

СРАВНЯВАНЕ НА ВЪНШНАТА И ВЪТРЕШНАТА НЕУРАВНОВЕСЕНОСТ НА ЧЕТИРИ, ПЕТ И ШЕСТ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛ С ВЪТРЕШНО ГОРЕНЕ

Йордан Христов Дерменджийски
dermendzhiyski@gmail.com

*Висше транспортно училище „Тодор Каблешков“,
Катедра „Транспортна техника“, Ул. „Гео Милев“ 158 София 1574,
БЪЛГАРИЯ*

Ключови думи: газова сила

Резюме: В настоящата работа е представено сравнително изследване на вътрешната и външната неуравновесеност на четири, пет и шест цилиндрови буталени двигатели с вътрешно горене. Теоретично са определени газовите сили и инерционните сили предизвикани от възвратно постъпателно движещи се маси, както и предизвиканите от тях въртящи моменти, реактивни моменти и моментите от инерционните сили, действащи на корпуса на двигателя при максимално подаване на гориво. За целта са разгледани малолитражни двигатели с мощност 60 kW, с еднакви конструктивни параметри (диаметър на буталата, ходов обем, степен на сгъстяване и др.) и работещи при един и същ режим. Единствената разлика е броят на цилиндрите. Целта на разработката е да се изследва нечетния брой цилиндри и да се определят показатели, като: инерционната сила във функция от завъртането на колянвия вал; индикаторна диаграма (p-V диаграма), газова сила във функция от завъртането на колянвия вал; въртящия момент определени през един градус по ъгъл на завъртане на колянвия вал. Промяната на броя на цилиндрите води и до промяна на ъгловия интервал между два последователно работещи цилиндъра, като при пет цилиндровите бутални двигатели този ъгъл е 144° . Определянето на въртящия момент на избраните двигатели позволява да се направи сравнението и да се оцени и анализира вибрационното състояние на пет цилиндровия двигател, в сравнение с другите два двигателя, съответно четири цилиндров и шест цилиндров.

В настоящата работа е представена изчислителната методика за определяне на газовата сила, инерционната сила и въртящия момент на двигателя. На тази база е направено сравнение на външната неуравновесеност (неравномерността на въртящия момент и неговата амплитуда) на четири, пет и шест цилиндрови редови двигатели.

Описание на изчислителната процедура

Изчислителната процедура е подробно описана в следните литературни източници. [1, 2, 3]

1. Определяне на някои начални параметри

Цикловата порция гориво се изчислява с израза

$$(1) \quad g_{\text{ц}} = \delta_N g_{\text{ц}}^N, \text{ kg.}$$

където: δ_N е коефициент чрез който се задава положението на механизма за изменение на мощността; $g_{\text{ц}}^N$ - цикловата порция съответстваща на максимална мощност (за конкретния двигател).

Внесеното количество топлина се определя по зависимостта

$$(2) \quad Q_1 = g_{\text{ц}}^N H_u, \text{ J.}$$

където: H_u е долната специфична топлина на изгаряне на горивото.

Определя се ходовия обем с израза

$$(3) \quad V_h = \frac{1}{2} \pi D^2 R, \text{ m}^3.$$

където: D е диаметъра на буталото; R - дължината на рамото на колянвия вал.

2. Определяне параметрите на индикаторната диаграма [2]

Пълният обем на цилиндъра се определя с израза

$$(4) \quad V_a = V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}, \text{ m}^3.$$

където: ε е степента на сгъстяване.

Обема в края на горенето се определя с израза:

$$(5) \quad V_z = \frac{V_a [(1-n+kn)(k-1)Q_1 \xi_y \xi_z + \varepsilon^{k-1} k p_a V_a \xi_c]}{k \varepsilon [n(k-1)Q_1 \xi_y + \varepsilon^{k-1} p_a V_a \xi_c]}, \text{ m}^3$$

където $\xi_c = 0,75$ е коефициента отчитащ топлинните загуби и несъответствието с действителната индикаторна диаграма, по време на процеса сгъстяване; $\xi_y = 0,8$ - коефициента отчитащ топлинните загуби и несъответствието с действителната индикаторна диаграма по време на процеса горене, апроксимиран с изохорно внасяне на топлина; $\xi_z = 0,95$ - коефициента, отчитащ топлинните загуби и несъответствието с действителната индикаторна диаграма, по време на процеса горене апроксимиран с изобарно внасяне на топлина.

Определя се налягането в характерните точки на термодинамичния цикъл и в точките по линиите на сгъстяване и разширение, за които е определен обемът:

За т. a : p_a се приема в зависимост от вида на двигателя.

Налягането в точка c се определя с израза:

$$(6) \quad p_c = \xi_c p_a \varepsilon^k, \text{ Pa.}$$

Налягането в точка y се определя с израза:

$$(7) \quad p_y = \frac{n Q_1 (k-1) \varepsilon \xi_y + \xi_c p_a \varepsilon^k}{V_a}, \text{ Pa.}$$

За т. z следва:

$$p_z = p_y;$$

Налягането в точка b се определя с израза:

$$(8) \quad p_b = \frac{\xi_b}{\varepsilon^{k-1} k^k V_a} \cdot \frac{[(1-n+kn)(k-1)Q_1 \xi_y \xi_z + \varepsilon^{k-1} k V_a p_a \xi_c]^k}{[(\varepsilon-1)(k-1)n Q_1 \xi_y + \varepsilon^{k-1} V_a p_a \xi_c]^{k-1}}, \text{ Pa.}$$

където $\xi_b=0,95$ е коефициента отчитащ топлинните загуби и несъответствието с действителната индикаторна диаграма по време на процеса разширение.

Налягането в междинните точки се определя чрез уравнението на адиабатата:

$$(9) \quad p_i = p_{i-1} \left(\frac{V_{i-1}}{V_i} \right)^k, \text{ Pa.}$$

Ъгловата скорост на колянвия вал се определя от израза:

$$(10) \quad \omega_{\text{КВ}} = \frac{\pi n_{\text{КВ}}}{30}$$

където: $n_{\text{КВ}}$ – обороти на колянвия вал

Ъгъла на завъртане на колянвия вал се определя от израза:

$$(11) \quad \varphi_{\text{КВ}} = \frac{2\pi\varphi_{\text{КВ}}^0}{360}, \text{ rad.}$$

където: $\varphi_{\text{КВ}}^0$ е на завъртане на колянвия вал в градуси.

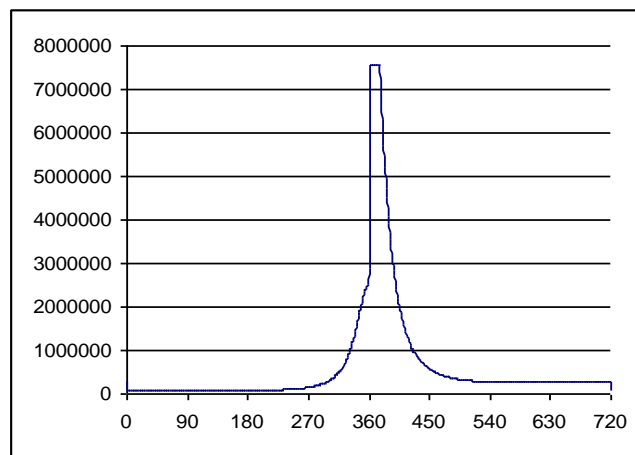
Пътя на буталото се определя от израза:

$$(12) \quad x = R \left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi} \right) \right]$$

Изменението на обема на цилиндъра във функция от завъртането на колянвия вал се определя от израза:

$$(13) \quad V(\varphi) = \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{2R}{\varepsilon - 1} + x \right)$$

където: D – диаметър на буталото; R – газовата константа на работното вещество; ε – степен на сгъстяване



Фиг. 1 Разгънатата индикаторна диаграма – $P(\varphi)$

3. Определяне основните сили и въртящия момент [3]

Ускорението на буталото се определя с израза:

$$(14) \quad j = \omega^2 R \left[\cos\varphi + \frac{4\lambda \cos 2\varphi (1 - \lambda^2 \sin^2\varphi) + \lambda^2 \sin^2(2\varphi)}{4(1 - \lambda^2 \sin^2\varphi) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi}} \right]$$

Инерционната сила предизвикана от възвратнопостъпателно движещите се маси се определя с израза:

$$(15) \quad P_j = j m_A$$

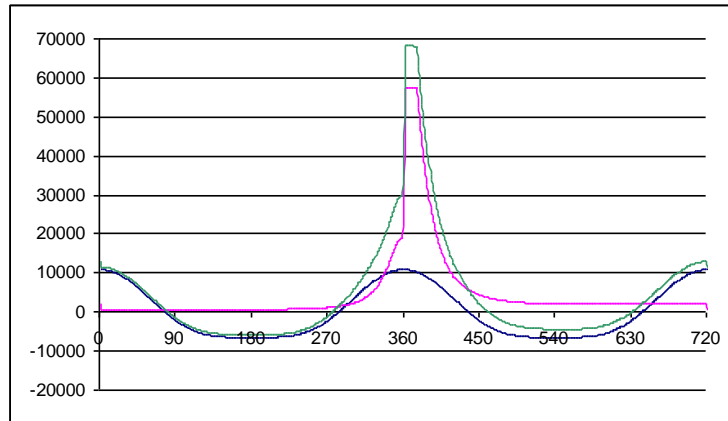
където: m_A – маса на буталото;

Газова сила се определя с израза:

$$(16) \quad P_{\Gamma} = \frac{\pi D^2}{4} p_{\Gamma}$$

Сумарната сила се определя от израза:

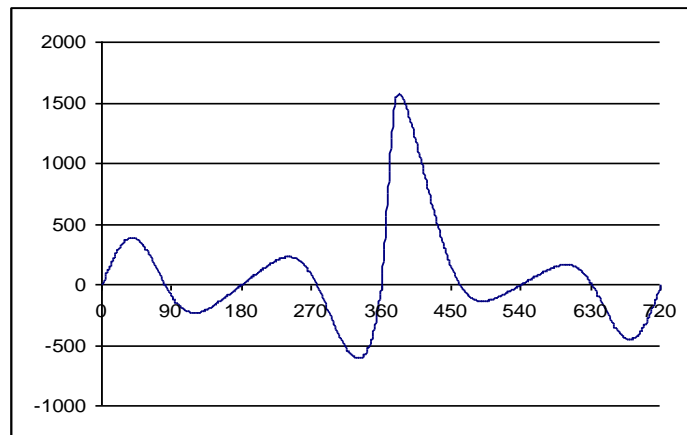
$$(17) \quad P_{\Sigma} = P_j + P_{\Gamma}$$



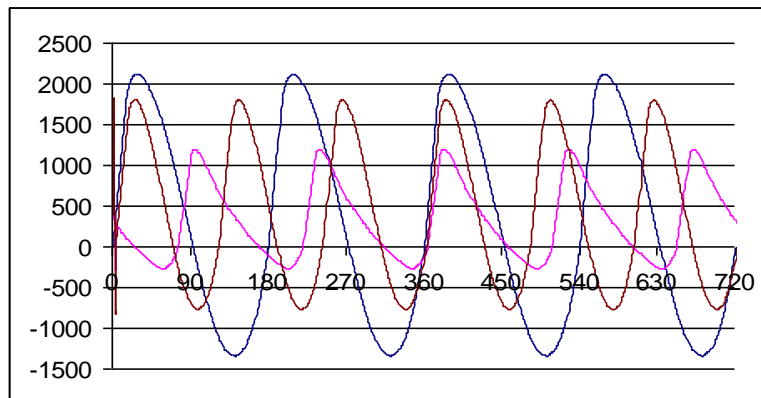
Фиг. 2 Изменение на сумарната сила, газовата сила и инерционната сила във функция от завъртането на коляновия вал

Въртящият момент се определя от израза

$$(18) \quad M_B = P_{\Sigma} R \frac{\sin[\varphi + \arcsin(\lambda \sin \varphi)]}{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$$



Фиг. 3 Въртящият момент на един цилиндър



Фиг. 4 Сравнителна графика на въртящите моменти на четири, пет и шест цилиндов двигател при едни и същи конструктивни параметри

На фиг.1 е показана разгънатата индикаторна диаграма – P(φ) на двигателя D3900 изчислена с представената по-горе методика.

На фиг.2 е показано изменieto на сумарната сила, газовата сила и инерционната сила във функция от ъгъла на завъртане на колянoвия вал.

На фиг.3 е показан въртящият момент на един цилиндър.

На фиг.4 са показани въртящите моменти на четири, пет и шест цилиндров двигател. От графиката може да се види, че четири цилиндровият ДВГ има най голяма амплитуда, а пет цилиндровия най – малка въпреки очакванията, че шест цилиндровия ще има най – малка амплитуда.

Изводи:

Относителната разлика между степените на неравномерност на четири, пет и шест цилиндров двигател е 4.5%, а между четири и шест цилиндровия 11.6%.

Същата разлика между пет и шест цилиндров двигател е 7,1%. Най – голяма е степента на неравномерност на четири цилиндровия, а най – малка е на шест цилиндровия двигател.

Най – малка амплитуда има въртящия момент на пет цилиндровия двигател, като тя е по малка с 57,7%. Разликата между амплитудите на четири и шест цилиндровия двигател е 26%. Разликата между амплитудите на пет и шест цилиндровия 43% в полза на пет цилиндровия.

Степента на неравномерност на сумарния въртящия момент се определя от израза:

$$(19) \quad \mu = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{cp}} ;$$

където: $M_{cp} = \frac{\sum_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} M_i}{720}$ е средния въртящ момент.

Относителната разлика между степените на неравномерност на четири и пет цилиндров двигател се определя от израза:

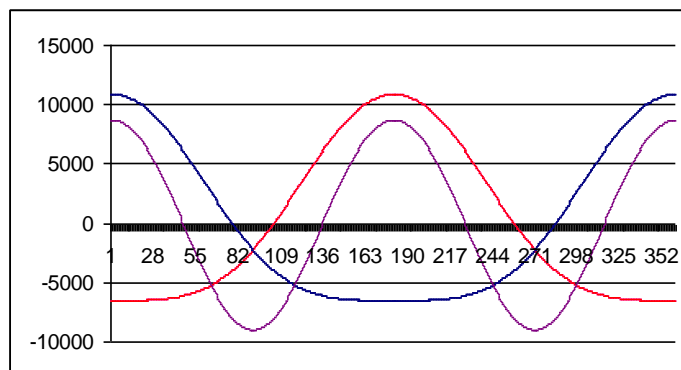
$$(20) \quad \Delta\mu = \left(1 - \frac{\mu_5}{\mu_4}\right) \cdot 100, \%$$

Амплитудата на въртящия момент се определя от израза:

$$(21) \quad A = M_{max} - M_{min}$$

Относителната разлика между амплитудите на четири и пет цилиндров двигател се определя от израза:

$$(22) \quad \Delta A = \left(1 - \frac{A_5}{A_4}\right) \cdot 100, \%$$

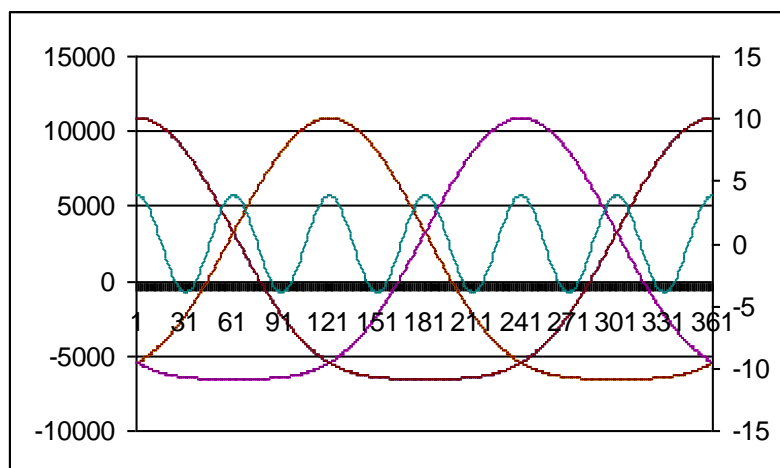


Фиг. 5 Изменение на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси(буталните групи) във функция от ъгъла на завъртане на колянoвия вал на 4-цилиндров редови двигател.

На фиг. 5 е показано изменение на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси (буталните групи) във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вал на 4-цилиндров редови двигател. Силите на 1-ви и 3-ти както и силите на 2-ри и 4-ти съвпадат, тъй като се движат успоредно. Компонентите от по-висок порядък остават неоравновесени.



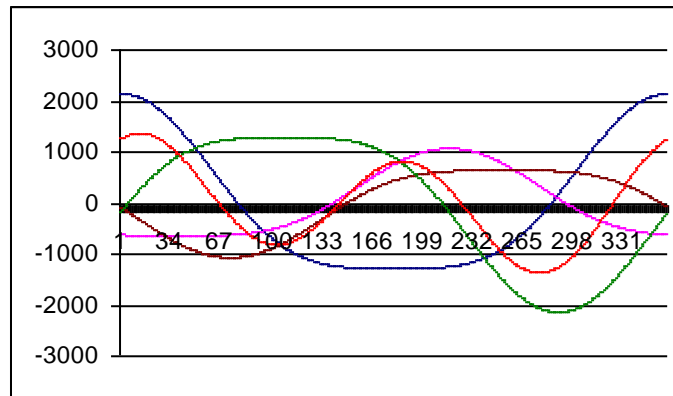
Фиг. 6 Изменение на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вал на 5-цилиндров редови двигател.



Фиг. 7 Изменение на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вал на 6-цилиндров редови двигател.

На фиг. 6 и фиг. 7 са показани съответно, изменението на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вал на 5 и 6-цилиндрови редови двигатели. Очевидно е, че неоравновесените компоненти са в пъти по-малки от тези на 4-цилиндровия двигател.

На фиг.8 е показано изменение на моментите на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси във функция от ъгъла на завъртане на коляновия вал на 5-цилиндров редови двигател. От фигурата се вижда че остава неоравновесена компонента. Моментите на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси на 4-ри и 6 – цилиндровите двигатели се уравновесяват и затова не са показани.



Фиг.8 Изменение на моментите на инерционните сили предизвикани от възвратнопостъпателно движещи се маси във функция от ъгъла на завъртане на колянвия вал на 5-цилиндров редови двигател.

ЛИТЕРАТУРА

- [1.] Мутафчиев, М. Н., Ръководство за курсово проектиране по Двигатели с вътрешно горене, 2005.
- [2.] Мутафчиев, М. Н., Термодинамични основи на Двигатели с вътрешно горене, 2011.
- [3.] Мутафчиев, М. Н., Двигатели с вътрешно горене, 2009

COMPARISON IN THE INTERNAL AND EXTERNAL INSTABILITY ON FOUR, FIVE AND SIX CYLINDER ENGINE WITH INTERNAL COMBUSTION

Yordan Hristov Dermendzhiyski
dermendzhiyski@gmail.com

Todor Kableshkov University of Transport
Department: „Transport equipment“, 1574 Sofia, 158 Geo Milev str.
BULGARIA

Key words: Gas force

Abstract: The current work presents a comparative research of the internal and external instability of four, five and six cylinder piston engines with internal combustion. Gas forces and inertial forces are a theoretical definition coming from ascending moving masses as well as caused by their power torque, reactive moments and moments of inertial forces, acting on the engine housing at maximum fuel feed. For this purpose are tested small engines with a power of 60 kW which have the same construction parameters (piston diameter, traction volume, compression ratio, etc.) and operates in the same mode. The is a singular difference is the number of cylinders. The purpose of the development is to studies odd number of cylinders, and define the metrics as: inertial force as a function of crankshaft rotation; indicator diagram (p-V diagram); gas force as a function of crankshaft rotation; power torque is set one degree by the angle of rotation of the crankshaft rotation. Changing the number of cylinders also results in changing the angle between two successively operating cylinders, as for five-cylinder piston engines this angle is 144°. Determination of power torque the timing of the selected engines makes it possible to compare, evaluate and analyze the vibrational state of the five-cylinder, compared to the other two engines, respectively four-cylinder and six-cylinder.