

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВЕКТОРНЫХ ДИАГРАММ  
И БАЛАНСИРОВКА ДВИГАТЕЛЕЙ  
CALCULATION AND CONSTRUCTION OF VECTOR  
DIAGRAMS AND ENGINEERING BALANCING

Л.О. Даминов<sup>1</sup>, асс., Ж.П. Турдиев<sup>2</sup>, асс.,

<sup>1</sup>Каршинский инженерно-экономический институт,  
г. Карши, Узбекистан

<sup>2</sup>Ташкентский государственный технический университет,  
г. Ташкент, Узбекистан

L. Daminov<sup>1</sup>, Assistant, Zh. Turdiev<sup>2</sup>, Assistant,

<sup>1</sup>Karshi Engineering and Economic Institute, Karshi, Uzbekistan

<sup>2</sup>Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. В статье приводится методика, позволяющая автоматизировать расчет и построение векторных диаграмм, а также балансировку двигателя.

Abstract. In article provides a method to automate the calculation and construction of vector diagrams, as well as engine balancing.

Ключевые слова: динамический расчет, векторная диаграмма, балансировка двигателя.

Key words: dynamic calculation, vector diagram, engine balancing.

## ВВЕДЕНИЕ

При выполнении динамического расчета двигателя необходимо рассчитать и построить диаграммы следующих сил:

$$p'_Г - S_x(V_x); p_Г(\alpha); p_и(\alpha); p_1(\alpha); p_ш(\alpha); N(\alpha); T(\alpha); Z(\alpha);$$

векторные диаграммы сил, действующие на шатунные и коренные шейки и подшипники, а также диаграмму набегающего крутящего момента.

Для выполнения динамического расчета необходимо знать общие данные двигателя (тактность, число цилиндров, порядок работы и т. д.), а также величины [1]:  $D$  или  $R$ ;  $S_p$ ;  $\lambda$ ;  $p_z$ ;  $p_c$ ;  $n_1$ ;  $n_2$ ;

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

$p_a$ ;  $p_B$ ;  $n$ ;  $\rho$ ;  $\Psi$  (для двухтактных двигателей);  $m_{п.л.}$ ;  $m_2$ ;  $m_{вр.}$ ;  $p_k$  (для двигателей с наддувом).

Использование программ для ЭВМ позволяет как расчеты, так и построение диаграмм проводить с применением ЭВМ. На рисунке 1 приведен фрагмент распечатки и построение диаграммы сил от давления газов по углу поворота коленчатого вала. На рисунке 2 показана векторная диаграмма сил, действующих на первую шатунную шейку V-образного ( $\gamma = 90^\circ$ ) восьмицилиндрового четырехтактного автомобильного дизеля со следующими параметрами [2]:

$$D = 110 \text{ мм}; S = 115 \text{ мм}; L = 203 \text{ мм}; z = 0; n = 2000 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_1 = 1,37; n_2 = 1,178; \varepsilon = 17,3; p_a = 0,0975 \text{ МПа};$$

$$p_B = 0,107 \text{ МПа}; p_z = 9,41 \text{ МПа}; M_{п.д} = 2,229 \text{ кг}; M_{вр} = 1,386 \text{ кг}.$$

Фазовый угол между процессами в цилиндрах равен  $90^\circ$ .

Аналогично рассчитывают и строят все остальные диаграммы динамического расчета.

Балансировка четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя. Из условия равномерности чередования рабочих ходов  $\delta = 720^\circ$ ;  $\alpha = 180^\circ$ .

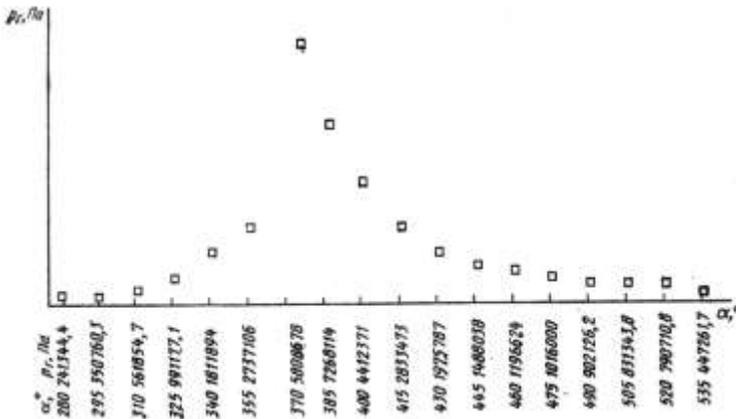


Рисунок 1 – Фрагмент распечатки диаграммы сил от давления газов

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Коленчатый вал плоский. Порядок работы цилиндров: 1–3–4–2 или 1–2–4–3. Коленчатый вал зеркально симметричный, поэтому начало системы координат удобно выбрать на середине третьей коренной шейки.

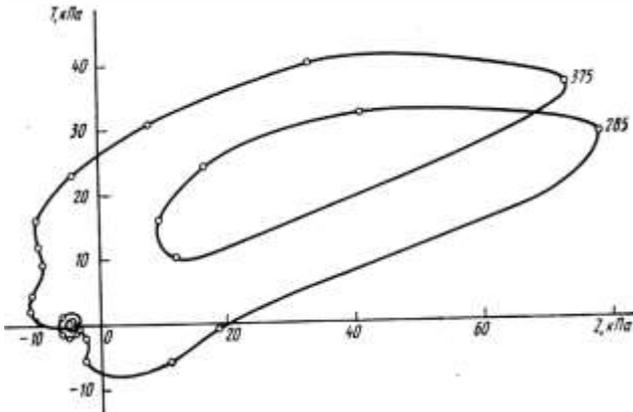


Рисунок 2 – Векторная диаграмма сил, действующих на первую шатунную шейку восьмицилиндрового V-образного дизеля

Из условий балансировки, очевидно, что

$$\sum P_{cx} = 0, \sum P_{и1x,y} = 0, \sum P_{и2x,y} = 0$$

$$\sum M_{cx} = 0, \sum M_{1x,y} = 0, \sum M_{2x,y} = 0$$

Распишем остальные условия балансировки [3]

$$\sum P_{cy} = m_{вр} R \omega^2 [2 \cdot \sin \alpha + 2 \cdot \sin(180 + \alpha)] = 0,$$

$$\sum P_{cz} = m_{вр} R \omega^2 [2 \cdot \cos \alpha + 2 \cdot \cos(180 + \alpha)] = 0,$$

$$\sum P_{и1z} = -m_{пд} R \omega^2 [2 \cdot \cos \alpha + 2 \cdot \cos(180 + \alpha)] = 0.$$

$$\begin{aligned} \sum P_{и2z} &= -m_{пд} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot [2 \cdot \cos 2\alpha + 2 \cdot \cos 2 \cdot (180 + \alpha)] = \\ &= -4m_{пд} R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \end{aligned}$$

### Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Таким образом, центробежные силы сбалансированы. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс первого порядка также сбалансированы, так как при  $\cos \alpha > 0$   $P_{и1zI}$  и  $P_{и1zIV}$ .

Отрицательны,  $P_{и1zII}$  и  $P_{и1zIII}$  – положительны, т. е. они направлены попарно противоположно [4]. При изменении знака сил  $P_{и1zI}$  и  $P_{и1zIV}$  также изменяют знак силы  $P_{и1zII}$  и  $P_{и1zIII}$ . Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс второго порядка не сбалансированы и всегда направлены в одну сторону.

Максимальное значение суммарных сил инерции второго порядка в автомобильном двигателе с внешним смесеобразованием при

$$M_{п.д} = 0,72 \text{ кг}; R = 46 \text{ мм}; n = 5000 \text{ мин}^{-1}; \lambda = 0,27;$$
$$\sum P_{и2z} = 9,8 \text{ кН.}$$

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эта сила будет воздействовать на подвеску двигателя, и ее необходимо учитывать при проектировании силовой установки. Силу  $\sum P_{и2z}$  можно сбалансировать, например, по методу Ланчестера с помощью противовесов на дополнительных валах, вращающихся с удвоенной частотой по отношению к частоте вращения коленчатого вала. Эта сила относительно невелика, в общем спектре вибрации двигателя ее балансировка не дает значительного эффекта. Однако, несмотря на удорожание двигателя, иногда силу  $\sum P_{и2z}$  балансируют для снятия вибрации двигателя на частоте ее действия.

Таким образом, разработана методика, позволяющая автоматизировать расчет и построение векторных диаграмм, а также балансировку двигателя.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели внутреннего сгорания. Компьютерный практикум. Моделирование процессов ДВС. Под ред. В.Н. Луканина. – М.: «Высшая школа». 2007. – 414 с.

2. Matmurodov F.M., Daminov O.O., Mirzaabdullayev J.B., Hakimov Zh.O. Mathematical modeling of transfer of the moment from the engine to the executive mechanism. Austria, Vienna. “East West” Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH. European science review (Scientific journal). № 3–4.2017 (March–April), p. 75–77.

Секция «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

3. Tulaev, V. Математическая модель перемещения рейки топливного насоса двигателя внутреннего сгорания / В. Tulaev, J.O. Khakimov, J.B. Mirzaabdullaev / East European Scientific Journal. Warsaw, Poland: 2018. №2 (30). part 2, pp. 66–68.

4. Тулаев Б.Р., Даминов О.О. Автоматизированный расчетно-графический комплекс проектирования двигателей внутреннего сгорания. «IV Резниковские чтения». IV международная научно-техническая конференция «Теплофизические и технологические аспекты повышения эффективности машиностроительного производства». Голыятти, 27–29 май 2015 г.

Представлено 17.05.2019

УДК 621.436.068.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫБРОСОВ ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ  
И ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ ПОСЛЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА  
ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ  
DETERMINATION PARTICULATES MATTER  
AND TEMPERATURE OF EXHAUST GAS AT MODELING  
THE COMBUSTION PROCESS OF DIESEL

Г.М. Кухарёнок, д-р техн. наук, проф.,

В.И. Березун, канд. техн. наук.

Белорусский национальный технических университет,

H. Kukharonak, Doctor of technical Science, Professor,

V. Berazun, Ph.D. in Engineering.

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

*Аннотация.* В статье проведен анализ современных подходов исследования дисперсных частиц. Для прогнозирования выброса дисперсных частиц в дизелях высокого экологического класса наиболее целесообразным является использование зависимости сажевой составляющей, скорректированной на основании экспериментальных данных. Получены зависимости для расчета дисперсных частиц и температуры отработавших газов после турбокомпрессора, позво-