

УДК 621.431.7

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО МЕХАНИЗМА ОТБОРА МОЩНОСТИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

DYNAMIC ANALYSIS OF THE COMBINED POWER TAKE- OFF MECHANISM OF A RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Бойков В. П., д-р техн. наук, проф.,
Жданович Ч.И., к-т техн. наук, доц., **Поздняков Н.А.**, ст. преп.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь
V. Boykov, Doctor of Technical Sciences, Prof.,
Ch. Zhdanovich, Ph.D. in Eng., Ass. Prof.,
N. Pozdnjakov, Senior Lecturer,
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Проведен анализ силового взаимодействия между деталями комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС с целью оценки нагруженности основных деталей механизма с целью оценки их прочностных свойств и износостойкости на стадии проектирования.

An analysis of the force interaction between the parts of a combined power take-off mechanism of a piston internal combustion engine was carried out in order to assess the loading of the main parts of the mechanism in order to evaluate their strength properties and wear resistance at the design stage.

Ключевые слова: *схема сил, индикаторная диаграмма, динамическая нагруженность, износостойкость тангенциальная сила.*

Keywords: *force diagram, indicator diagram, dynamic loading, wear resistance, tangential force.*

ВВЕДЕНИЕ

Важным этапом в проектировании любого механизма является оценка силового взаимодействия между деталями, позволяющая сформулировать исходные данные в виде характеристик нагрузочных режимов для расчета показателей прочностных свойств деталей

с целью выбора их конструктивных параметров с учетом требований износостойкости, долговечности, а также технологичности.

Силовое взаимодействие между деталями в классическом, соответствующем принятой теории ДВС [1] виде оценивается по результатам динамического анализа механизма. В качестве результатов динамического расчета используются графики, действующих между сопряженными деталями, их максимальные, минимальные и усредненные значения, являющиеся данными для их расчета на прочность и износостойкость [2].

Таким образом, целью работы является определение сил и моментов при различных положениях поршня ДВС и деталей исследуемого механизма отбора мощности (тангенциального механизма – ТМ), проведение динамического анализа двигателя, результаты которого используются для последующего расчета деталей на прочность, оптимизации их конструктивных параметров, выбора технологии производства и способов уравнивания двигателя.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

В соответствии с поставленной целью динамический анализ включает следующие этапы:

- определение давления газов в цилиндре из индикаторной диаграммы и ее развертке по углу поворота выходного вала;
- определение сил, действующих в ТМ (рис. 1);
- построение векторной диаграмм сил, действующих в контактных парах ТМ;
- построение диаграммы износа поверхности направляющей (передаточного элемента) и ролика;
- построение диаграммы суммарного крутящего момента на выходной вал ТМ;
- заключение о динамической нагруженности ДВС.

В течение каждого рабочего цикла значения и направления сил, действующих в ТМ, изменяются. Для выявления характера изменения этих сил по углу поворота выходного вала и построения соответствующих графиков необходимо рассчитать их значения при заданных положениях вала через $2...4^\circ$ в пределах от 0° до 360° для четырехтактных двигателей. За нуль принимается такое положение направляющей ТМ, при котором поршень находится в начале такта впуска.

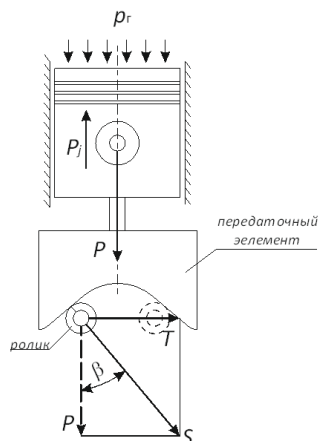


Рисунок 1 – Схемы сил, действующих в ТМ

АНАЛИЗ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ТАНГЕНЦИАЛЬНОМ МЕХАНИЗМЕ

Изменение давления газов на днище поршня представляется в виде индикаторной диаграммы $p_g = f(V)$ или $p_g = f(s)$, представленные на рис. 2 для двух режимов работы: номинального (частота вращения соответствует номинальной $n_{ном}$) и режима максимального крутящего момента (частота вращения соответствует $n_{Мmax}$).

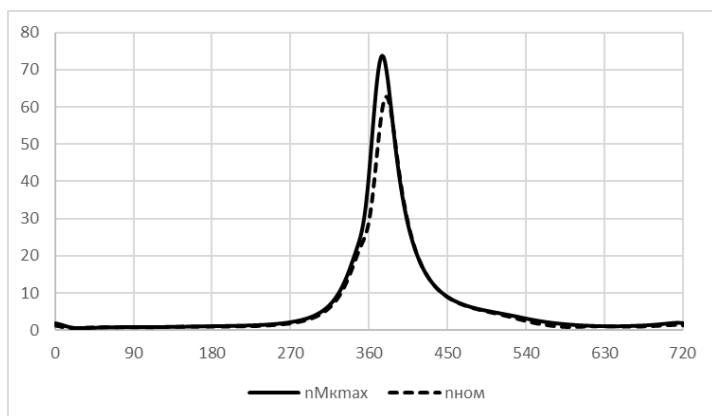


Рисунок 2 – Развернутая индикаторная диаграмма для двух режимов работы ДВС

Традиционно в теории двигателя для удобства представления результатов и выполнения последующих расчетов индикаторная диаграмма перестраивается в координаты $\Delta p_{\Gamma} = f(\varphi)$ (φ – угол поворота кривошипа).

Сила давления газов P_{Γ} в Н определяется по формуле:

$$P_{\Gamma} = (p_{\Gamma} - p_0) \cdot F_{\Pi}, \quad (1)$$

где p_{Γ} – индикаторное давление газов (давление над поршнем) при заданном угле поворота кривошипа, МПа;

p_0 – давление в картере двигателя (под поршнем), МПа; принимается равным атмосферному – $p_0 = 0,1$ МПа;

F_{Π} – площадь поршня, м²; определяется из выражения

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

Поскольку сила, действующая на поршень, создает положительное давление газов, отсчет на оси давлений необходимо выполнять от атмосферного давления. Таким образом, график изменения сил давления газов $P_{\Gamma} = f(\varphi)$ представляет собой развернутую индикаторную диаграмму в соответствующем масштабе.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j в Н определяется по формуле

$$P_j = -m_j \cdot j, \quad (2)$$

где j – ускорение поршня и связанных с ним возвратно-поступательно движущихся деталей, которое определено в [3] по данным кинематического анализа;

m_j – масса возвратно-поступательно движущихся деталей (определяется из материалов КД по данным чертежей деталей).

Результирующая сила P определяется алгебраическим сложением сил P_{Γ} и P_j :

$$P = P_r + P_j. \quad (3)$$

Тангенциальная сила T создает крутящий момент на Т-образном валу и определяется как

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (4)$$

Графики сил, действующих в ТМ для одного из характерных вариантов, рассчитанные по формулам 1–3, представлены на рис. 3, а график тангенциальной силы – на рис. 4.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНОЙ ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ СИЛЫ НА ВЫХОДНОМ ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ С ТМ

Кинематическая схема механизма ТМ позволяет организовать работу четырех цилиндров двигателя с равномерным чередованием вспышек в различных цилиндрах в порядке, соответствующем табл. 1.

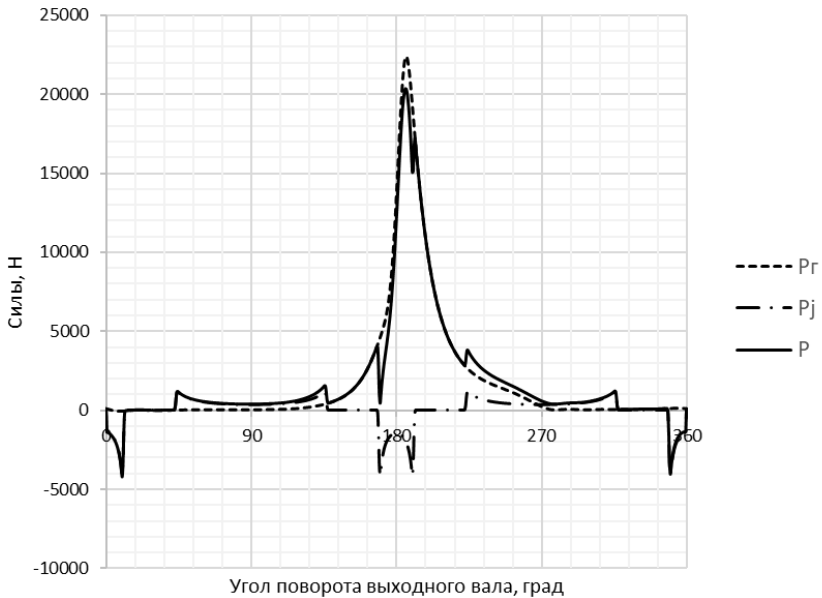


Рисунок 3 – График сил, действующих в тангенциальном механизме

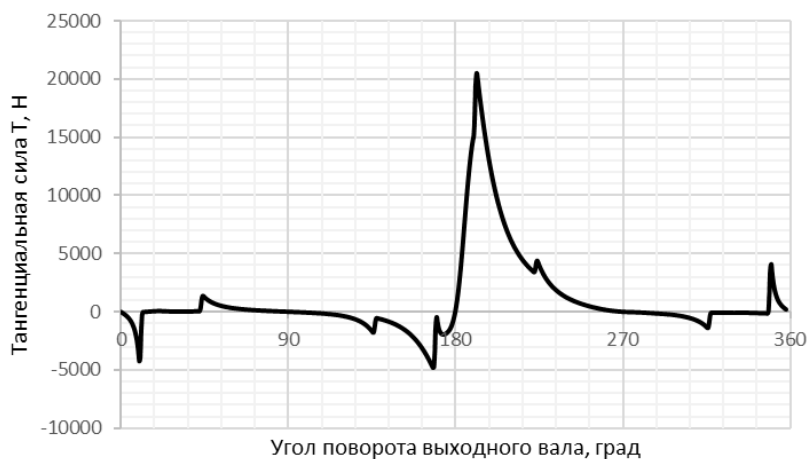


Рисунок 4 – График тангенциальной силы

В соответствии с порядком работы цилиндров тангенциальная сила T , действующая от каждого цилиндра будет передаваться от каждого из цилиндров со смещением на угол 90° поворота выходного вала (ПВВ). В соответствии с порядком работы цилиндров (рис. 4) суммарная тангенциальная сила определится как:

$$T_{\text{сумм}} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4.$$

График суммарной тангенциальной силы представлен на рис. 5.

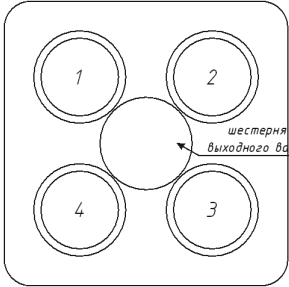
	Угол ПВВ, град	Номера цилиндров			
		1	2	3	4
	0...90	вп	сжат	расш	вып
	90...180	сжат	расш	вып	вп
	180...270	расш	вып	вп	сжат
	270...360	вып	вп	сжат	расш

Рисунок 4 – Порядок работы цилиндров двигателя с ТМ

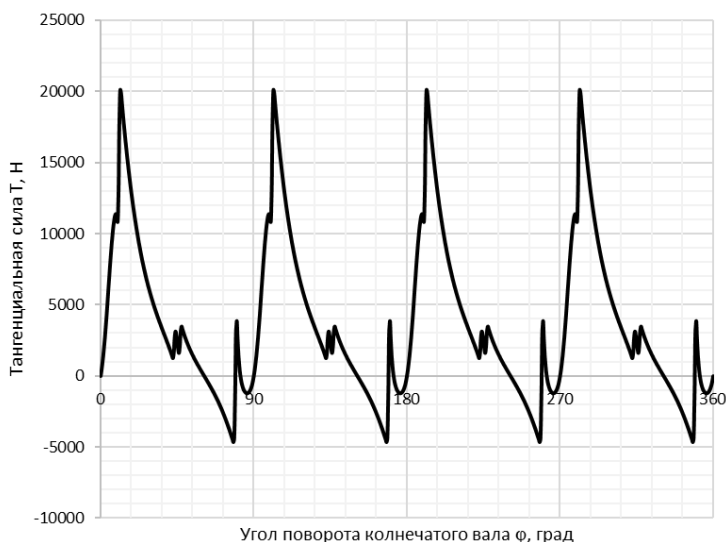


Рисунок 5 – График суммарной тангенциальной силы двигателя с ТМ

НАГРУЖЕННОСТЬ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ТМ

Детали ТМ воспринимают силу давления газов, преобразует последнюю в крутящий момент на выходном валу в процессе преобразования характерного движения поршня во вращательное движение выходного вала. При этом основные детали – направляющая и Т-образный вал испытывают значительные нагрузки, передаваемые на остов двигателя и вызывающие износ деталей.

Характер взаимодействия направляющей и Т-образного вала позволяет определить величины нагружающих сил, действующих в механизме в соответствии со схемой на рис. 1:

- сила P , прижимающая Т-образный вал к его опоре и создающая нагрузку на подшипник;
- сила S , действующая по нормали к поверхности направляющей и вызывающая ее износ;
- сила T , вызывающая изгиб Т-образного вала.

Величина нормальной силы определяется по формуле:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}.$$

График силы S и характер износа направляющей представлены на рис. 6 и 7.



Рисунок 6 – График нормальной силы, действующих в ТМ

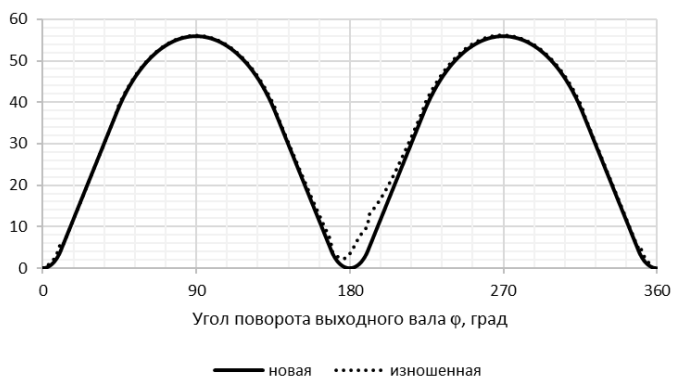


Рисунок 7 – График износа направляющей

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные методы динамического анализа комбинированного механизма отбора мощности поршневого ДВС позволяют оценить нагруженность основных деталей механизма с целью оценки их

прочностных свойств и износостойкости на стадии проектирования. Исследованные зависимости сил и моментов, действующих в механизме, могут быть использованы также для оценки мощностных и экономических показателей двигателя и определения направлений оптимизации конструктивных параметров ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб, пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2008. – 496 с.
2. Автомобильные двигатели / под ред. М. С. Ховаха. – М. : «Машиностроение», 1977. – 591 с.
3. Бойков, В. П. Кинематический анализ комбинированного механизма отбора мощности поршневого двигателя внутреннего сгорания / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, Н. А. Поздняков // Транспорт и транспортные системы: конструирование, эксплуатация, технологии : сборник научных статей / Белорусский национальный технический университет; редкол.: С. В. Харитончик (гл. ред.) [и др.]. – Мн., 2024. – Вып. 6. – С. 6–12.
4. Бойков, В. П. Анализ кинематических схем автотракторных двигателей / В. П. Бойков, Н. А. Поздняков, П. В. Шаплыко // Автотракторостроение и автомобильный транспорт : сборник научных трудов : в 2 томах / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет ; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Мн., 2022. – Т. 1. – 2022. – С. 174–183.
5. Бойков, В. П. Энергетический анализ тангенциального механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) / В. П. Бойков, П. В. Шаплыко, Н. А. Поздняков // Научные решения проблем развития тракторной техники, многоцелевых колесных и гусеничных машин, городского электротранспорта [Электронный ресурс]: сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, посвященный 65-летию кафедры «Тракторы», 20–21 января 2019 / редкол.: В. П. Бойков (отв. ред.) [и др.]. – Мн., 2019. – С. 127–136.

Представлено 08.09.2025