

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ 4Т371

В.Н. Прокопьев, д.т.н., проф., Ю.В. Рождественский, д.т.н., проф., К.В. Гаврилов, к.т.н. Южно-Уральский государственный университет; В.С. Мурзин, директор-главный конструктор ООО ГСКБ «Трансдизель»

Представлены результаты расчета гидромеханических характеристик коренных подшипников коленчатого вала двигателя 4Т371.03, разработка которого ведется на ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск. Выполнен анализ влияния на ГМХ схем расположения противовесов, форсирования двигателя по мощности.

Степень совершенства конструкции подшипников коленчатого вала поршневых двигателей принято оценивать расчетом стандартного набора гидромеханических характеристик (ГМХ) [1,2], позволяющих прогнозировать износостойкость и усталостную долговечность антифрикционного слоя вкладышей, потери на трение, теплонапряженность, а также решать задачи оптимизации конструктивных параметров [3].

За последние годы методика расчета ГМХ достигла уровня, позволяющего с большой степенью достоверности оценивать влияние на них большого количества факторов, что существенно сокращает затраты времени и средств на проектирование и доводку двигателей.

В статье анализируются результаты расчета ГМХ коренных подшипников коленчатого вала двигателя 4Т371.03, который входит в семейство тракторных двигателей, серийное производство которых планируется на ООО «Челябинский тракторный завод-Уралтрак».

При расчете использовался комплекс программ, отличительной особенностью которого является определение поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем коренную шейку и вкладыши, из уравнения Элрода, первоначальная версия алгоритма интегрирования которого опубликована в [4].

Уравнение Элрода записывалось относительно функции $\Phi(\varphi, \bar{z})$, связанной со степенью заполнения $\theta(\varphi, \bar{z})$ соотношением

$$\theta = 1 + (1 - g)\Phi. \quad (1)$$

Здесь $\Phi = \bar{p}$ и $g = 1$ в области давлений, где $\Phi \geq 0$; $\Phi = (\theta - 1)$ и $g = 0$ в области кавитации,



где $\Phi < 0$ (\bar{p} — безразмерное гидродинамическое давление, g — функция переключения).

Степени заполнения θ приписывается двоякий смысл. В области давлений $\theta = \rho/\rho_c$, где ρ_c — плотность смазки при давлении, равном давлению кавитации p_c . В области кавитации $p = p_c$, $\rho = \rho_c$ причем θ определяет массовое содержание жидкой фазы (масла) в единице объема зазора между шейкой и вкладышами.

Модифицированное уравнение Элрода, используемое в работе при определении поля гидродинамических давлений записывалось в виде:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_\Omega} \frac{\partial}{\partial \varphi} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}_\Omega} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (g\Phi) \right] = \frac{\bar{\omega}_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\theta \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\theta \bar{h}), \quad (2)$$

где $\bar{h} = h/h_0$; $\bar{\mu}_\Omega = \mu^*_\Omega/\mu_0$; $-1 \leq \bar{z} \leq 1$; $\bar{z} = z/r$; $\varphi = xr$; $a = B/2r$; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$; $\bar{t} = \omega_0 t$; \bar{h} , $\bar{\mu}_\Omega$ — безразмерные толщина смазочного слоя и вязкость смазки; B , r — ширина и радиус подшипника; μ^*_Ω — среднеинтегральная (расчетная) вязкость смазки; μ_0 и ω_0 — соответственно характерные вязкость и частота вращения коленчатого вала.

Алгоритм интегрирования уравнения (2) сводится к решению итерационным методом Зейделя системы алгебраических уравнений относительно функции Φ :

$$P_{ij}\Phi_{ij} = W_{ij}\Phi_{i-1,j} + E_{ij}\Phi_{i+1,j} + S_{ij}\Phi_{i,j-1} + N_{ij}\Phi_{i,j+1} + b_{ij}, \quad (3)$$

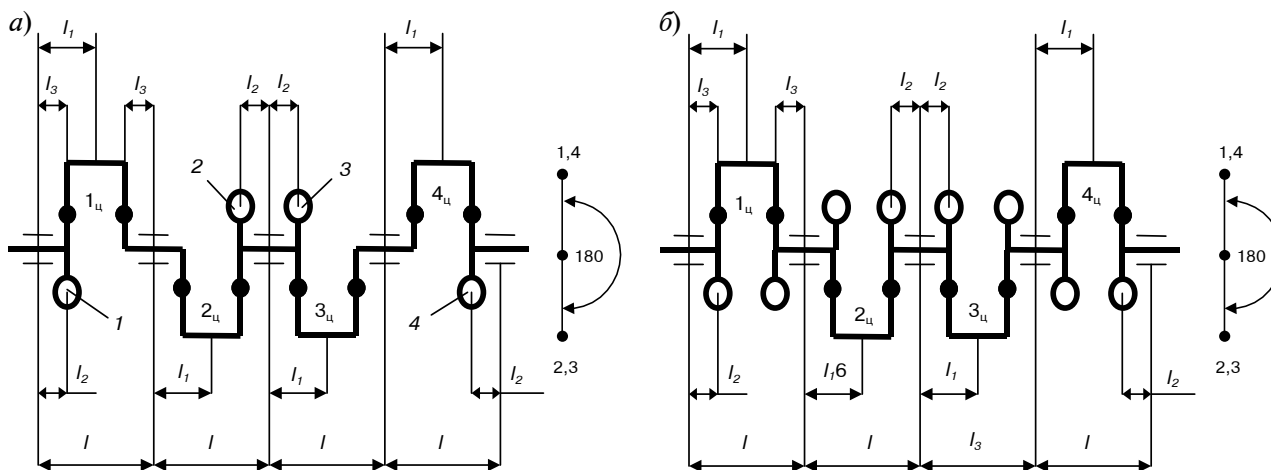


Рис. 1. Схемы противовесов коленчатого вала двигателя 4Т371.03:
а и б — первая и вторая схема

где P_{ij} , W_{ij} , E_{ij} , S_{ij} , N_{ij} , b_{ij} — коэффициенты разностной аппроксимации этого уравнения.

На каждой итерации сразу после расчета в точке ij значений $\Phi_{\text{нов}}$ корректировались величины g : $g_{\text{нов}} = 1$, если $\Phi_{\text{нов}} \geq 0$ и $g_{\text{нов}} = 0$, если $\Phi < 0$.

$$\Phi_{ij} = \alpha \Phi_{\text{нов}} + (1 - \alpha) \Phi_{ij}^{S-1}, \alpha = 0,2;$$

$$g_{ij} = \beta g_{\text{нов}} + (1 - \beta) g_{ij}^{S-1}, \beta = 0,01.$$

Затем выполнялись релаксационные процедуры:

После достижения сходимости решения системы (3) значения g вновь корректировались.

Таблица 1

Исходные данные для расчета
коренных подшипников двигателя 4Т371.03

№	Параметр	Значение
1	Диаметр подшипника D , мм	95
2	Радиальный зазор h_0 , мм	0,050
3	Давление подачи смазки p_s , МПа	0,5
4	Температура подачи смазки T_0 , °С	90
5	Частота вращения коленчатого вала ω_2 , об/мин	2000 ¹ 1300 ²
6	Ширина подшипника B , мм	46
7	Диаметр отверстия для подачи смазки к шатунному подшипнику $d_{\text{отв}}$, мм	7
8	Радиус кривошипа, мм	75
9	Длина шатуна, мм	260
10	Динамическая вязкость масла при температурах $T = 40$ и 100 °С μ_{40} μ_{100} , Па·с	0,0661 0,0107
11	Масса поршневого комплекта, кг	4,16
12	Удельная теплоемкость масла c , Дж/кг · °С	2156
13	Плотность масла ρ , кг/м ³	885
14	Коэффициенты теплопередачи шипа и подшипника $k_{\text{ш}}$ $k_{\text{п}}$, Вт/м ² · °С	50
15	Коэффициенты теплопроводности шипа и подшипника $k_{\text{ш}}$ $k_{\text{п}}$, Вт/м ² · °С	50

Примечание: 1 — режим максимальной мощности; 2 — режим максимального крутящего момента.

Расчетные схемы коленчатого вала представлены на рис. 1, исходные данные — в табл. 1.

Подача смазки моделировалась следующей схемой: из главной масляной магистрали по каналам в блоке к каждому коренному подшипнику, на поверхности верхних вкладышей которых выполнены полукольцевые канавки. Этой схеме отдают предпочтение все ведущие фирмы, выпускающие тракторные двигатели.

Расчетные годографы нагрузок, действующих на коренные подшипники при работе двигателя в режиме максимальной мощности для первой схемы расположения противовесов, приведены на рис. 2. Здесь и на рис. 3 индексы (а, б, в) относятся к 1, 2, 3-му коренным подшипникам.

Траектории движения шеек коленчатого вала и значения, рассчитанных на их основе ГМХ представлены на рис. 3 и в табл. 2, где f_{max} , f^* — максимальные и средние удельные давления, действующие на подшипник; $\inf h_{\text{min}}$, $\sup p_{\text{max}}$ — экстремальные за цикл t_c значения минимальной толщины смазочного слоя и максимального гидродинамического давления; h_{min}^* , p_{max}^* — их средние значения за цикл; T_{max}^* , N^* , Q_B^* — средние значения соответственно температуры смазочного слоя, потерь мощности на трение, торцевого расхода.

Для второй схемы противовесов характеристики для наиболее нагруженных первого и пятого коренных подшипников приведены в табл. 3.

Анализ показывает, что значения всех характеристик для первой и второй схем находятся в допустимых пределах. Вторая схема предпочтительнее, поскольку для нее у наиболее нагруженных первого и пятого подшипников расчетное значение h_{min}^* больше на 40 %, а среднее за цикл значение гидродинамического давления в смазочном слое p_{max}^* — на 26 % меньше у первого и на 46 % у пятого подшипников.

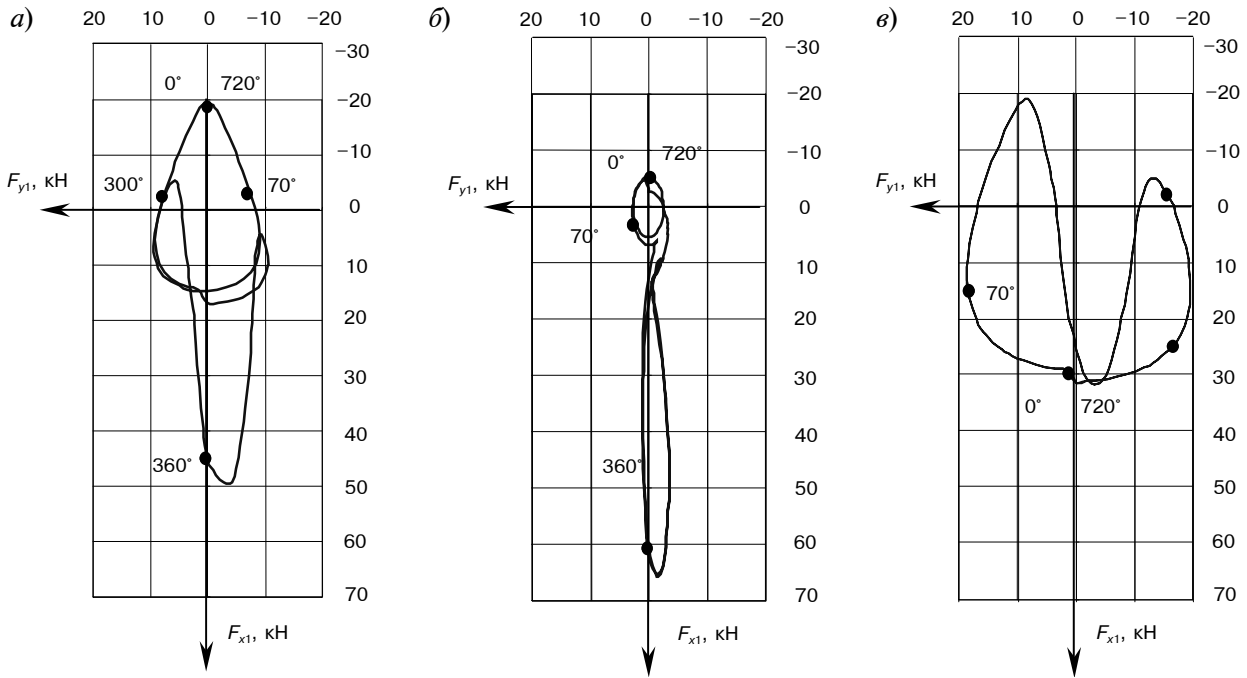


Рис. 2. Расчетные годографы нагрузок

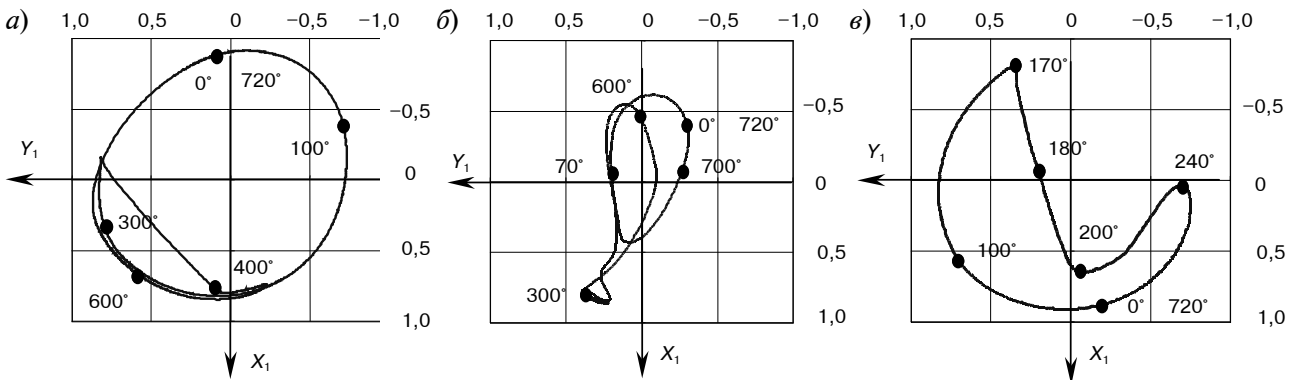


Рис. 3. Траектории движения коренных шеек

Таблица 2

Гидромеханические характеристики коренных подшипников двигателя 4Т371.03

№ под-ка	f_{max} , МПа	f , МПа	$inf h_{min}$, МКМ	h_{min}^* , МКМ	$sup p_{max}$, МПа	p_{max}^* , МПа	T_{max} , °C	N , Вт	$Q_{в}^*$, л/с
1	11,64	3,01	4,141	9,932	36,69	12,48	96,93	233,2	0,040
2	14,63	3,04	5,847	20,37	62,65	13,03	95,03	200,2	0,024
3	7,63	4,63	4,561	10,94	46,79	19,18	94,79	215,2	0,054
4	14,66	3,07	5,491	20,44	65,91	8,84	95,05	200,4	0,025
5	11,56	3,09	4,410	9,768	37,05	14,55	97,16	233,7	0,026

Таблица 3

Гидромеханические характеристики коренных подшипников двигателя 4Т371.03 (вторая схема расположения противовесов)

№ под-ка	f_{max} , МПа	f , МПа	$inf h_{min}$, МКМ	h_{min}^* , МКМ	$sup p_{max}$, МПа	p_{max}^* , МПа	T_{max} , °C	N , Вт	$Q_{в}^*$, л/с
1	13,11	2,05	6,937	14,21	46,96	9,19	96,70	202,7	0,027
5	13,53	2,18	7,278	14,30	48,36	7,78	96,76	202,3	0,019

Таблица 4

Гидромеханические характеристики коренных подшипников двигателя 4Т371.03 (варианты форсирования)

№ под-ка	Форсирование, %	f_{max} , МПа	f , МПа	$inf h_{min}$, МКМ	h_{min}^* , МКМ	$sup p_{max}$, МПа	p_{max}^* , МПа	T_{max} , °C	N , Вт	$Q_{в}^*$, л/с
1	30	16,55	3,64	3,882	8,540	56,20	17,14	97,32	246,2	0,039
	60	21,39	4,01	3,878	7,965	79,24	20,16	97,57	252,5	0,037
5	30	17,37	4,06	4,122	8,507	57,06	18,06	97,32	243,9	0,026
	60	22,48	4,51	4,094	7,930	81,45	20,49	97,51	249,8	0,022

Авторами исследовано влияние на ГМХ коренных подшипников двигателя 4Т371.03 различных факторов, в частности, форсирования двигателя по мощности, увеличения диаметров коренных подшипников, уменьшения отношения их ширины к диаметру (B/D).

Увеличение максимального давления p_z сгорания на 30–60 % приводит к увеличению нагрузок на подшипники и изменяет величину

ГМХ (табл. 4), однако их значения остаются в допустимых пределах.

Установлена целесообразность увеличения диаметра коренных подшипников ~ на 10 мм и уменьшения отношения B/D до ~ 0,4, так как это обеспечит улучшение всех ГМХ в пределах 20–30 %.

Литература

1. Элрод. Алгоритм расчета зоны кавитации / ТАОИМ. — М. : Мир / Серия Ф. Проблемы трения и смазки. — 1981. — № 3. — С. 28–32.

2. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Гаврилов К.В. Применение алгоритмов сохранения массы при расчете динамики сложнагруженных опор скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин. — М. : Наука, 2004. — № 4. — С. 32–38.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 04-01-96-088) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 гг.)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

3. Рождественский Ю.В., Гусев А.И., Грибанов И.С., Денисов Д.О. Методика и результаты оптимизации продольной геометрии поршня для сопряжения поршень–цилиндр двигателя внутреннего сгорания // Тяжелое машиностроение. — 2007. — № 6. — С. 28–31.

4. Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Гаврилов К.В. Комплекс программ анализа динамики сложнагруженных подшипников скольжения «ЭЛРОД». Зарегистрирован в Российском агентстве по патентам и товарным знакам под № 2003612486, 2003.

ЮБИЛЕЙ!



Вячеславу Ивановичу Суркину 70 лет

16 июня 2008 г. исполнилось 70 лет Суркину Вячеславу Ивановичу доктору технических наук, профессору, заведующему кафедрой «Тракторы и автомобили» Челябинского государственного агроинженерного университета

Вся научно-техническая и педагогическая деятельность Вячеслава Ивановича Суркина после окончания в 1970 г. аспирантуры и защиты кандидатской диссертации по теме: «Исследование параметров масляного слоя коренных подшипников тракторных дизелей» связана с кафедрой «Тракторы и автомобили» ЧИМЭСХ (ЧГАУ), где под его руководством проводились работы по совершенствованию двигателей ЧТЗ.

По результатам выполненных работ Вячеслав Иванович в 1989 г. подготовил и защитил докторскую диссертацию по теме: «Повышение технического уровня тракторных дизелей оптимизацией пар трения»

За эти годы В.И. Суркин стал известным ученым в области оптимизации и совершенствования пар трения дизелей. По этому направлению им опубликовано более 150 научных работ и одна монография; получено 10 авторских свидетельств на изобретения. Под руководством Вячеслава Ивановича подготовлено 12 кандидатов и один доктор технических наук.

Суркин В.И. член диссертационного совета по специальности 05.04.02 — «Тепловые двигатели» при Южно-Уральском государственном университете.

За педагогическое мастерство и высокие результаты в профессиональной деятельности ему присуждена премия Губернатора Челябинской области.

За многолетнюю и научно-педагогическую деятельность в подготовке высококвалифицированных специалистов Суркин В.И. награжден грамотой Министерства сельского хозяйства и продовольствия Российской Федерации и орденом Дружбы.

Редакция журнала «Двигателестроение», коллеги, ученики и друзья поздравляют Суркина Вячеслава Ивановича со славным юбилеем и желают ему хорошего здоровья и творческого долголетия.