

ТЕОРЕТИЧЕН АНАЛИЗ И ОБОСНОВАВАНЕ НА ВЪЗМОЖНОСТТА ЗА ДИАГНОСТИРАНЕ НА ДИЗЕЛОВИ ДВИГАТЕЛИ ПО НЕРАВНОМЕРНОСТТА НА ВЪРТЕНЕ НА КОЛЯНОВИЯ ВАЛ ЗА ЦИКЪЛ

Доц. д-р А. Стоянов
Русенски университет „Ангел Кънчев“
astoyanov@uni-ruse.bg

Abstract: In this paper a theoretical studies of instantaneous angular speed and torque fluctuation of diesel engine crankshaft have been conducted. It was evaluated the possibility to diagnose combustion related faults under stationary state.

Keywords: INSTANTANEOUS ANGULAR VELOCITY, TORQUE, ANGLE OF ROTATION OF THE CRANKSHAFT, DIESEL ENGINE

1. Въведение

Усъвършенстването на системата за техническото поддържане на буталните машини е тясно свързано с развитието на методите и средствата за техническата диагностика.

Много важна задача при техническата диагностика на двигателите с вътрешно горене е определянето на най-подходящите диагностични параметри. Съществува постоянен интерес към диагностирането на дизеловите двигатели по параметрите, описващи закона за движение на коляновия вал.

Физическата същност на този метод произтича от особеностите на буталните машини. За тях е характерно, че преобразуването на енергията се осъществява не на равномерен поток, а импулсно. Когато една машина е бутална, характерът на въртенето на вала се определя изцяло от действащите сили. Неравномерността в процеса на изменението на тези сили предизвиква неравномерността на въртенето.

2. Изложение

Известно е, че при установен режим на работа на дизеловите двигатели с вътрешно горене, ъгловата скорост на коляновия вал се променя в границите на един работен цикъл. Основните причини за това изменение са неравномерността на въртящия момент M_{vr} обусловена от периодичността на работния процес и кинематичните свойства на коляно-мотовилковия механизъм.

Във всеки момент въртящият момент M_{vr} се уравнива от съпротивителния момент M_{spr} , приложен към коляновия вал и моментът на инерционните сили на всички движещи се маси приведени към еквивалентна въртяща се маса [2].

$$M_{vr} = M_{spr} + I_0 \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

където M_{spr} е сумарният съпротивителен момент, отчитащ механичните загуби на двигателя;

I_0 – инерционният момент на всички маси приведени към оста на коляновия вал на двигателя;

$\frac{d\omega}{dt}$ – ъгловото ускорение на коляновия вал.

Ако приемем по-нататък, че съпротивителният момент, който включва вътрешните механични загуби за постоянен и равен на средната стойност на индикаторния въртящ момент на двигателния и пренебрегнем изменението на приведения инерционен момент, тогава промените в ъгловата скорост на

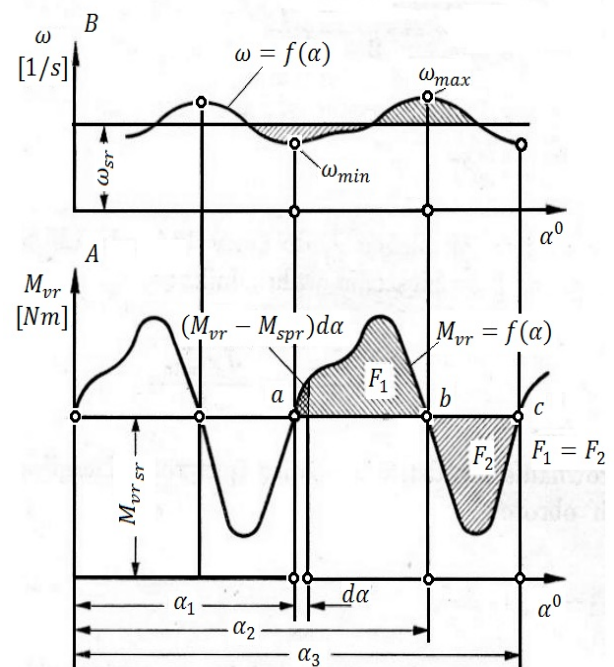
коляновия вал ще бъдат обусловени само от отклонението на моментната стойност на въртящият момент M_{vr} от средната му стойност. На фиг. 1 е представена кривата на въртящият момент на двигателя и неговата средна стойност $M_{vr\,sr} = M_{spr}$.

Тогава от уравнение (1) се получава:

$$M_{vr} - M_{spr} = I_0 \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

В точка а, съответстваща на завъртане на вала на ъгъл α_1 , $M_{vr} - M_{spr} = 0$ и ъгловото ускорение става рано на 0, което е било до този момент отрицателно. Следователно ъгловата скорост в тази точка има минимална стойност.

След това ъгловото ускорение ще стане положително, докато в точка б, съответстваща на ъгъл на завъртане на вала α_2 , не стане равна на нула, а ъгловата скорост достигне максималната си стойност.



Фиг. 1 Изменение на въртящият момент и ъгловата скорост на коляновия вал при установен режим на работа на двигателя

Отчитайки, че:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\alpha} \quad (3)$$

Уравнение (3) може да се запише във формата на теоремата за кинетичната енергия:

$$(M_{vr} - M_{spr})d\alpha = d\left(\frac{I_0}{2}\omega^2\right) = \frac{I_0}{2}d(\omega^2) \quad (4)$$

Уравнението (4) в този случай изразява равенството на елементарната работа на въртящия момент и съпротивителния момент изразходвана за елементарно изменение на кинетичната енергия на въртящите се маси на двигателя.

Интегрирайки уравнение (4) в границите от α_1 до α_2 (съответно в границите от ω_{min} до ω_{max} , се получава:

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_{vr} - M_{spr})d\alpha = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} d\left(\frac{I_0}{2}\omega^2\right) = \frac{I_0}{2}(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2) = I_0 \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} (\omega_{max} - \omega_{min}) \quad (5)$$

Неравномерността на ъгловата скорост $\omega = f(\alpha)$ при установен режим на работа на двигателя се характеризира с коефициента на неравномерност

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{sr}} \quad (6)$$

Ако приемем приблизително, че средната ъглова скорост е

$$\omega_{sr} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}, \quad (7)$$

то уравнение (5) може да се запише във вида

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_{vr} - M_{spr})d\alpha = I_0 \delta \omega_{sr}^2 \quad (8)$$

където стойността на интеграла $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_{vr} - M_{spr})d\alpha$ представлява максималната излишна работа на въртящият момент за времето на завъртане на колянвия вал на ъгъл $\alpha_2 - \alpha_1$

От формулите (5) и (6) може да се определи коефициента на неравномерност на работа на двигателя за цикъл

$$\delta = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_{vr} - M_{spr})d\alpha}{I_0 \omega_{sr}^2} \quad (9)$$

Известно е, че M_{vr} зависи от енергията E получена в цилиндрите на двигателя, която от своя страна се явява функция на много съставящи:

$$E = f(\Delta G_g, \lambda, P_c, t_c, \theta, k), \quad (10)$$

където G_g е цикловото подаване на горивото;

λ – коефициент на излишъка на въздуха;

P_c – налягането в цилиндъра в края на такта сгъстяване;

t_c – температурата в цилиндъра в края на такта сгъстяване;

θ – ъгълът на впръскване на горивото;

k – коефициент отчитащ качеството на смесобразуването.

По време на термодинамичния цикъл на двигателя буталото извършва линейно движение. В горна мъртва точка и в долна мъртва точка неговата моментна скорост става равна на нула. В резултат на това, в тази позиция буталото не притежава кинетична енергия. Между тези две крайни позиции буталото се ускорява и забавя скоростта си като съответно приема и освобождава кинетична енергия. Тази енергия се обменя с енергията на газовете в цилиндрите и колянвия вал, в следствие на което се увеличава или намалява моментната ъглова скорост на колянвия вал.

Основното въздействие на налягането в цилиндъра върху характеристиката на моментната ъглова скорост е около горна мъртва точка на буталото, когато налягането в цилиндъра достига своя максимум. Затова, ако приемем четири-тактов двигател с равномерно разпределение на запалването със N на брой цилиндрите в двигателя, интервалът на основният принос на цилиндър i може да се определи като $[TDC_i - 2\pi/N, TDC_i + 2\pi/N]$. Промяната в кинетичната енергия съответстваща на такта на сгъстяване $E_{C,i}$ и на такта разширение $E_{E,i}$ на цилиндър i се определя като:

$$E_{C,i} = \Delta E_{c,i,\theta(TDC_i - 2\pi/N) \rightarrow \theta(TDC_i)}, \quad (11)$$

$$E_{E,i} = \Delta E_{c,i,\theta(TDC_i) \rightarrow \theta(TDC_i + 2\pi/N)}. \quad (12)$$

За изправен двигател, промените в кинетична енергия ще са еднакви за всеки цилиндър. Въпреки че основното влияние на неизправностите и отказите в бутало-цилиндровата грипа влияят пряко на енергийните промени на неизправния цилиндър, те влияят също и на предходния и следващия цилиндър по реда на работа, което се отразява върху изменението на моментната ъглова скорост на тези цилиндри.

3. Заключение:

От уравнение (9), (10), (11) и (12) следва, че изменението на техническото състояние на дизеловия двигател ще предизвиква изменение в неравномерността на въртене на колянвия вал. От това следва, че неравномерността на въртене на колянвия вал за цикъл (вътрешноцикловата неравномерност на въртене) позволява не само да се определи общото състояние на двигателя, но и състоянието на неговите елементи, т.е. да се локализира причината за влошеното техническо състояние.

The research has been funded by the Research Fund with the Ministry of Education, Youth and Science under the project DFNI-E01/5 in 2012

Литература

1. Севастакиев В., В. Живков, Е. Маринов, Динамика и трептения на ДВГ, Техника, София 1986г.

2. Bernhardt M., S. Dobrzynski, E. Lotch, Silniki samochodowe, Wydawnictwa Komunikacji i Lacznosci, Warszawa 1978