмо тепер теоретичний цикл Аткинсона окремо (рис. 9). Хай ідеться, наприклад, про цикл $1'-2-3-4-1-1'$, у якому в механічну роботу перетворюється певна номінальна кількість теплоти Q_1 , що підводиться до робочого тіла в ізохорному процесі $2-3$. Якщо навантага на двигун зменшиться, то кількість теплоти, яку слід підводити до робочого тіла, звісно, також має зменшитись. Вважатимемо, що це не позначиться на значенні величини k . Тож буде реалізовано, наприклад, цикл $1'-2-3_1-4_1-1-1'$ з підведенням теплоти в ізохорному процесі $2-3_1$. Кількість теплоти Q_1 можна зменшувати без застережень, поки не виникне граничний цикл $1'-2-3_2-4_2(1)-1'$ із суто ізобарним процесом $4_2(1)-1'$ відведення теплоти Q_2 . Цикл із ще меншим значенням Q_1 у принципі, не можливий. Наприклад, для того щоб реалізувати цикл $1'-2-3'-4'-1-1'$ (який зображе-

но ще й окремо), необхідно було б у процесі $4'-1$ підводити додаткову теплоту Q'_1 , що свідчило б про втрату ефективності двигуна.

У реальному двигуні внутрішнього згоряння можна було б сподіватися на допомогу маховика, який за достатньої кількості акумульованої кінетичної енергії міг би за інерцією допровадити поршень до нижнього мертвого положення. Але в такому разі він (маховик) мусив би поповнити свою енергію на іншій ділянці процесу розширення робочого тіла (можливо, у попередньому циклі). Тож що теоретично, що практично втрата енергетичної ефективності двигуна Аткинсона у випадку малих навантаж є неминучою. Звідси, зокрема, випливає, що двигун Аткинсона, у якого за номінальній править «газотурбінний» цикл, неминуче губить свою перевагу за будь-яких часткових навантаж. Натомість змінюваність навантажень на енергетичній ефективності двигуна Отто (10), ніяк не позначатиметься. Відтак важко сказати, що краще: реалізовувати дещо нижчу ефективність, але постійно одну й ту саму, чи мати можливість реалізовувати вищу ефективність тільки на номінальному режимі роботи двигуна, але губити її на всіх інших режимах. Мабуть,

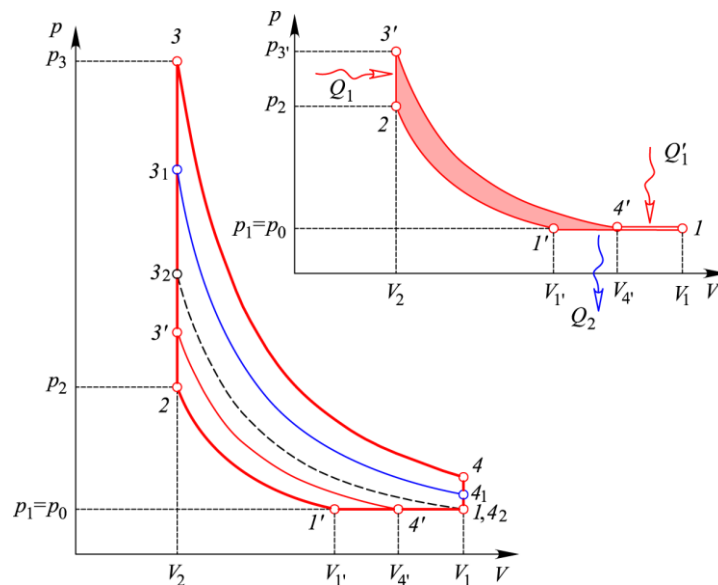


Рис. 9. Цикли Аткинсона за різних навантаж на двигун

Fig. 9. Atkinson cycles under different loads on the engine

МАШИНОБУДУВАННЯ

двигун Отто – це все-таки вигідний технічний компроміс між двотактним двигуном і двигуном Аткинсона.

Звернімося до термодинамічного циклу $1'-2-3'-4'-1-1'$, що «оперує» теплотами:

$$Q_1 = m_x c_v (T_{3'} - T_2) = m_x c_v T_2 \left(\frac{T_{3'}}{T_2} - 1 \right);$$

$$Q_1' = m_x c_p (T_1 - T_{4'}) = m_x c_p T_{4'} \left(\frac{T_1}{T_{4'}} - 1 \right);$$

$$Q_2 = m_x c_p (T_1 - T_{1'}) = m_x c_p T_{1'} \left(\frac{T_1}{T_{1'}} - 1 \right),$$

де m_x – маса робочого тіла на поточному режимі роботи двигуна. Тож коефіцієнт корисної дії циклу визначатиме формула:

$$\eta_t = \frac{Q_1 + Q_1' - Q_2}{Q_1 + Q_1'} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1 + Q_1'} = 1 - \frac{k \left(\frac{T_1}{T_{1'}} - 1 \right)}{\frac{T_2}{T_{1'}} \left(\frac{T_{3'}}{T_2} - 1 \right) + k \frac{T_{4'}}{T_{1'}} \left(\frac{T_1}{T_{4'}} - 1 \right)}. \quad (14)$$

Вважатимемо величину $\frac{p_{3'}}{p_2} = \lambda_x$ змінним

параметром, що характеризує навантагу на двигун. Беручи до уваги рівняння адиабат, матимемо співвідношення:

$$\frac{p_{3'}}{p_1} = \left(\frac{V_{4'}}{V_2} \right)^k; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k,$$

звідки випливає рівність $\frac{V_{4'}}{V_{1'}} = \lambda_x^{1/k}$. Дійсним є

співвідношення:

$$\frac{T_1}{T_{1'}} = \frac{V_1}{V_{1'}} = \varepsilon_v; \quad \frac{T_2}{T_{1'}} = \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1};$$

$$\frac{T_{3'}}{T_2} = \frac{p_{3'}}{p_2} = \lambda_x; \quad \frac{T_{4'}}{T_{1'}} = \frac{V_{4'}}{V_{1'}} = \lambda_x^{1/k};$$

$$\frac{T_1}{T_{4'}} = \frac{V_1}{V_{4'}} = \frac{V_1}{V_{4'}} \varepsilon_v \frac{V_{1'}}{V_1} = \varepsilon_v \frac{V_{1'}}{V_{4'}} = \lambda_x^{1/k} \varepsilon_v.$$

Тож формулу (14) є підстави подати у вигляді:

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\varepsilon_v - 1)}{\varepsilon^{k-1}(\lambda_x - 1) + k(\varepsilon_v - \lambda_x^{1/k})}.$$

Відтак виникає можливість унаочнити той факт, що за часткових навантаг двигун може істотно втрачати свою енергетичну ефективність (рис. 10). Наприклад, порівнюючи графік ($k=1,4; \varepsilon_v=3,0$ – двигун Аткинсона) і графік ($\eta_t(k=1,4; \varepsilon_v=1,0) = \text{idem}$ – двигун Отто), можна відзначити, що помітне зростання ККД у разі достатньо великих навантаг, коли $\lambda_x > \lambda_0 = 3,5$, супроводжується істотним його падінням у разі малих навантаг, коли $\lambda_x \ll \lambda_0 = 3,5$. Зі зменшенням величини ε_v перевага двигуна Аткинсона стає менш істотною, зате поширюється на більшу множину режимів.

Кількість робочого тіла, що потрапляє в робочий простір двигуна, визначатимемо за формулою:

$$m = \rho_0 (V_{1'} - V_2),$$

де ρ_0 – умовна густина робочого тіла.

Позначмо $\frac{V_1}{V_2} = \varepsilon_0$ – незмінний параметр

Змінюваний параметр $\frac{V_{1'x}}{V_2} = \frac{V_{1'x}}{V_2} \frac{V_1}{V_1} = \frac{V_{1'x}}{V_1} \varepsilon_0 = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_{vx}}$

двигуна Аткинсона не повинен би (умовно задля уникнення детонації) перевищувати регламентоване значення величини ε , яке притаманне також порівнюваному двигуну Отто.

Отож $V_2 \leq V_{1'x} \leq \varepsilon V_2$ і $\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} \leq \varepsilon_{vx} \leq \varepsilon_0$. Це накладає відповідні обмеження на можливості варіювання тяги двигуна Аткинсона зміною параметра ε_{vx} .

МАШИНОБУДУВАННЯ

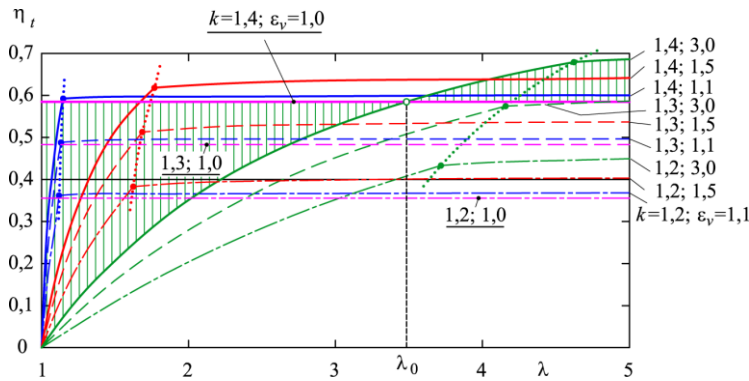


Рис. 10. Ефективність циклів Аткинсона за різних навантаж на двигун

Fig. 10. The efficiency of Atkinson cycles at different loads on the engine

Якщо $\max \varepsilon_{vx} = \varepsilon_0$, то перевага двигуна Аткинсона над двигуном Отто за енергоефективністю на номінальному режимі й за достатньо великих навантаж зменшується. Але при цьому існуватиме можливість регулювати часткові режими аж до марного ходу, не використовуючи умовний цикл із підведенням теплоти в кінці розширення (рис. 9, верхня схема). Натомість у разі $\max \varepsilon_{vx} < \varepsilon_0$ гіршою буде енергоефективність на режимах часткових навантаж.

Розглядаючи ідеальний цикл Аткинсона, (рис. 11, Ω – область допустимих адіабат), розрізнятимемо загальний (рис. 11, а) та вироджений (рис. 11, б) цикли. Задля унаочнення аналізу візьмімо для прикладу $\varepsilon = 9$, $\varepsilon_0 = 12$, $k = 1,4$.

Стосовно загального циклу $I'-2-3-4-I-I'$ (рис. 11, а), оперуючи співвідношеннями

$$\frac{T_1}{T_1} = \frac{T_1}{T_0} = \frac{V_1}{V_1} \Rightarrow T_1 = T_0 \frac{V_1}{V_1}; \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_4}{p_0};$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}, \quad \frac{T_3'}{T_2} = \frac{p_3'}{p_2};$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_0} = \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^k \Rightarrow p_2 = p_0 \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^k;$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2}{T_0} = \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_0 \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^{k-1};$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = \varepsilon_0^k \Rightarrow p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon_0^k};$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \varepsilon_0^{k-1};$$

$$\frac{p_3'}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = \varepsilon_0^k;$$

$$\frac{T_3'}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \varepsilon_0^{k-1},$$

можна визначити теплоту

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{1v} = mc_v(T_3 - T_2) = \\ &= mc_v T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) = mc_v T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} - 1 \right) = \\ &= \rho_0 c_v T_0 V_1 \frac{V_1' - 1}{V_2} \frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} - \left(\frac{V_1'}{V_2} \right)^k \right), \end{aligned} \quad (15)$$

що підводиться до робочого тіла, і теплоти

$$\begin{aligned} Q_{2v} &= mc_v(T_4 - T_1) = \\ &= mc_v T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right) = mc_v T_0 \frac{V_1}{V_1'} \left(\frac{p_3}{p_0} \varepsilon_0^k - 1 \right) = \\ &= \rho_0 c_v T_0 V_1 \frac{V_1' - 1}{V_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_0^k} \frac{p_3}{p_0} - 1 \right); \end{aligned}$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

$$\begin{aligned}
 Q_{2p} &= mc_p(T_1 - T_{1'}) = mc_p T_0 \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 \right) = \\
 &= \rho_0 c_p (V_{1'} - V_2) T_0 \left(\frac{V_1}{V_{1'}} - 1 \right) = \\
 &= \rho_0 k c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{V_{1'}}{V_2} \right), \quad (16)
 \end{aligned}$$

що відводяться від нього. Відтак у циклі буде виконана робота:

$$\begin{aligned}
 W &= W(V_{1'}, p_3) = Q_1 - Q_{2v} - Q_{2p} = \\
 &= \rho_0 c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} - \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k \right) - \right. \\
 &\quad \left. - \left(\frac{1}{\varepsilon_0^k} \frac{p_3}{p_0} - 1 \right) - k \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{V_{1'}}{V_2} \right) \right), \quad (17)
 \end{aligned}$$

із коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_r = \frac{W}{Q_1} = 1 - \frac{\frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \left(\frac{p_3}{p_0} - \varepsilon_0^k \right) + k \left(\varepsilon_0 - \frac{V_{1'}}{V_2} \right)}{\frac{p_3}{p_0} - \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k}. \quad (18)$$

Стосовно ж циклу $I' - 2 - 3' - I - I'$ (у певному сенсі граничного) дійсними є співвідношення:

$$\frac{T_1}{T_{1'}} = \frac{T_1}{T_0} = \frac{V_1}{V_{1'}} \Rightarrow T_1 = T_0 \frac{V_1}{V_{1'}}; \quad \frac{T_{3'}}{T_2} = \frac{p_{3'}}{p_2};$$

$$\frac{p_2}{p_{1'}} = \frac{p_2}{p_0} = \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k \Rightarrow p_2 = p_0 \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k;$$

$$\frac{T_2}{T_{1'}} = \frac{T_2}{T_0} = \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_0 \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^{k-1};$$

$$\frac{p_{3'}}{p_1} = \frac{p_{3'}}{p_0} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = \varepsilon_0^k \Rightarrow p_{3'} = p_0 \varepsilon_0^k;$$

$$\frac{T_{3'}}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \varepsilon_0^{k-1} \Rightarrow T_{3'} = T_1 \varepsilon_0^{k-1},$$

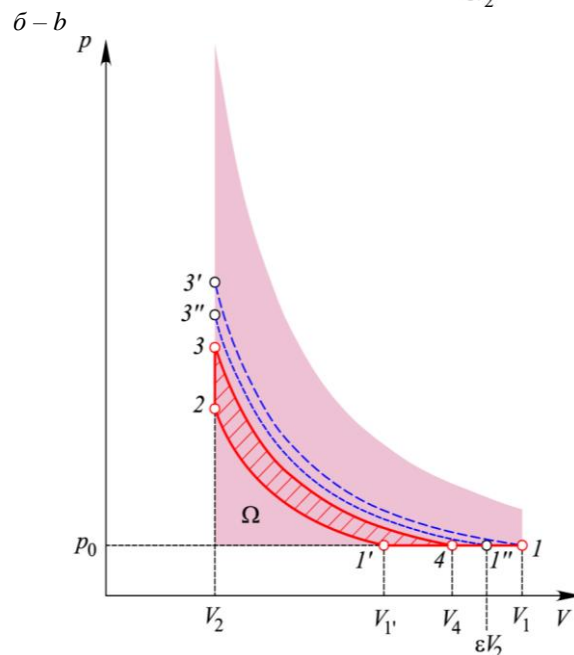
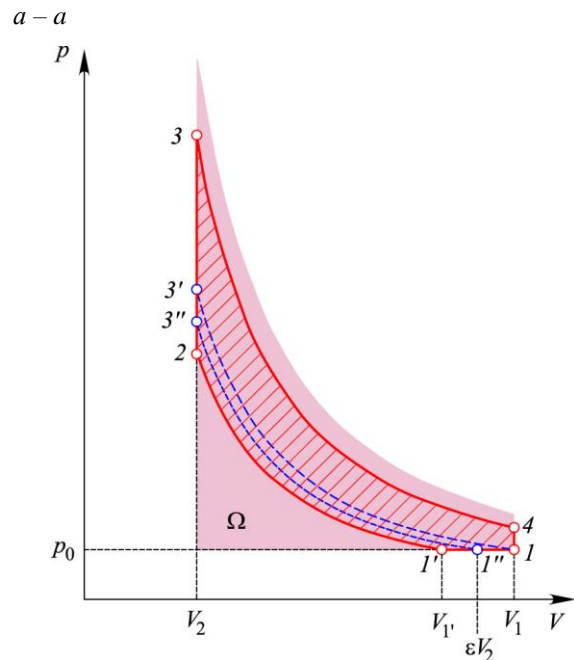


Рис. 11. Два типи циклів Аткинсона

Fig. 11. Two types of Atkinson cycles

МАШИНОБУДУВАННЯ

а тому

$$\begin{aligned}
 Q_1 = Q_{1v} = mc_v(T_{3'} - T_2) = \\
 = mc_v T_2 \left(\frac{T_{3'}}{T_2} - 1 \right) = mc_v T_2 \left(\frac{p_{3'}}{p_2} - 1 \right) = \\
 = \rho_0 c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \frac{1}{\varepsilon_0} \left(\varepsilon_0^k - \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k \right); \quad (19)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_2 = Q_{2p} = mc_p(T_1 - T_{1'}) = mc_p T_0 \left(\frac{T_1}{T_0} - 1 \right) = \\
 = \rho_0 k c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{V_{1'}}{V_2} \right). \quad (20)
 \end{aligned}$$

Вирази (19) і (20) впливають також, як і слід було сподіватись, із виразів (15) і (16) у разі $\frac{p_3}{p_0} \rightarrow \varepsilon_0^k$.

Формули (17) і (18) мають сенс у разі $\frac{p_3}{p_0} \geq \frac{p_{3'}}{p_0} = \varepsilon_0^k$. У разі ж $\frac{p_3}{p_0} < \varepsilon_0^k$ основний термодинамічний цикл (рис. 11, а) вироджується у цикл із вимушеним підведенням теплоти в кінці такту розширення робочого тіла (рис. 9, схема вгорі-праворуч, та рис. 11, б).

Співвідношення (рис. 11, б)

$$\frac{T_2}{T_{1'}} = \frac{T_2}{T_0} = \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^{k-1}; \quad \frac{p_2}{p_{1'}} = \frac{p_2}{p_0} = \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k;$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}; \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_2} \right)^{k-1},$$

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_3}{p_0} = \left(\frac{V_4}{V_2} \right)^k; \quad \frac{T_1}{T_4} = \frac{V_1}{V_4};$$

$$\frac{T_1}{T_{1'}} = \frac{T_1}{T_0} = \frac{V_1}{V_{1'}}.$$

дають змогу визначити такі величини:

$$Q_{1v} = mc_v(T_3 - T_2) =$$

$$= \rho_0 c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} - \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k \right);$$

$$Q_{1p} = mc_p(T_1 - T_4) = mkc_v T_4 \left(\frac{T_1}{T_4} - 1 \right) =$$

$$= \rho_0 k c_v T_4 V_2 \left(\frac{V_{1'}}{V_2} - 1 \right) \left(\frac{V_1}{V_4} - 1 \right) =$$

$$= \rho_0 k c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{1/k} \right);$$

$$Q_{2p} = mc_p(T_1 - T_0) = \rho_0 k c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{V_{1'}}{V_2} \right);$$

$$W = Q_{1v} + Q_{1p} - Q_{2p} =$$

$$\begin{aligned}
 = \rho_0 c_v T_0 V_1 \frac{V_{1'} - 1}{V_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} - \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k \right) + \right. \\
 \left. + k \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{1/k} \right) - k \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{V_{1'}}{V_2} \right) \right); \quad (21)
 \end{aligned}$$

$$\eta_r = \frac{W}{Q_1} = 1 -$$

$$\frac{k \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \frac{V_{1'}}{V_2} \right)}{\frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} - \left(\frac{V_{1'}}{V_2} \right)^k \right) + k \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0} \left(\frac{p_3}{p_0} \right)^{1/k} \right)}. \quad (22)$$

Формули (21) і (22) мають сенс у разі

$$1 \leq \frac{V_{1'}}{V_2} \leq \varepsilon, \quad 1 \leq \frac{p_3}{p_0} \leq \varepsilon_0^k.$$

Характер залежності умовної роботи циклу Аткинсона

МАШИНОБУДУВАННЯ

$$\varpi = \frac{W}{\rho_0 c_v T_0 V_1}$$

від параметрів керування тягою двигуна

$$\frac{V_1'}{V_2} = \nu \text{ і } \frac{P_3}{P_0} = \pi$$

ілюструє рис. 12. Величину ν є сенс трактувати як кількісну характеристику робочого тіла, а величину π – як якісну характеристику. Вертикальна пряма $\pi = \varepsilon_0^k = \text{idem}$ ділить діаграму на ліву частину, що відповідає виродженим циклам, і праву, яка відповідає загальним циклам. Очевидно, що функція $\varpi = \varpi(\nu, \pi)$ не належить до монотонних.

Загалом немонотонною є й залежність коефіцієнта корисної дії η_t від прийнятих режимних (регулювальних) параметрів (характеристик) ν та π (рис. 13). Але за кожного фіксованого значення параметра ν вона все ж монотонно зростаюча. Коефіцієнт корисної дії η_t циклу Аткинсона, звісно, за певних значень ν і π може перевищувати коефіцієнт корисної дії η_{t0} циклу Отто, якому відповідають задані параметри V_2 і ε . У разі $\pi \geq \varepsilon_0^k$ безперечно енергетично найефективнішими є цикли з параметром $\nu = \max \nu = \varepsilon = 9$.

За потреби керувати умовною роботою ϖ у бік її зменшення спочатку, за можливості, доцільно досягнути й зберігати максимальним значення величини ν ($\nu = \max \nu = \varepsilon$), зменшуючи тільки значення параметра π , аж доки далі не доведеться одночасно зменшувати ще й значення величини ν (рис. 14). Наприклад, у разі $\pi \leq \max \pi = 50$ керувати роботою циклу доцільно вздовж лінії $ABCDE$. У цьому прикладі коефіцієнт корисної дії циклу Аткинсона досягає найбільшого значення $\eta_t = \max \eta_t = 0,622$, що на 6 % є більшим за значення $\eta_{t0} = 0,585$ коефіцієнта корисної дії, відповідного циклу Отто. Але при цьому розмір двигуна Аткинсона в $\frac{V_1'}{V_1} = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} = \frac{12}{9} = 1,33$ раз (на третину) буде більшим.

Тож якщо в процесі конструювання двигуна Аткинсона–Міллера стають помітними енергоощадні переваги циклу Гамфрі, то в процесі регулювання тяги синтезованого двигуна такого кшталту переваги цього циклу вже не простежуються. Справді (рис. 13), режими, яким властиве співвідношення $\pi = \varepsilon_0^k$, загалом не мають переваги перед режимами, яким властиві співвідношення $\nu = \varepsilon$ і $\pi \rightarrow \pi_{\max}$ (π_{\max} – фізично допустимі значення параметра π).

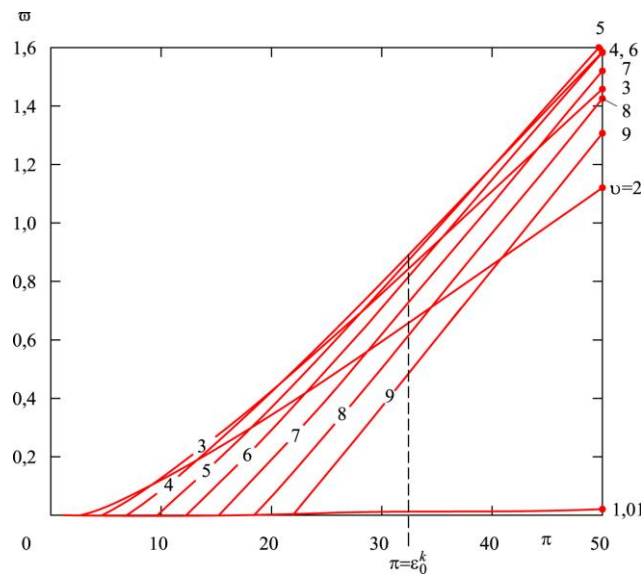


Рис. 12. Залежність умовної роботи двигуна від регулювальних параметрів

Fig. 12. Dependence of conditional operation of the engine on adjustment parameters

МАШИНОБУДУВАННЯ

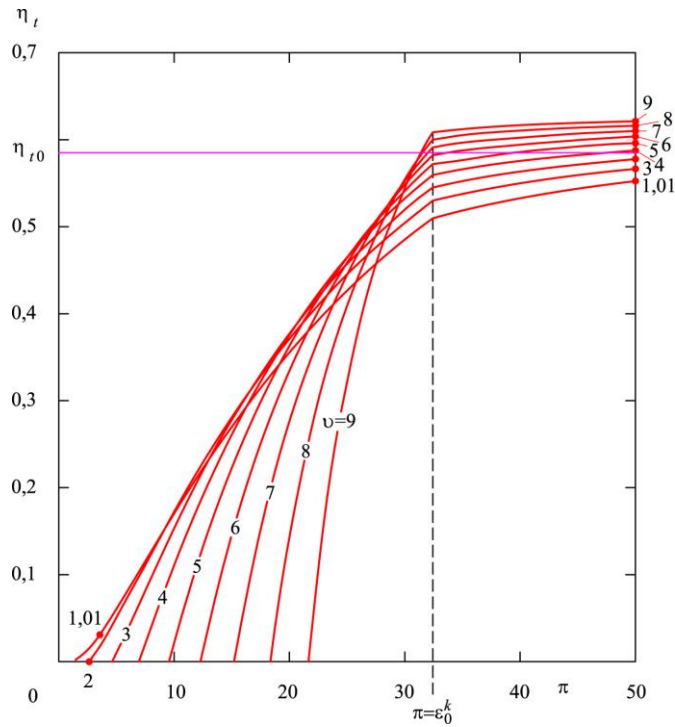


Рис. 13. Залежність коефіцієнта корисної дії двигуна від регулювальних параметрів

Fig. 13. Dependence of efficiency coefficient of the engine on adjustment parameters

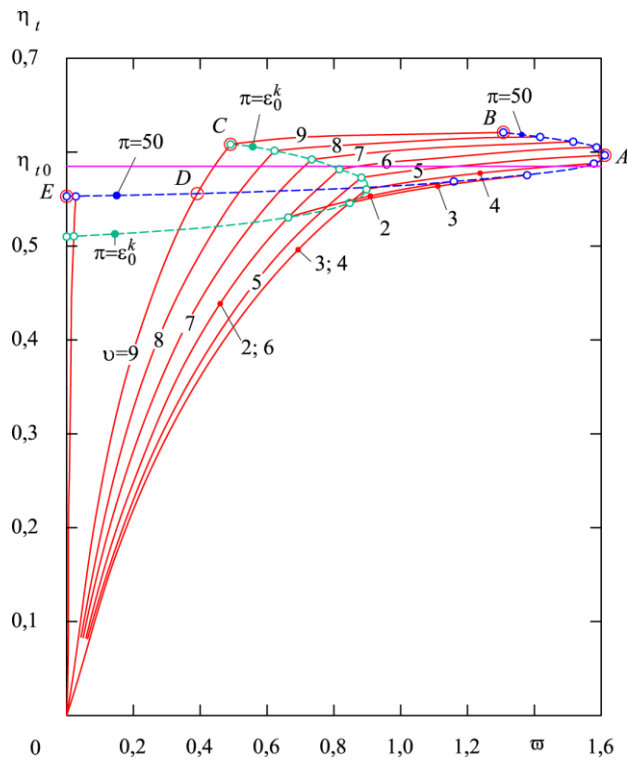


Рис. 14. Взаємозумовленість ефективності двигуна й регулювальних параметрів

Fig. 14. Interdependence of engine efficiency and adjustment parameters

МАШИНОБУДУВАННЯ

Об'єктивно не вдасться побачити істинний рівень досконалості двигуна, залишаючись у рамках суто його власної парадигми, не беручи до уваги нічого з того, що може виявитися в системі, куди його залучать працювати. Найважливішими системними ознаками досконалості двигуна є ступінь потенційної автономності, енергоощадність, енергоефективність, екологічність, масогабаритність. І всі ці ознаки так чи інакше позначаються на властивостях та ефективності машини з приводом від цього двигуна.

При цьому доводиться розрізняти конструктивні, робочі та функційні масогабарити. Наприклад, звичний двигун Аткинсона поступається двигунові Отто як за конструктивними, так і робочими масогабаритами, але є привабливішим за функційними масогабаритами – робочий цикл здійснюється не за два, а за один оберт його вала. Планетарно-зубчастий хитневий механізм перетворює звичний двигун Аткинсона на конструктивно компактніший, але повний робочий цикл у ньому здійснюватиметься вже за два оберти вихідного вала. Та й за робочими масогабаритами він все одно поступатиметься двигуну Отто, як і, зрештою, двигун Міллера.

Перелічені системні ознаки досконалості двигуна в значній мірі взаємопов'язані. Низька енергоощадність негативно позначається на екологічності та до певної міри обмежує автономність. Підвищення ж енергоощадності, вимірюваної коефіцієнтом корисної дії, знижує тягові потенції двигуна, його енергоефективність, тобто здатність перетворити більше теплоти на більшу кількість роботи. Взаємозв'язок між енергоощадністю й енергоефективністю відносно легко ідеалізувати й тим самим унаочнити засобами аналізу термодинамічних циклів, особливо на прикладі двигуна Аткинсона–Міллера.

Наукова новизна та практична значимість

З'ясувалось, що двигунові Аткинсона–Міллера справді потенційно властиві вищі значення коефіцієнта корисної дії порівняно з двигуном Отто. Але при цьому зменшується робота, яку цей двигун здатен продукувати в робочому просторі такого самого об'єму, що

й у традиційного двигуна Отто. Щоб відновити його тягові потенції, доведеться збільшити робочий об'єм (літраж), жертвуючи тим самим можливими масогабаритними перевагами. При цьому робочий об'єм формально вигідно збільшувати, аж поки робочий цикл Аткинсона–Міллера не виродиться в цикл Гамфрі. Проте коли виникає потреба зменшувати тягу двигуна Аткинсона–Міллера в разі зменшення навантаги на його валу, цикл Гамфрі перестає бути привабливим.

З одного боку, зростання коефіцієнта корисної дії теплового двигуна сприяє істотному заощадженню пального та зниженню загроз довікллю упродовж життєвого циклу машини з приводом від такого енергоощадного двигуна. Але зростання масогабаритних розмірів двигуна внаслідок утілення енергоощадного робочого циклу Аткинсона–Міллера провокує зростання маси двигуна настільки, що ставить під загрозу міцність конструкції. Тож виникає потреба в її підсиленні: у першому наближенні маса конструкції зростає пропорційно кубові лінійного розміру, а от її міцність – пропорційно квадратові лінійного розміру; можна стверджувати, що кожна додаткова маса породжує ще нову масу. Надлишкові, зумовлені надмірними розмірами двигуна, габарити автомобіля, наприклад, погіршують його аеродинамічність і провокують тим самим постійні додаткові витрати енергії в процесі реалізації транспортних функцій. Або ж вилучення з життєвого чи вантажного простору автомобіля частини його об'єму можна трактувати як зниження потенційної продуктивності автомобіля. Надмірна маса автомобіля призводить також до зростання опору коченню коліс, погіршує його розгінну й гальмівну динамічність, знижує рівень безпеки в разі зіткнення з перешкодою. Отже, підвищення таким способом коефіцієнта корисної дії теплового двигуна насправді може й не визнаватися як удосконалення через оцінку набутих робочою чи транспортною машиною експлуатаційних властивостей.

Масогабарити практично завжди тлумачили як надзвичайно вагому характеристику досконалості двигуна. Турбонаддув, наприклад, спочатку використовували саме для підвищення потужності двигуна в рамках заданих його ма-

МАШИНОБУДУВАННЯ

согабаритів. Це тільки згодом наддув став ще й засобом підвищення енергоефективності та екологічності. Підвищення ж потужності шляхом збільшення робочого об'єму вважалось не дуже доречним через зростання матеріаломісткості конструкції та поточних механічних втрат енергії в процесі її функціонування. Потужність за фіксованого робочого об'єму підвищували радше збільшенням номінальної частоти обертання колінчастого вала. Щоправда, це призвело до зростання масогабаритів трансмісії робочої машини чи автомобіля.

Висновки

1. Швидке (аж до миттєвого) внутрішнє згоряння пальної суміші в тепловому двигуні є найефективнішим процесом перетворення теплоти на механічну роботу.

2. Використання теорії ідеальних термодинамічних циклів (так званих циклів із нульовою потужністю) насправді дозволяє дуже простими засобами коректно й наочно пояснити та

оцінити прояв енергетично корисного ефекту від розширення робочого ходу в двигуні швидкого внутрішнього згоряння.

3. Підвищення коефіцієнта корисної дії завдяки подовженню робочого ходу поршня вимушено супроводжується зростанням маси й габаритів двигуна, і тому негативно позначається на властивостях автомобіля з приводом від такого двигуна. Наприклад, коефіцієнт корисної дії циклу Аткинсона може бути на 6 % більшим за значення коефіцієнта корисної дії відповідного циклу Отто. Але при цьому його характерний розмір на третину виявиться більшим.

4. Енергоефективність двигуна Аткинсона–Міллера порівняно з двигуном Отто є помітною на режимах великого навантаження. Але автомобільний двигун зазвичай працює на так званих часткових режимах.

5. Двигун Отто є вигідним технічним компромісом між двотактним двигуном і двигуном Аткинсона.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гащук П. М. *Енергія та упорядкований рух*. Львів : Українські технології, 2004. 608 с.
2. Al-Sarkhi A., Akash B. A., Jaber J. O., Mohsen M. S., Abu-Nada E. Efficiency of Miller engine at maximum power density. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2002. Vol. 29. Iss. 8. P. 1159–1167. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(02\)00444-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00444-X)
3. Al-Sarkhi A., Jaber J. O., Probert S. D. Efficiency of a Miller engine. *Applied Energy*. 2006. Vol. 83. Iss. 4. P. 343–351. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.04.003>
4. Andresen B., Salamon P., Berry R. S. Thermodynamics in finite time. *Physics Today*. 1984. Vol. 37. Iss. 9. P. 62–70. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2916405>
5. Atkinson J. *Gas engine : Patent 336505A US*. USA, 1886.
6. Atkinson J. *Gas engine : Patent 367496A US*. USA, 1887.
7. Benajes J., Novella R., Arthozoul S., Kolodziej C. Particle Size Distribution Measurements from Early to Late Injection Timing Low Temperature Combustion in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*. 2010. Vol. 3. Iss. 1. P. 567–581. DOI: <https://doi.org/10.4271/2010-01-1121>
8. Benajes J., Serrano J. R., Molina S., Novella R. Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine. *Energy Conversion and Management*. 2009. Vol. 50. Iss. 1. P. 174–183. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.08.034>
9. Brijesh P., Sreedhara S. Exhaust emissions and its control methods in compression ignition engines : A review. *International Journal of Automotive Technology*. 2013. Vol. 14. Iss. 2. P. 195–206. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-013-0022-2>
10. Carnot S. *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. Paris : Gauthier-Villars, Imprimeur-Libraire, 1872. 102 p.
11. Chen L., Zhang W., Sun F. Power, efficiency, entropy-generation rate and ecological optimisation for a class of generalized irreversible universal heatengine cycles. *Applied Energy*. 2007. Vol. 84. Iss. 5. P. 512–525. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.09.004>
12. Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T. Experimental study of CI natural-gas / DME homogeneous charge engine. *SAE Technical Paper Series*. 2000. Vol. 109. Iss. 3. P. 442–451. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-0329>

МАШИНОБУДУВАННЯ

13. Clarke D., Smith W. J. S The Simulation, Implementation and Analysis of the Miller Cycle Using an Inlet Control Rotary Valve. *SAE Technical Paper Series*. 1997. P. 61–70. DOI: <https://doi.org/10.4271/970336>
14. Cornell S. O., Leman S. A. *Engine valve actuation system (Caterpillar) : Patent 7004122 US*. USA, 2006.
15. Demirci O. K., Uyumaz A., Saridemir S. and Çinar C. Performance and Emission Characteristics of a Miller Cycle Engine. *International Journal of Automotive Technology (IJAET)*. 2018. Vol. 7. Iss. 3. P. 107–116. DOI: <https://doi.org/10.18245/ijaet.486408>
16. Ebrahimi R. Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder wall temperature on performance of an Atkinson engine. *Mathematical and Computer Modelling*. 2011. Vol. 53. Iss. 5–6. P. 1289–1297. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mcm.2010.12.015>
17. Ebrahimi R. Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air-fuel ratio and stroke length. *Applied Mathematical Modelling*. 2012. Vol. 36. Iss. 9. P. 4073–4079. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.11.031>
18. Edwards S., Frankle G., Wirbeleit F., Raab A. The Potential of a Combined Miller Cycle and Internal EGR Engine for Future Heavy Duty Truck Applications. *SAE Technical Paper*. 1998. P. 1–21. DOI: <https://doi.org/10.4271/980180>
19. Ehleskog M., Gjirja S., Denbratt I. Effects of Variable Inlet Valve Timing and Swirl Ratio on Combustion and Emissions in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Technical Paper*. 2012. P. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.4271/2012-01-1719>
20. Ebrahimi R. Thermodynamic modeling of performance of a Miller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid. *Computers and Mathematics with Applications*. 2011. Vol. 62. P. 2169–2176. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.camwa.2011.07.002>
21. Fukuzawa Y., Kakuhama Y., Shimoda H., Endo H., Tanaka K. Development of High Efficiency Miller Cycle Gas Engine. *Mitsubishi Heavy Industries*. 2001. Vol. 38, No. 3. P. 146–150.
22. Ge Y., Chen L., Sun F., Wu C. Effects of heat transfer and variable specific heats of working fluid on performance of a Miller cycle. *International Journal of Ambient Energy*. 2005. Vol. 26. Iss. 4. P. 203–214. DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2005.9674991>
23. Ge Y., Chen L., Sun F., Wu C. Effects of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-standard Miller cycle. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2005. Vol. 32. Iss. 8. P. 1045–1056. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.02.002>
24. Ge Y., Chen L., Sun F., Wu C. Reciprocating heat-engine cycles. *Applied Energy*. 2005. Vol. 81. Iss. 4. P. 397–408. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.09.007>
25. Gonca G., Hocaoglu M. F. Performance Analysis and Simulation of a Diesel – Miller Cycle (DiMC) Engine. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2019. Vol. 44. P. 5811–5824. DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-019-03747-4>
26. Gonca G., Sahin B., Ust Y. Investigation of Heat Transfer Influences on Performance of Air-Standard Irreversible Dual-Miller Cycle. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2015. Vol. 29. Iss. 4. P. 678–683. DOI: <https://doi.org/10.2514/1.T4512>
27. Goto T., Hatamura K., Takizawa S., Hayama N., Abe H., Kanesaka H. Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine. *SAE Technical Paper*. 1994. P. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.4271/940198>
28. Grab-Rogaliński K., Szwaja S., Tutak W. The Miller Cycle Based IC Engine Fuelled with a CNG / Hydrogen. *Journal of KONES. Powertrain and Transport*. 2014. Vol. 21. Iss. 4. P. 137–144. DOI: <https://doi.org/10.5604/12314005.1130459>
29. Hatamura K., Hayakawa M., Goto T., Hitomi M. A study of the improvement effect of Miller-cycle on mean effective pressure limit for high-pressure supercharged gasoline engines. *JSAE Review*. 1997. Vol. 18. Iss. 2. P. 101–106. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(96\)00069-0](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(96)00069-0)
30. Heikkilä J., Happonen M., Murtonen T., Lehto K., Sarjoavaara T., Larmi M., ... Virtanen, A. Study of Miller timing on exhaust emissions of a hydrotreated vegetable oil (HVO) – fueled diesel engine. *Journal of the Air & Waste Management Association* 2012. Vol. 62. Iss. 11. P. 1305–1312. DOI: <https://doi.org/10.1080/10962247.2012.708383>
31. Heywood J. B. *Ideal models of engine cycles*. Singapore : McGraw-Hill Education, 1988. 930 p.
32. Higuchi N., Sunaga Y., Tanaka M., Shimada H. Development of a New Two-Motor Plug-In Hybrid System. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*. 2013. Vol. 2. Iss. 1. P. 135–145. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-1476>

МАШИНОБУДУВАННЯ

33. Kong S. C. A study of natural gas / DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics. *Fuel*. 2007. Vol. 86. Iss. 10. P. 1483–1489. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2006.11.015>
34. Liu J., Chen J. Optimum performance analysis of a class of typical irreversible heat engines with temperature-dependent heat capacities of the working substance. *International Journal of Ambient Energy*. 2010. Vol. 31. Iss. 2. P. 59–70. DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2010.9675103>
35. Martins J., Uzuneanu K., Ribeiro B., Jasasky O. Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine. *SAE Technical Paper*. 2004. P. 1–15. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-0617>
36. Martins M. E. S., Lanzasova T. D. M. Full-load Miller cycle with ethanol and EGR : Potential benefits and challenges. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 90. P. 274–285. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.086>
37. Mikalsen R., Wang Y. D., Roskilly A. P. A Comparison of Miller and Otto Cycle Natural Gas Engines for Small Scale CHP Applications. *Applied Energy*. 2009. Vol. 86. Iss. 6. P. 922–927. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.021>
38. Miller R. *High expansion, spark-ignited, gas burning, internal combustion engines : US Patent 2773490A*. USA, 1952, 1956.
39. Miller R. *Supercharged Engine : US Patent 2817322A*. USA, 1957.
40. Miller R. H. Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output. *Transactions ASME*. 1947. Vol. 69. P. 453–464.
41. Miller R. H., Lieberherr H. U. The Miller supercharging system for Diesel and gas engines operating characteristics. *CIMAC*. 1957. P. 787–803.
42. Millo F., Gianoglio B. M., Delneri D. Computational Analysis of Internal and External EGR Strategies Combined with Miller Cycle Concept for a Two Stage Turbocharged Medium Speed Marine Diesel Engine. *SAE International Journal of Engines*. 2011. Vol. 4. Iss. 1. P. 1319–1330. DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-1142>
43. Mo H., Yongquan H. Y., Xiaojian M. X., Zhuo B. Investigations on the Potential of Miller Cycle for Performance Improvement of Gas Engine. *Global Journal of Researches in Engineering : B Automotive Engineering*. 2016. Vol. 16. Iss. 1. P. 37–46.
44. Niculae M., Clenci A., Iorga-Simăn V., Niculescu R. An Overview on the Miller-Atkinson Over-expansion Thermodynamic Cycle. *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 564 P. 1–7. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/564/1/012125>
45. Ribeiro, B. Martins, J. Direct Comparison of an Engine Working under Otto, Miller and Diesel Cycles : Thermodynamic Analysis and Real Engine Performance. *SAE Technical Paper*. 2007. P. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-0261>
46. Wang Y., Lin L., Roskilly A. P., Zeng S., Huang J., He Y., Huang X., Huang H., Wei H., Li S., Yang J. An analytic study of applying Miller cycle to reduce NO_x emission from petrol engine. *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27. Iss. 11–12. P. 1779–1789. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.01.013>
47. Wu C., Puzinauskas P. V., Tsai J. S. Performance analysis and optimization of a supercharged Miller cycle Otto engine. *Applied Thermal Engineering*. 2003. Vol. 23. Iss. 5. P. 511–521. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00239-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00239-9)
48. Zhao Y, Chen J. Performance analysis of an irreversible Miller heat engine and its optimum criteria. *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27. P. 2051–2058. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.002>

П. М. ГАЩУК¹, С. В. НИКИПЧУК^{2*}

¹Каф. «Експлуатація транспортних засобів та пожежно-спасальної техніки», Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, ул. Клепарівська, 35, Львів, Україна, 79007, тел. +38 (067) 476 84 83, ел. пошта retroh@meta.ua, ORCID 0000-0002-2345-4879

^{2*}Каф. «Експлуатація та ремонт автомобільної техніки», Національний університет «Львівська політехніка», ул. С. Бандери, 12, Львів, Україна, 79013, тел. +38 (097) 217 23 15, ел. пошта nikipch@gmail.com, ORCID 0000-0003-2499-9990

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЯ БЫСТРОГО ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С УДЛИНЕННЫМ РАБОЧИМ ХОДОМ

Цель. Мы предусматриваем в самых общих терминах исследовать эффективность рабочих циклов двигателя быстрого внутреннего сгорания с удлинённым рабочим ходом. Удлинение рабочего хода предусмотрено, например, в так называемых двигателях Аткинсона и Миллера, противопоставляемых как более совершенных традиционному двигателю Отто. **Методика.** Разные рабочие циклы для выявления их исключительно принципиальных особенностей рассмотрены идеализированном виде с применением понятий основной работы цикла, количественной и качественной характеристик рабочего тела. **Результаты.** Выяснено, в частности, следующее: 1) чтобы двигатель Аткинсона–Миллера выполнял одинаковую с двигателем Отто работу, он должен иметь заметно больший рабочий объём; 2) в случае заранее заданного количества механической работы коэффициент полезного действия и ход расширения цикла Аткинсона–Миллера растут до тех пор, пока цикл не превращается в цикл Гамфри; 3) повышение средствами Аткинсона эффективности двигателя Отто сопровождается тем большим ростом рабочего объёма, чем более эффективным является двигатель изначально. **Научная новизна.** Доказано, что при частичных нагрузках двигатель Аткинсона может существенно терять свою энергетическую эффективность. К тому же, если в процессе виртуального конструирования двигателя Аткинсона становятся заметными энергоэкономные преимущества цикла Гамфри, то в процессе мнимого регулирования тяги синтезированного двигателя такого типа преимущества этого цикла уже не прослеживаются. **Практическая значимость.** В целом существуют основания утверждать, что двигатель Отто – это все-таки выгодный технический компромисс между двухтактным двигателем и двигателем Аткинсона. С одной стороны, увеличение коэффициента полезного действия двигателя быстрого внутреннего сгорания способствует существенной экономии горючего и снижению угроз окружающей среде на протяжении жизненного цикла машины с приводом от такого энергоэкономного двигателя. Но с другой стороны, воплощение энергоэкономного рабочего цикла Аткинсона–Миллера будет сопровождаться ростом массогабаритных размеров двигателя и отрицательно сказываться на свойствах машины.

Ключевые слова: двигатель быстрого внутреннего сгорания; удлинённый рабочий ход; рабочий цикл; двигатель Аткинсона–Миллера; двигатель Отто; энергетическая эффективность; коэффициент полезного действия

P. M. HASHCHUK¹, S. V. NIKIPCHUK^{2*}

¹Dep. «Operation of vehicles and fire rescue equipment», Lviv State University of Life Safety, Kleparivska St., 35, Lviv, Ukraine, 79007, tel. +38 (067) 476 84 83, e-mail petroh@meta.ua, ORCID 0000-0002-2345-4879

^{2*}Dep. «Operation and repair of automotive vehicles», Lviv Polytechnic National University, S. Bandera St., 12, Lviv, Ukraine, 79013, tel. +38 (097) 217 23 15, e-mail nikipch@gmail.com, ORCID 0000-0003-2499-9990

THE EFFICIENCY OF WORKING CYCLES IN THE RAPID INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH THE EXTENDED WORKING STROKE

Purpose: The investigation covers the efficiency of working cycles in the rapid internal combustion engine with the extended working stroke. The extended working stroke is applied in so-called Atkinson/Miller engines that are considered to be more effective than traditional Otto engines. **Methodology.** In order to identify purely distinctive features of different working cycles, they were investigated in an idealized form using the concepts of a conditional working cycle, quantitative as well as qualitative characteristics of the working fluid. **Findings.** The investigation illustrates the following: 1) the Otto engine should have a significantly larger displacement to function the same way as the Atkinson/Muller engine; 2) if the mechanic work is predetermined, the efficiency coefficient and the course of expansion of the Atkinson-Miller cycle increase until it turns into the Humphrey cycle; 3) the increase of Otto engine's efficiency using Atkinson's means involves larger displacement if the engine was efficient from the very beginning. **Originality.** Atkinson's engine may significantly lose its efficiency in energy at partial loads. If in the process of virtual design of the Atkinson engine the energy-saving advantages of Humphrey cycle become noticeable, then in the process of imaginary regulation of the thrust of an already synthesized engine of this type the advantages of this cycle are no longer traceable. **Practical value.** In general, the Otto engine could be considered as a still profitable technical compromise between a two-stroke engine and the Atkinson engine. On the one hand, in-

МАШИНОБУДУВАННЯ

creasing the efficiency coefficient of a rapid internal combustion engine contributes to significant fuel savings and environmental hazards reduction throughout the life cycle of a machine driven by such an energy-saving engine. But on the other hand, the implementation of the energy-saving Atkinson/Miller working cycle will be accompanied by an increase in the mass and size of the engine and will negatively affect the properties of the machine.

Keywords: rapid internal combustion engine; extended working stroke; working cycle; Atkinson-Miller engine; Otto engine; energy efficiency; efficiency

REFERENCES

1. Hashchuk, P. M. *Enerhiia ta uporiadkovanyi rukh*. Lviv: Ukrainski tekhnolohii. DOI: <http://hdl.handle.net/123456789/3790> (in English)
2. Al-Sarkhi, A., Akash, B. A., Jaber, J. O., Mohsen, M. S., & Abu-Nada, E. (2002). Efficiency of Miller engine at maximum power density. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 29(8), 1159-1167. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(02\)00444-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00444-X) (in English)
3. Al-Sarkhi, A., Jaber, J. O., & Probert, S. D. (2006). Efficiency of a Miller engine. *Applied Energy*, 83(4), 343-351. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.04.003> (in English)
4. Andresen, B., Salamon, P., & Berry, R. S. (1984). Thermodynamics in finite time. *Physics Today*, 37(9), 62-70. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2916405> (in English)
5. Atkinson, J. (1886). *Gas engine: US 336505A*.
6. Atkinson, J. (1887). *Gas engine: US 367496A*.
7. Benajes, J., Novella, R., Arthozoul, S., & Kolodziej, C. (2010). Particle Size Distribution Measurements from Early to Late Injection Timing Low Temperature Combustion in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 3(1), 567-581. DOI: <https://doi.org/10.4271/2010-01-1121> (in English)
8. Benajes, J., Serrano, J. R., Molina, S., & Novella, R. (2009). Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 50(1), 174-183. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.08.034> (in English)
9. Brijesh, P., & Sreedhara, S. (2013). Exhaust emissions and its control methods in compression ignition engines: A review. *International Journal of Automotive Technology*, 14(2), 195-206. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-013-0022-2> (in English)
10. Carnot, S. (1872). *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. Paris: Gauthier-Villars, Imprimeur-Libraire. (in English)
11. Chen, L., Zhang, W., & Sun, F. (2007). Power, efficiency, entropy-generation rate and ecological optimisation for a class of generalized irreversible universal heatengine cycles. *Applied Energy*, 84(5), 512-525. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.09.004> (in English)
12. Chen, Z., Konno, M., Oguma, M., & Yanai, T. (2000). Experimental study of CI natural-gas/DME homogeneous charge engine. *SAE Technical Paper Series*, 109(3), 442-451. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-0329> (in English)
13. Clarke, D., & Smith, W. J. (1997). Simulation, Implementation and Analysis of the Miller Cycle Using an Inlet Control Rotary Valve, Variable Valve Actuation and Power Boost. *SAE SAE Technical Paper Series*, 61-70. DOI: <https://doi.org/10.4271/970336>. (in English)
14. Cornell, S. O., & Leman, S. A. (2006). *Engine valve actuation system (Caterpillar)*, US Patent 7004122.
15. Demirci, O. K., Uyumaz, A., Saridemir, S., & Çinar, C. (2018). The Simulation, Implementation and Analysis of the Miller Cycle Using an Inlet Control Rotary Valve. *International Journal of Automotive Technology (IJAET)*, 7(3), 107-116. DOI: <https://doi.org/10.18245/ijaet.486408>. (in English)
16. Ebrahimi, R. (2011). Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder wall temperature on performance of an Atkinson engine. *Mathematical and Computer Modelling*, 53(5-6), 1289-1297. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mcm.2010.12.015> (in English)
17. Ebrahimi, R. (2012). Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air-fuel ratio and stroke length. *Applied Mathematical Modelling*, 36(9), 4073-4079. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.11.031> (in English)
18. Edwards, S., Frankle, G., Wirbeleit, F., & Raab, A. (1998). The Potential of a Combined Miller Cycle and Internal EGR Engine for Future Heavy Duty Truck Applications, *SAE Technical Paper*, 1-21. DOI: <https://doi.org/10.4271/980180> (in English)

МАШИНОБУДУВАННЯ

19. Ehleskog, M., Gjirja, S., & Denbratt, I. (2012). Effects of Variable Inlet Valve Timing and Swirl Ratio on Combustion and Emissions in a Heavy Duty Diesel Engine. *SAE Technical Paper*, 1-12.
DOI: <https://doi.org/10.4271/2012-01-1719> (in English)
20. Ebrahimi, R. (2011). Thermodynamic modeling of performance of a Miller cycle with engine speed and variable specific heat ratio of working fluid. *Computers and Mathematics with Applications*, 62, 2169-2176.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.camwa.2011.07.002> (in English)
21. Fukuzawa, Y., Kakuhama, Y., Shimoda, H., Endo, H., & Tanaka, K. (2001). Development of High Efficiency Miller Cycle Gas Engine. *Mitsubishi Heavy Industries*, 38(3), 146-150. (in English)
22. Ge, Y., Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2005). Effects of heat transfer and variable specific heats of working fluid on performance of a Miller cycle. *International Journal of Ambient Energy*, 26(4), 203-214.
DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2005.9674991> (in English)
23. Ge, Y., Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2005). Effects of heat transfer and friction on the performance of an irreversible air-standard Miller cycle. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(8), 1045-1056. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2005.02.002> (in English)
24. Ge, Y., Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2005). Reciprocating heat-engine cycles. *Applied Energy*, 81(4), 397-408.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.09.007> (in English)
25. Gonca, G., & Hocaoglu, M. F. (2019). Performance Analysis and Simulation of a Diesel-Miller Cycle (DiMC) Engine. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44, 5811-5824.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s13369-019-03747-4> (in English)
26. Gonca, G., Sahin, B., & Ust, Y. (2015). Investigation of Heat Transfer Influences on Performance of Air-Standard Irreversible Dual-Miller Cycle. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 29(4), 678-683.
DOI: <https://doi.org/10.2514/1.T4512> (in English)
27. Goto, T., Hatamura, K., Takizawa, S., Hayama, N., Abe, H., & Kanesaka, H. (1994). Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine. *SAE Technical Paper*, 1-11. DOI: <https://doi.org/10.4271/940198> (in English)
28. Grab-Rogaliński, K., Szwaja, S., & Tutak, W. (2014). The Miller Cycle Based IC Engine Fuelled with a CNG/Hydrogen. *Journal of KONES. Powertrain and Transport*, 21(4), 137-144.
DOI: <https://doi.org/10.5604/12314005.1130459> (in English)
29. Hatamura, K., Hayakawa, M., Goto, T., & Hitomi, M. (1997). A study of the improvement effect of Miller-cycle on mean effective pressure limit for high-pressure supercharged gasoline engines. *JSAE Review*, 18(2), 101-106. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(96\)00069-0](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(96)00069-0) (in English)
30. Heikkilä, J., Happonen, M., Murtonen, T., Lehto, K., Sarjoavaara, T., Larmi, M., ... & Virtanen, A. (2012). Study of Miller timing on exhaust emissions of a hydrotreated vegetable oil (HVO)-fueled diesel engine. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 62(11), 1305-1312.
DOI: <https://doi.org/10.1080/10962247.2012.708383>. (in English)
31. Heywood, J. B. (1988). *Ideal models of engine cycles*. Singapore: McGraw-Hill Education. (in English)
32. Higuchi, N., Sunaga, Y., Tanaka, M., & Shimada, H. (2013). Development of a New Two-Motor Plug-In Hybrid System. *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, 2(1), 135-145.
DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-1476> (in English)
33. Kong, S. C. (2007). A study of natural gas/DME combustion in HCCI engines using CFD with detailed chemical kinetics. *Fuel*, 86(10), 1483-1489. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2006.11.015> (in English)
34. Liu, J., & Chen, J. (2010). Optimum performance analysis of a class of typical irreversible heat engines with temperature-dependent heat capacities of the working substance. *International Journal of Ambient Energy*, 31(2), 59-70. DOI: <https://doi.org/10.1080/01430750.2010.9675103> (in English)
35. Martins, J., Uzunian, K., Ribeiro, B., & Jasasky, O. (2004). Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine. *SAE Technical Paper*, 1-15. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-0617> (in English)
36. Martins, M. E. S., & Lanzanova, T. D. M. (2015). Full-load Miller cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges. *Applied Thermal Engineering*, 90, 274-285.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.086> (in English)
37. Mikalsen, R., Wang, Y. D., & Roskilly, A. P. (2009) A Comparison of Miller and Otto Cycle Natural Gas Engines for Small Scale CHP Applications. *Applied Energy*, 86(6), 922-927.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.021> (in English)
38. Miller, R. (1952, 1956). *High expansion, spark-ignited, gas burning, internal combustion engines: US Patent 2773490A*.
39. Miller, R. (1957). *Supercharged Engine: US Patent 2817322A*.

МАШИНОБУДУВАННЯ

40. Miller, R. H. (1947). Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output. *Transactions ASME*, 69, 453-464. (in English)
41. Miller, R. H., & Lieberherr, H. U. (1957). The Miller supercharging system for Diesel and gas engines operating characteristics. *CIMAC*, 787–803. (in English)
42. Millo, F., Gianoglio B. M., & Delneri, D. (2011). Computational Analysis of Internal and External EGR Strategies Combined with Miller Cycle Concept for a Two Stage Turbocharged Medium Speed Marine Diesel Engine. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 1319-1330.
DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-01-1142> (in English)
43. Mo, H., Yongquan, H. Y., Xiaojian, M. X., & Zhuo, B. (2016). Investigations on the Potential of Miller Cycle for Performance Improvement of Gas Engine. *Global Journal of Researches in Engineering: B Automotive Engineering*, 16(1), 37-46. (in English)
44. Niculae, M., Clenci, A., Iorga-Simăn, V., & Niculescu, R. (2019). An Overview on the Miller-Atkinson Over-expansion Thermodynamic Cycle. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 564, 1-7.
DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/564/1/012125> (in English)
45. Ribeiro, B., & Martins, J. (2007). Direct Comparison of an Engine Working under Otto, Miller and Diesel Cycles: Thermodynamic Analysis and Real Engine Performance. *SAE Technical Paper*, 1-11.
DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-0261> (in English)
46. Wang, Y, Lin, L, Roskilly, A. P., Zeng, S, Huang, J, He, Y, Huang, X, Huang, H, Wei, H, Li, S, & Yang, J. (2007). An analytic study of applying Miller cycle to reduce NO_x emission from petrol engine. *Applied Thermal Engineering*, 27(11-12), 1779-1789. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.01.013> (in English)
47. Wu, C., Puzinauskas, P. V., & Tsai, J. S. (2003). Performance analysis and optimization of a supercharged Miller cycle Otto engine. *Applied Thermal Engineering*, 23(5), 511-521.
DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00239-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00239-9) (in English)
48. Zhao, Y, & Chen, J. (2007) Performance analysis of an irreversible Miller heat engine and its optimum criteria. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2051-2058. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.002> (in English)

Надійшла до редколегії: 27.01.2020

Прийнята до друку: 29.05.2020