

## ВИТРАТИ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА НА НАСОСНІ ХОДИ У ВІДКЛЮЧЕНОМУ ЦИЛІНДРІ ЯК ФАКТОР ЙОГО ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ

Молодан А.О. д.т.н., проф., Дубінін Є.О. д.т.н., проф.,  
Полянський О.С. д.т.н., проф.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

Артьомов М.П. д.т.н., професор, Пушкаренко О.Ю. аспірант

*Харківський державний біотехнологічний університет*

*Метою цього дослідження є встановлення обсягу роботи, необхідної для переміщення компонентів у відклученому циліндрі, щоб стиснути визначену кількість газу в межах заданих початкових та кінцевих параметрів стиснення.*

В експлуатації автотракторних двигунів можливі випадки роботи з виключеною подачею палива одного або декількох циліндрів без втручання у рухомі елементи ГРМ, а також із втручанням. Деяка частина індикаторної потужності, що розвивається в циліндрах двигуна, витрачається в самому двигуні на власні потреби і не може бути використана споживачем. Цю потужність називають потужністю механічних втрат  $N_{\text{мв}}$ . Дана потужність витрачається на подолання тертя  $N_{\text{тер}}$ , привід всіх допоміжних механізмів  $N_{\text{доп. мех}}$ , що забезпечують нормальну роботу двигуна, і на здійснення процесів газообміну в двигуні  $N_{\text{ГО}}$ , тобто

$$N_{\text{мв}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}} \quad (1)$$

У разі ж відключення одного з циліндрів двигуна механічні втрати зростають на величину насосних втрат цього циліндра [1]

$$N_{\text{мв}} = N_{\text{тер}} + N_{\text{доп. мех}} + N_{\text{ГО}} + N_{i_{\text{ц}}-i} \quad (2)$$

де  $N_{i_{\text{ц}}-i}$  – потужність, яка витрачається на переміщення поршня і подолання насосних ходів у відклученому циліндрі.

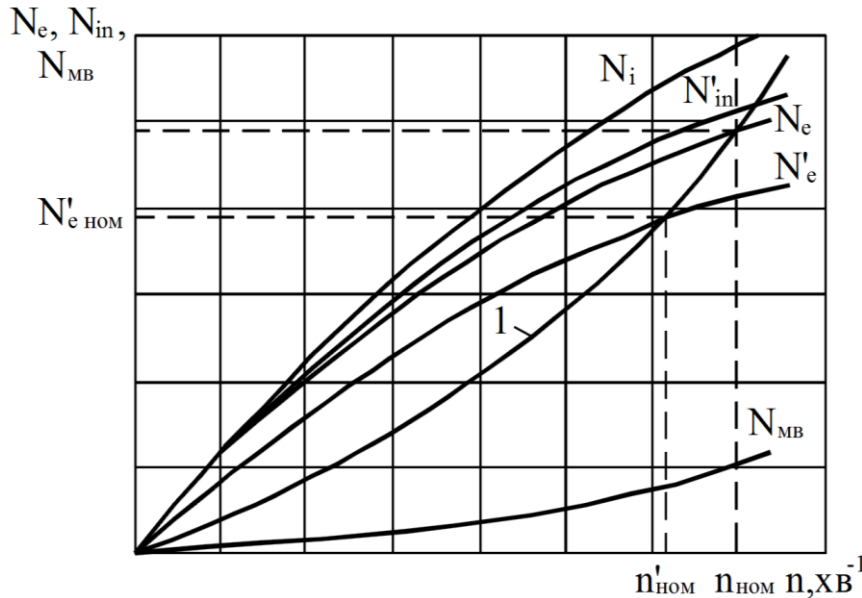
Припинення подачі заряду в циліндри здійснюється шляхом зупинки клапанного механізму. Основним вузлом в системі відключення клапанів є блокувальний механізм з електромагнітним або гідравлічним приводом, який забезпечує можливість розриву кінематичного зв'язку між деталями газорозподільного механізму. Однак застосування цього способу пов'язане зі значними ускладненнями механізму газорозподілу і системи управління, а також викликає проникнення масла в робочі порожнини циліндрів.

При тому, що індикаторна потужність рівномірно розподіляється між циліндрами, можна визначити індикаторну потужність двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра [2]

$$N'_{in} = (i'_{ц} - 1)N_{in\ ц} = \frac{i'_{ц} - 1}{i'_{ц}} N_{in}, \quad (3)$$

де  $N_{in\ ц}$  – індикаторна потужність одного циліндра,

$$N_{in\ ц} = \frac{N_{in}}{i''_{ц}}. \quad (4)$$



1 – навантажувальна характеристика автотракторного двигуна

Рис. 1. Теоретичні криві потужності автотракторного двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра

За обчисленим значенням потужності  $N_{in}$  для різних обертів колінчастого валу двигуна можна побудувати зовнішню індикаторну характеристику при роботі  $(i'_{ц} - 1)$  циліндрів двигуна [3].

При вимкненій подачі палива в один циліндр потужність механічних втрат двигуна зменшується внаслідок зменшення втрат тертя в цьому циліндрі внаслідок зниження максимального тиску циклу. Зазначене зменшення потужності механічних втрат не представляє істотного значення, роботу двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр допускаємо із збереженням колишньої залежності  $N_{MB} = f(n)$ . Маючи криві  $N_{in} = f(n)$  і  $N_{MB} = f(n)$ , неважко побудувати криву  $N_e = f(n)$ , розраховуючи ординати кривої  $N_{MB}$  з ординат кривої  $N_{in}$ . Крива  $N_e$  являє собою зовнішню характеристику двигуна при роботі  $(i''_{ц} - 1)$  циліндрів двигуна. Точка перетину цієї кривої з кривою 1 двигуна визначає допустиме число обертів  $n'_{ном}$  і відповідну потужність  $N'_{e\ ном}$  при роботі двигуна з виключеною подачею палива в один циліндр. З іншого боку індикаторна потужність відключеного циліндра

$$N_{in\ x} = N_e - N_e (i_{ц}^{i-1}), \quad (5)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна при роботі всіх циліндрів;  
 $N_e (i_{ц}^{i-1})$  – ефективна потужність при роботі двигуна з одним вимкненим циліндром.

Індикаторна потужність двигуна визначається як сума індикаторних потужностей окремих циліндрів

$$N_{in} = \sum_1^{i_{ц}''} N_{in\ x}. \quad (6)$$

Якщо у циліндр припинена подача палива, а поршень продовжує працювати вхолосту, то при цьому слід враховувати додаткові втрати енергії, що витрачаються на рух поршня і пов'язаних з ним механізмів.

Втрати потужності складаються з наступних складових:

$N_1$  – втрати на переміщення власне поршня із зчленованими з ним механізмами;

$N_2$  – втрати на стиск повітря в циліндрі (насосні ходи).

Величину потужності, необхідну на подолання переміщення відключеного циліндра із зчленованими з ним механізмами, можна отримати з рівняння

$$N_1 = \frac{N_{in\Delta}}{\eta_m} (1 - \eta_m), \quad (7)$$

де  $N_{in\Delta}$  – індикаторна потужність відключеного циліндра;

$\eta_m$  – механічний ККД на подолання тертя у відключеному циліндрі.

Потужність тертя залежить від температури мастила і числа обертів. Підвищення температури мастила знижує його в'язкість і зменшує роботу тертя. При підвищенні числа обертів колінчастого валу потужність тертя в різних вузлах змінюється по-різному. В цілому по циліндру робота тертя зростає приблизно пропорційно збільшенню числа обертів колінчастого валу в 1,5-1,8 рази.

Потужність, що розвивається досліджуваним циліндром, визначають з допомогою оцінювання додаткової потужності привода в режимі номінальної частоти обертання колінчастого вала АТД.

Якщо досліджуваний циліндр справний, то при роботі він розвиває номінальну ефективну потужність [4]

$$N_{e\ 1\ n} = N_{мв} - N_{мв} / i_{ц}'' - N_{дод\ 1\ n}, \quad (8)$$

де  $N_{мв}$  – потужність механічних втрат двигуна на номінальному режимі;

$N_{дод\ 1\ n}$  – додаткова потужність привода при роботі на одному циліндрі;

$i_{ц}''$  – число працюючих циліндрів двигуна.

При відхиленні значень показників від номінальних рівняння (8) має вигляд

$$N_{e1} = N_{MB} - N_{MB} / i_{\text{ц}}'' - N_{\text{дод1}}, \quad (9)$$

Віднімаючи з рівняння (8) рівняння (9), отримуємо

$$N_{e1н} - N_{e1} = N_{\text{дод1}} - N_{\text{дод1н}}. \quad (10)$$

Таким чином, відхилення ефективної потужності одного циліндра від номінального значення дорівнює відхиленню додаткової потужності від її номінального значення. Отже,  $\Delta N_{e1} = N_{\text{дод1}} - N_{\text{дод1н}}$ .

Номінальна додаткова потужність

$$\begin{aligned} N_{\text{дод1н}} &= N_{MB} - N_{in1н} = N_{MB} \left[ 1 - N_{inн} / (i_{\text{ц}}'' \cdot N_{MB}) \right] = \\ &= N_{MB} \left[ 1 - 1 / (i_{\text{ц}}'' \cdot N_{MB} / N_{inн}) \right] = N_{MB} \left\{ 1 - 1 / \left[ i_{\text{ц}}'' \cdot (1 - \eta_{\text{м.н}}) \right] \right\}, \end{aligned} \quad (11)$$

Пропонується спосіб відключення де  $\eta_{\text{м.н}}$  – номінальне значення механічного ККД двигуна.

У практиці досліджень для оцінювання роботи окремого циліндра використовують [2, 3] ступінь додаткової потужності при забезпеченні номінального режиму по частоті обертання  $\delta_{\text{дод1н}} = N_{\text{дод1н}} / N_{eн}$ .

З урахуванням того, що  $N_{\text{мв.н}} / N_{eн} = 1 / \eta_{\text{м.н}} - 1$ , отримуємо  $\delta_{\text{дод1н}} = \left\{ 1 - 1 / \left[ i_{\text{ц}}'' \cdot (1 - \eta_{\text{м.н}}) \right] \right\} \cdot (1 / \eta_{\text{м.н}} - 1)$ .

Найважливішою умовою отримання надійних результатів при діагностуванні двигунів з допомогою безгальмівних методів навантаження є дотримання теплового режиму. Температура охолоджуючої води і масла в картері повинна бути не чижіше 75 °С, так як температурний режим мастильної системи і системи охолодження визначає рівень механічних втрат двигуна. Для чотиритактних дизелів при використанні безгальмівного навантаження довантаження двигуна може бути здійснена шляхом дроселювання газів на випуску з двигуна. Цю додаткову навантаження можна отримати як для відключених, так і для працюючих циліндрів установкою на випускному трубопроводі пристрою з дросельної заслінкою і манометром. Перед заслінкою для зменшення коливань протитиску встановлюють ресивер.

Крім гальмових і безгальмівних методів навантаження двигунів при перевірці потужностних показників застосовують метод розгону двигуна до максимальної частоти обертання холостого ходу при різкому збільшенні подачі палива.

Незважаючи на безперечні переваги, складні і дорогі стаціонарні стенди для діагностування двигунів спільно з установками не завжди економічно виправдано, особливо, коли здійснюється діагностування окремих агрегатів, механізмів і систем двигунів, тобто створюються локальні системи діагностування.

У разі використання парціального методу навантаження, створювана при відключенні групи непрацюючих циліндрів, недостатня для забезпечення номінальної частоти обертання колінчастого вала. Цей недолік методу усувають

Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ». 2024 застосуванням пристроїв, що довантажують. В якості цих пристроїв використовують або гальмівні пристрої стенду, або внутрішні споживачі потужності транспортної установки (трактори, тепловози тощо).

Потужність вимірюють на прогрітому двигуні. Розгін здійснюється різким відкриттям дросельної заслінки або рейки насоса подачі палива від мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала холостого ходу до максимального. Процес одного виміру триває не більше 5 с, а з урахуванням допоміжного часу близько 3 хв. Прилад досить точний [4], різниця у визначенні потужності на стенді і з допомогою приладу не перевищує 3%.

Для виміру потужності, що розвивається окремими циліндрами, спочатку здійснюють розгін двигуна для визначення повної потужності. Потім відключають циліндр, потужність якого потрібно виміряти, і повторюють розгін. По різниці показань між першим і другим розгонами визначають індикаторну потужність у відключеному циліндрі.

В результаті проведених досліджень отримана залежність для визначення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі [3]

$$N_{i_{\text{ц}}-1} = \frac{-\frac{b}{b-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(b-1)/b} - 1 \right] \cdot V_1 \cdot \Delta i_{\text{ц}} \cdot n}{1000 \cdot \rho} \quad (12)$$

де  $b$  – показник політропи  $b = \frac{c - c_p}{c - c_v}$ , який для адіабатного процесу

приймається рівним показнику адіабати  $k = c_p / c_v$ ;

$c$  – молярна теплоємність;

$T_1, T_2$  – температура газу на всмоктуванні та нагнітанні відповідно;

$R$  – питома газова постійна суміші, Дж/(кг·К);

$V_1$  – обсяг газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування;

$\Delta i_{\text{ц}}$  – число відключених циліндрів;

$n$  – частота обертання колінчастого вала автотракторного двигуна з відключеними циліндрами;

$\rho$  – щільність газу, що надходить в один відключений циліндр за один хід всмоктування.

Очевидно, що при відключенні циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск з відключеними циліндрами буде дорівнювати частині індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

### Висновок

Визначена індикаторна потужність двигуна при вимкненій подачі палива до одного циліндра із зчленованими з ним механізмами при отриманні деякій кількості газу при заданих параметрах початку і кінця стиснення у відключеному циліндрі.

Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ». 2024

Отримане значення потужності, що витрачається на насосні ходи у відключеному циліндрі, та визначено, що при відключенні циліндрів при незмінному положенні органів управління двигуна індикаторний тиск у відключеному циліндрі буде дорівнювати частині індикаторного тиску стандартного автотракторного двигуна.

### Список використаних джерел

1. Molodan A. 2018. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyansky, M. Potapov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2018. Vol.20. No.1. 99-103.
2. Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill Education, 1988. – 930 p.
3. A. Molodan. Change in power and fuel consumption when engine cylinders are partially disabled in a wheeled vehicle / A. Molodan, Y. Dubinin, O. Polyanskyi, M. Artomov, O. Pushkarenko // Central Ukrainian Scientific Bulletin: Technical Science. Кропивницький, 2024. № 8(39) part II, 2023. С. 150-158. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8\(39\).2.150-158](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8(39).2.150-158).
4. A. Molodan, Changes in engines energy indicators when the cylinders are disconnected in the unloaded mode of operation / Andrii Molodan, Yevhen Dubinin, Oleksandr Polyanskyi, Mykola Potapov, M. Poltavskyi, M. Krasnokutskyi // Central Ukrainian Scientific Bulletin: Technical Science. – Кропивницький, 2023. – № 7(38) part I, 2023. – С. 110-119. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7\(38\).1.110-119](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7(38).1.110-119)

УДК 631

## ЗНАЧЕНІСТЬ ОЦІНКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ ПРИ ВИРОЩУВАННІ С.Г. КУЛЬТУР ТАКИЙ ЯК ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ

**Бабаєв Р.В. магістрант, Анікєєв О.І. доцент, к.т.н.**

*Державний біотехнологічний університет*

*При визначенні економічної ефективності технологій сільськогосподарського виробництва, поза увагою залишається багато важливих чинників таких як енергоємність і екологічність сільгоспвиробництва, тобто поза увагою залишається рівень негативного впливу механізованого сільгоспвиробництва, перш за все, на ґрунт і витрати не поновлюваної енергії, енергетичний аналіз дозволяє встановити екологічно допустимі межі енергонасичення на одиницю площі.*

Особлива необхідність в енергооцінці виникла в сучасних умовах ринкових відносин в сільськогосподарському виробництві, коли має місце нестабільність в ціновій оцінці, як процесу виробництва, так і продукції цього виробництва, при відсутності паритету цін між засобами і результатами виробництва.