

УДК 621.43.001.4

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОК НА ДЕТАЛИ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Гоц А. Н., Морозов В. В., Сысоев С. Н.

*ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, Россия (600000, г. Владимир, ул. Горького, 87), e-mail: hotz@mail.ru*

Предложена модель вычисления действительной нагрузки на детали цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя по углу поворота коленчатого вала на участке начала видимого горения до участка полного догорания топлива. Для моделирования достаточно знать максимальное давление сгорания  $p_z$  и скорость нарастания давления по углу поворота коленчатого вала  $\Delta p/\Delta \varphi$ . Остальные величины, входящие в предлагаемую математическую модель, известны из исходных данных или расчета цикла двигателя на стадии проектирования и принимаются не зависящими от режимов работы. Определение максимального давления цикла предлагается проводить по внешней скоростной характеристике, для чего необходимо провести расчет цикла на двух режимах – максимального крутящего момента и номинального. Полученные зависимости справедливы для бензиновых двигателей и безнаддувных дизелей.

Ключевые слова: нагрузка, цикл, максимальное давление, гидродинамические характеристики.

## MODELLING OF LOADINGS ON A DETAIL OF THE PISTON ENGINE ON THE UNSTEADY MODES

Gots A. N., Morozov V. V., Sysoev S. N.

*<sup>1</sup>Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, Russia (600000, Vladimir, Gorky street, 87), e-mail: hotz@mail.ru*

The model of calculation of the valid loading on a detail cylinder and piston groups and crank the mechanism of the piston engine on a corner of turn of a cranked shaft on a site of the beginning of seen burning up to a site full burning fuel is offered. For this purpose it is enough to know the maximal pressure of combustion  $p_z$  and speed of increase of pressure on a corner of turn of a cranked shaft  $\Delta p/\Delta \varphi$ . Other sizes which are included in offered mathematical model, are known from the initial data for calculation of a cycle of the engine on a design stage Also are accepted independent of operating modes. Definition of the maximal pressure of a cycle is offered to be carried out under the external high-speed characteristic for what it is necessary to lead calculation of a cycle on two modes – the maximal twisting moment and nominal. The received dependences are fair for petrol engines and diesel engines without pressurization.

Key words: load, cycle, maximal pressure, hydrodynamic characteristics.

При работе двигателя, как правило, продолжительность перехода с одного режима нагружения на другой значительно превышает продолжительность цикла, в течение которого необходимо определить нагрузку на детали ДВС. Это требуется в случае, например, расчета долговечности деталей на стадии проектирования, когда реальная нагрузка по результатам стендовых испытаний определить невозможно. Точно также для определения гидродинамических характеристик подшипников скольжения – минимальной толщины смазочного слоя, максимального гидродинамического давления, необходимо численно решить уравнение Рейнольдса, в правой части которого – расчетные нагрузки, действующие на шейки коленчатого вала, взятые из полярной диаграммы нагрузок [1, 10]. Таким образом, в любой момент времени переходного процесса гидродинамические характеристики определяются из уравнения Рейнольдса [3], если известны изменения во времени (или по

углу поворота коленчатого вала) индикаторное давление и угловая частота вращения, что позволяет построить полярные диаграммы нагрузок на шейки коленчатого вала. В этом случае расчет подшипников на неустановившихся режимах ничем не отличается от расчета на установившемся. Другими словами при переходе двигателя с одного режима на другой (при изменении момента сопротивления) необходимо знать не только величину максимальной нагрузки, действующую на детали поршневого двигателя, но и закономерности изменения суммарной нагрузки (от газовых и инерционных сил) по углу поворота коленчатого вала (ПКВ), то есть, требуется наличие индикаторных диаграмм  $p_r(\varphi)$  на режимах, соответствующих выбросам момента сопротивления.

Экспериментальными исследованиями, проведенными на различных двигателях, было установлено [2, 9], что на неустановившихся режимах, продолжительность которых намного больше продолжительности протекания цикла, форма индикаторной диаграммы практически не изменяется и зависит только от текущего режима нагружения двигателя. Причем, главное отличие индикаторных диаграмм, снятых на различных режимах, наблюдается в основном от конца такта сжатия до конца такта расширения, когда действуют давления, близкие к максимальному (вблизи ВМТ). Изменение давлений в период насосных ходов и в начале такта сжатия из-за их малой величины не оказывает заметного влияния на уровень нагрузок, действующих на шатун. Поэтому реальную индикаторную диаграмму с вполне достаточной для расчета деталей КШМ или подшипников степенью точности можно заменить схематизированной, начинающейся в начале фазы быстрого сгорания в конце такта сжатия и заканчивающейся в конце такта расширения. С этой целью весь цикл изменения нагрузки на подшипник, равный  $4\pi$  (углу ПКВ), делится на 6 участков, и для каждого из них задается уравнение изменения по углу ПКВ давлений газов  $p_r$  в цилиндре [6, 7, 8]:

1 участок  $0 \leq \varphi \leq \pi$ ;  $p_r = p_a = \text{const}$ ;

$$2 \text{ участок (рис. 1) } \pi < \varphi \leq 2\pi - \varphi_2; \quad p_{\bar{a}} = p_{\bar{a}} \frac{(2\varepsilon)^{n_{\bar{n}}}}{\left[ (\varepsilon - 1) \left( 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) + 2 \right]^{n_{\bar{n}}}};$$

$$3 \text{ участок } 2\pi - \varphi_2 < \varphi \leq 2\pi + \varphi_5; \quad p_{\bar{a}} = p_2 + \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} (\varphi_2 + \varphi_5);$$

$$4 \text{ участок } 2\pi + \varphi_3 < \varphi \leq 2\pi + \varphi_4; \quad p_r = p_z = \text{const}; \quad (\text{для двигателя с принудительным зажиганием } \varphi_3 = \varphi_4);$$

$$5 \text{ участок } 2\pi + \varphi_4 < \varphi \leq 3\pi; \quad p_{\bar{a}} = p_z \frac{\left[ (\varepsilon - 1) \left( 1 - \cos \varphi_3 + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi_3 \right) + 2 \right]^{n_{\delta}}}{\left[ (\varepsilon - 1) \left( 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) + 2 \right]^{n_{\delta}}}; \text{ (для дизелей в числителе)}$$

$\varphi_3$  необходимо заменить на  $\varphi_4$ );

6 участок  $3\pi < \alpha \leq 4\pi$ ;  $p_r = p_r = \text{const}$  (участок на рис.1 не показан),

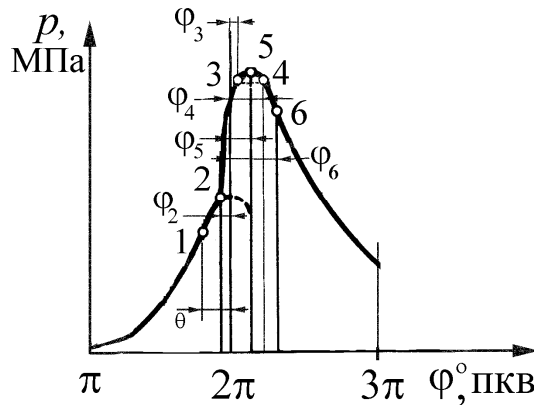


Рис. 1. Диаграмма давления в цилиндре двигателя,

где  $p_a$  – давление начала такта сжатия;  $\theta$  – угол ПКВ в момент зажигания для ДВС с принудительным воспламенением или начало впрыскивания топлива для дизелей (т. 1, рис. 1);  $p_2, \varphi_2$  – давление и угол поворота до ВМТ в начале фазы активного сгорания;  $\varphi_5$  – угол поворота после ВМТ, где определяется максимум давления ( $\varphi_2 + \varphi_5 = 27 \dots 30^\circ$  ПКВ);  $p_z$  – максимальное давление сгорания;  $p_r$  – давление остаточных газов в цилиндре;  $n_c$  и  $n_p$  – показатели политроп, соответственно, сжатия и расширения;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $\Delta p / \Delta \varphi$  – средняя скорость нарастания давления.

Хотя догорание топлива и продуктов его неполного окисления заканчивается в т.б, при схематизации процесс расширения начинаем с т.4.

Таким образом, для построения индикаторной диаграммы на любом режиме работы двигателя достаточно определить  $p_z$  и  $\Delta p / \Delta \varphi$ . Остальные величины, входящие в приведенные выше уравнения, известны из исходных данных или расчета цикла двигателя и принимаются не зависимыми от режимов работы.

Моделирование максимального давления сгорания  $p_z$  можно провести по внешней скоростной (ВСХ) или регуляторной характеристиках двигателя [4]. При известном запасе крутящего момента проектируемого двигателя  $\mu$  в безразмерных координатах можно найти максимальное значение давления сгорания при частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту:

$$\mu_{p_z} = (p_{z \max} - p_{z1}) / p_{z1} = k\mu, \quad (1)$$

где  $k = p_{iM_e} / p_{i1}$  ;  $p_{iM_{e\max}}$ ,  $p_{i1}$  – механические потери на режимах максимального крутящего момента и номинальном;  $p_{zn}$  – максимальное давление сгорания на номинальном режиме, которое определяется или принимается при расчете цикла двигателя.

Из зависимости (1) легко определяется максимальное давление сгорания  $p_{zM_{e\max}}$  на режиме максимального крутящего момента, а далее по закону протекания кривой  $p_e$  по ВСХ – значение  $p_z$  на любом режиме. Зависимость (1) справедлива для бензиновых двигателей и дизелей без наддува, а также с газотурбинным наддувом, настроенным на режим максимального крутящего момента.

Приведем результаты расчета по приведенной методике максимальных гидродинамических давлений и минимальных толщин смазочного слоя в шатунном подшипнике при выбросах момента сопротивления на валу дизеля Д-461 (6ЧН 13/14) с учетом реальной шероховатости шеек коленчатого вала и вкладышей подшипников скольжения.

Контакт между двумя сближающимися шероховатыми поверхностями, а именно, шейкой коленчатого вала и вкладышем, происходит при среднем теоретическом зазоре  $\bar{h}$  [6, 7]

$$0 < \bar{h} < 5\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}, \quad (2)$$

где  $R_{ai}$  – среднее арифметическое отклонение профиля двух ( $i=1,2$ ) сближающихся поверхностей, мкм.

При этом необходимо учитывать среднестатистическое значение шероховатости шеек и поверхностей вкладышей, для чего были проведены обмеры шероховатости 88 шатунных шеек до приработки и 37 шатунных шеек коленчатых валов дизеля Д-461, отработавших в условиях эксплуатации двигателей в течении 2000...3000 моточасов. Аналогичные измерения были проведены и для шатунных вкладышей.

Результаты измерений представлены в виде кривых плотности вероятности распределения на рис. 2 и 3. Из приведенных кривых следует, что как для валов (вкладышей) в исходном состоянии, так и эксплуатировавшихся, имеет место нормальный закон распределения параметра шероховатости  $R_a$ . Для валов с исходным рельефом (рис. 2) и изношенным (рис. 3) средние значения мало отличаются и соответственно равны 0,33 и 0,31 мкм, а для вкладышей – 0,27 и 0,50 соответственно. Для расчетов можно принять средние значения для валов  $\bar{R}_{a1} = 0,32$  мкм, а для вкладышей –  $\bar{R}_{a2} = 0,38$  мкм. Анализ кривых распределения параметров шероховатости вкладышей показал, что средние значения  $\bar{R}_{a2}$  для изношенных вкладышей в 1,82 раза больше, чем для новых.

Подставляя найденные значения  $\bar{R}_{a1}$  и  $\bar{R}_{a2}$  в выражение (2), определим

$$0 < \bar{h} < 2,5 \text{ мкм},$$

т.е. контакт двух шероховатых поверхностей будет происходить при зазоре  $h_{\min} = \bar{h} = 2,5$  мкм.

На рис. 4 приведены графики зависимости максимального гидродинамического давления (кривая 1) и минимальной толщины смазочного слоя (кривая 2) от величины коэффициента перегрузки  $K_{\dot{\gamma}} = (M_{\dot{\epsilon}} - M_0)/M_0$  дизеля Д-461.

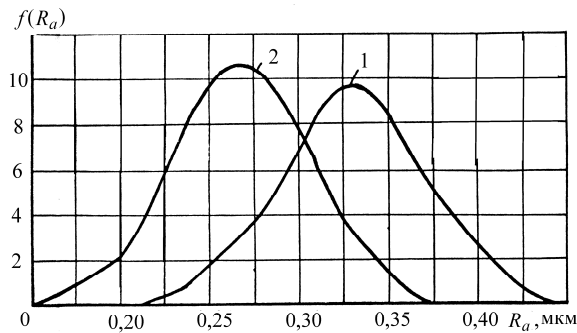


Рис. 2. Кривые плотности вероятности распределения параметра  $R_a$  исходной шероховатости шеек коленчатых валов (1) и шатунных вкладышей (2)

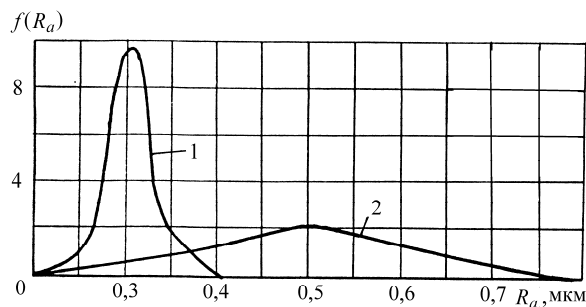


Рис. 3. Кривые плотности вероятности распределения параметра  $R_a$  шатунных шеек (1) и вкладышей (2) в месте контакта (наработка двигателей 2...3 тыс. ч)

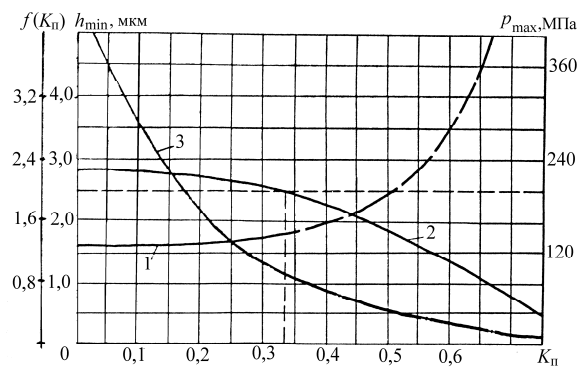


Рис.4. Влияние величины коэффициента перегрузки  $K_n$  дизеля Д-461 на изменение максимального гидродинамического давления (1), минимальной толщины смазочного слоя (2) в шатунном подшипнике и функция распределение вероятности коэффициента  $K_n$

Здесь  $M_k$  – конечное значение момента при его выбросе, а  $M_0$  – среднее его значение на этом режиме. Из графика (кривая 2) следует, что режим жидкостного трения в шатунном подшипнике исчезает уже при  $K_n=0,34$ .

Что касается графика изменения максимальных гидродинамических давлений  $p_{max} = f(K_i)$ , то при расчетах подшипников на долговечность (усталостную прочность) в первую очередь необходимо учитывать те его значения, которые соответствуют жидкостному трению (как видно из рис. 4, кривая 1 –  $p_{max}$  мало отличается от значения на квазистационарном номинальном режиме). Это объясняется тем, что в условиях смешанного или граничного трения уравнением Рейнольдса не учитывается возможность разрушения масляного клина, при котором максимальные гидродинамические давления уступают место сравнительно низким удельным давлениям. В связи с этим более опасными для подшипников становятся не максимальные давления, а локальные температуры и износ вкладышей.

Таким образом, неустановившиеся режимы целесообразно использовать при оценке надежности подшипников на износо- и задиростойкость. Для определения долговечности подшипников с учетом усталостной прочности вкладышей можно использовать данные о квазистационарных режимах двигателя в эксплуатации.

Чтобы представить долю того или иного уровня коэффициента перегрузки в общем их количестве на рис. 4 (кривая 3) представлена экспоненциальная кривая распределения вероятности коэффициентов перегрузки  $f(K_i)$ . Это позволяет заключить, что шатунный подшипник дизеля Д-461 примерно 30 % от общей продолжительности работы его в эксплуатации на перегрузках находится в режимах смешанного и граничного трения.

По изложенной выше методике были найдены параметры режимов граничного трения: нагрузка  $P$ , действующая на подшипник, и угол поворота коленчатого вала  $\phi_k$ , при котором происходит контактирование вала и вкладыша (см. таблицу). Из таблицы видно, что границы участка смешанного трения раздвигаются пропорционально увеличению коэффициента перегрузки  $K_n$ . Однако результаты экспериментального определения участков смешанного трения не подтверждают пропорциональный характер изменения их продолжительности в зависимости от вида неустановившегося режима.

Таблица 1. Параметры режимов граничного трения при изменении коэффициента перегрузки

№№ п.п	K <sub>п</sub>	P, кН		φ, рад		№№ п.п	K <sub>п</sub>	P, кН		φ, рад	
		Нач.	Кон.	Нач.	Кон.			Нач.	Кон.	Нач.	Кон.
1	0.35	88	35	0,22	0,88	6	0.60	104	106	0,16	0,77
2	0.40	91	37	0,21	0,72	7	0.65	106	43	0,15	0,79
3	0.45	95	39	0,19	0,73	8	0.7	109	44	0,14	0,81
4	0.50	99	40	0,18	0,73	9	0.75	111	45	0,14	0,83
5	0.55	102	41	0,17	0,75	-	-	-	-	-	-

Очевидно, линейность уравнения Рейнольдса, а также принятые допущения [2, 6] (в частности то, что течение смазки считается стационарным) являются причиной имеющегося расхождения.

### Список литературы

1. Гоц А. Н. Моделирование регуляторных характеристик дизеля на стадии проектирования // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 3. – С.19-22.
2. Гоц А. Н. Построение полярной диаграммы нагрузки на коренные шейки// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – №6. – С. 16-18.
3. Гоц А.Н., Белобоков Б.Г., Эфрос В.В. Гидродинамический расчет подшипников скольжения // Актуальные проблемы управления качеством производства и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конференции. – Владимир, 2002.– С. 249-252.
4. Гоц А. Н., Гаврилов А. А. Моделирование максимального давления цикла по внешней скоростной характеристике // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – № 2. – С. 27-30.
5. Гоц А. Н., Эфрос В. В. Расчет гидродинамических характеристик подшипников на неустановившихся режимах // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 1. – С. 41-43.
6. Ждановский Н. С., Николаенко А. В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. – Л.: Колос, 1981. – 295 с.
7. Логвин В. А., Ажиппо Н. А., Гоц А. Н. Совершенствование экспериментальных методов исследования гидродинамического подшипника скольжения // Актуальные проблемы двигателестроения. Тезисы докладов Всесоюзной НТК. – Владимир, 1987. – С. 92-93.
8. Логвин В. А., Гоц А. Н. Увеличение ресурса ДВС путем сплошного межоперационного контроля неровностей поверхностей их основных сопряжений // Совершенствование

мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Тезисы докладов V науч.-практ. семинара. Владим. гос. техн. ун-т. – Владимир, 1995. – С. 170-172.

9. Леонов О. Б., Шкарупило А. Я. Нагрузки подшипников коленчатого вала на неустановившихся режимах работы дизеля // Изв. вузов. Машиностроение. – 1977. – № 8. – С. 90-93.

10. Патрахальцев Н. Н., Соколов Ю. А. Неустановившиеся режимы работы дизелей // ДВС. М.: НИИинформтяжмаш, 1976. – Вып. 34. – 44 с.

**Рецензенты:**

Гаврилов А. А., д.т.н., профессор, профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Владимир.

Кульчицкий А. Р., д.т.н., профессор, заместитель главного конструктора по испытаниям ООО «Владимирский моторо-тракторный завод», г. Владимир.