

УДК 620.193.16

Валишин А. Г., Третьяков Д. В.

Моделирование долговечности цилиндрических втулок двигателя внутреннего сгорания при вибрационной кавитации

Водоохлаждаемые поверхности втулок и блоков цилиндров высоко- и среднеоборотных двигателей (ВОД и СОД) подвергаются локальным разрушениям (гидроэрозии) в виде скоплений раковин в плоскости качания шатуна или в виде канавок в зазорах между втулкой и блоком в верхней части детали (разновидность щелевой эрозии). Повреждения в средней части втулки связаны с так называемой вибрационной кавитацией, т. е. с образованием и последующим замыканием (продавливанием) парогазовых полостей охлаждающей жидкостью, динамически воздействующей на поверхность втулок в виде кумулятивных струек. Щелевая эрозия в узкостях и сопряжениях инициирует возникновение фреттинг-коррозии, а также возникновение трещин под опорным буртом втулок. Это является одной из причин отрыва части бурта от втулки.

В зависимости от конструкции втулок, рабочих характеристик и условий эксплуатации двигателей скорость роста кавитационно-эрозионных раковин может изменяться в очень широком диапазоне от 0,05 до 10 мкм/ч [1-5]. Во многих случаях выбраковка цилиндрических втулок проводится по критической глубине эрозионных раковин на водоохлаждаемой поверхности, а не по износу внутренней стороны, так называемого «зеркала» цилиндра.

В настоящее время проблема борьбы с кавитационно-эрозионными разрушениями деталей ВОД и СОД еще далека до своего окончательного решения. Это обусловлено высокой степенью сложности и многообразием процессов вибрационной кавитации и эрозии деталей двигателей, отсутствием достоверных физических и математических моделей кавитационно-эрозионного разрушения материалов и конкретных деталей и, как следствие, ограниченностью имеющихся расчетных методов оперативной оценки (ресурса) деталей при гидроэрозии.

В настоящее время оценку кавитационно-эрозионной стойкости втулок проводят в основном по статистическим данным, извлекаемым из ремонтных ведомостей и актов

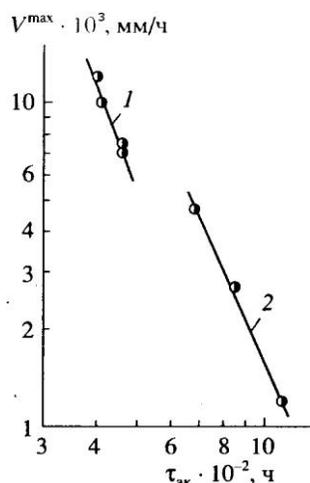


Рис. 1. Зависимость максимальной скорости эрозии от периода τ_{ak} , когда износ отсутствует; $V^{\max} = \text{const}_{1,2} / \tau_{ak}^3$.

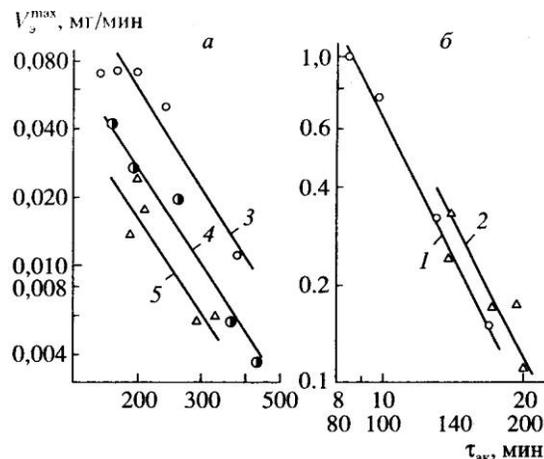


Рис. 2. Зависимость максимальной скорости эрозии образцов из стали 0Х14НД1 (3), Бр. «Новостон» (4), титана (а), а также меди (1) и стали 05 кп (2) (б) от аккумуляционного периода τ_{ak} при испытании на вибраторе (5) в пресной воде при изменении выходной мощности в пределах от 100 до 330 Вт.

освидетельствования состояния деталей при разборках двигателей. Для более активного влияния на негативные последствия вибрационной кавитации в двигателях требуется проведение стендовых испытаний и создание методов расчета долговечности деталей при кавитационной эрозии [5].

В усовершенствованной методике оценки долговечности цилиндрических втулок двигателей внутреннего сгорания (ДВС) алгоритм расчета состоит из пяти операций, благодаря которым последовательно определяются следующие характеристики.

1. Амплитуда вибрации втулки A , как разность между наибольшей амплитудой A^{\max} при динамическом воздействии боковой силы при ударе поршня P^{\max} и амплитудой статического отклонения втулки $A_{ст}$ при воздействии силы P^{\max} в статике [2], т. е. $A = A_{дин} - A_{ст}$, мкм.

2. Напряжение (МПа), возникающее в материале втулки при вибрационных нагрузках с амплитудой A [5] $\sigma = 180 A^{0,33}$ при $A \leq 5$ мкм; $\sigma = 7,5A + 335$ при $A \geq 5$ мкм. Формулы получены в результате обработки данных К. М. Прис [6].

3. Продолжительность аккумуляционного периода τ_{ak} , когда износ отсутствует; по кривым поверхностной усталости чугуна и стали 38ХМЮА, заранее построенным по

результатам испытаний образцов на магнестрикционном вибраторе (МСВ) при постоянной частоте $f_{св}$ и различных амплитудах колебаний концентратора $\tau_{ак} = \kappa_{\tau}(\tau_{ак})_{МСВ}/\kappa_{f_{св}}$, где $\kappa_{f_{св}}$ – коэффициент, равный отношению частоты свободных колебаний втулки исследуемого двигателя к частоте свободных колебаний втулки двигателя, принятого за эталон; κ_{τ} – коэффициент, равный отношению $\tau_{ак}$ на кинетической кривой кавитационно-эрозионного изнашивания эталонного ДВС к $(\tau_{ак})_{МСВ}$, определенного при испытании образцов из материала втулки на МСВ. При эталонном двигателе $\tau_{ак} = 858/42 = 19$ [5].

4. Наибольшая скорость изнашивания v^{max} определяется (геометрически) по кинетической кривой кавитационной эрозии как тангенс угла наклона прямолинейного участка кривой изнашивания к оси времени. Необходимая для расчетов долговечности втулок зависимость V_3^{max} от аккумуляционного периода $\tau_{ак}$ показана на рис. 1.

5. Долговечность втулки T , равная периоду эксплуатации ДВС, в течение которого наибольшая глубина эрозионных раковин на водоохлаждаемой поверхности достигнет 75% от толщины втулки в зоне наибольших эрозионных повреждений

$$T = \kappa_{\tau} \left(\tau_{ак} + \frac{[h]}{v^{max}} \right), \quad (1)$$

где $[h]$ – допускаемая глубина эрозионных раковин, равная 3/4 от толщины стенки втулки h_b ; κ_{τ} — коэффициент, учитывающий полный период времени, по истечении которого глубина раковины становится наибольшей (h^{max}) и эрозия прекращается.

Анализ кинетических кривых эрозии деталей в условиях эксплуатации показывает, что при вибрационной и гидродинамической кавитации $\kappa_{\tau} \cong 2,0$, а $T_{ср} \cong (5, 3, \dots, 6) \tau_{ак}$ [7].

Если в формуле (4) принять $\kappa_{\tau} = 1$, то запас по износу увеличится, так как $[h]$ уменьшится примерно на 25,...,50% (с 0,75 до 0,6,...,0,5) от толщины стенки втулки h_b .

В табл. 1 приведены расчеты долговечности цилиндрических втулок ДВС семи размерностей по усовершенствованной схеме, реализованной в столбцах 2, 5 и 6. За эталон для сравнения принят двигатель ЗД6 при исходных данных: $h_b = 6,5$ мм; материал втулки – сталь 38ХМЮА: частота свободных колебаний $f_{св} = 1250$ Гц; амплитуда колебаний $A_{дин} = 41,5$ мкм и $A_{ст} = 36,4$ мкм [1-3].

Обоснованность использования степенной зависимости $\tau_{ак}^{отн} \approx 1 / (\sigma_{отн})^{5,5}$ в столбце 2 (табл. 1) подтверждена результатами теоретических [4, 8] и экспериментальных [9, 10] исследований. Введение коэффициента k_{HV^3} в формулу для определения τ_{aki}^d (столбец 5) вызвано необходимостью учета твердости материала втулок HV СЧ20/HV стали 38ХМЮА = 0,7 при кубической зависимости эрозионной стойкости от твердости материалов [7]. Определение скорости эрозии $V_э^{max} \cong 1/\tau_{ак}^3$ в столбце 6 (табл. 1) обосновано результатами обработки опытных данных (рис. 1; const_{1,2}) при испытании на вибраторе СЧ20 (1 - 682) и стали 38ХМЮА (2 - 1800), а также результатами анализа многочисленных зависимостей V^{TM**} от $\tau_{ак}$ при испытании на МСВ сталей различных классов, цветных металлов, бронз и латуней, приведенных на рис. 2.

Значения долговечности T в табл. 1 удовлетворительно согласуются с ресурсами втулок в условиях эксплуатации, в частности, с ресурсом втулок двигателя ЗД6, равным 5150 ч, что составляет примерно две навигации на внутренних водных путях России.

Результаты испытаний на МСВ образцов из стали, четырех марок бронзы, меди и титана, показанные на рис. 3-5, сведены в табл. 2.

Несмотря на существенные различия в условиях испытаний материалов, данные, приведенные в 6 столбце табл. 1 и в 1-2 столбцах табл. 2, указывают на существование кубической зависимости

$$V_э^{max} = \text{const}/\tau_{ак}^3, \quad (2)$$

что позволяет определить долговечность деталей при кавитационной эрозии, а также провести сравнительную оценку поведения материалов в одинаковых условиях изнашивания, т. е. по относительным значениям $(V_э^{max})^{отн}$ сравниваемых материалов определить относительную продолжительность по формуле

$$\tau_{ак}^{отн} = [(V_э^{max})^{отн}]^{-\frac{1}{3}},$$

где $(V_э^{max})^{отн} = (V_э^{max})_i / (V_э^{max})_э$, и $\tau_{ак}^{отн} = \tau_{aki} / \tau_{акэ}$ индексы i и $э$ относятся к исследуемому и эталонному материалам соответственно.

Таблица 1

№ линии на рис. 1 и 2	ДВС	$\tau_{ак}^{отн} = \frac{1}{(\sigma_{отн})^{5,5}} f_{св}$	$A = A_{дин} - A_{стт}$ МКМ	$\tau_{акi} = \tau_{ак}^{отн}(\tau_{акi})_3$, ч	$\tau_{акi}^н = K_{НВ} \tau_{акi}$, ч	$V_3^{max} = \frac{const}{\tau_{ак}^3}$, мм/ч	$T = 2 \left(\frac{[H]_i}{V^{max}} + \tau_{ак}^н \right)$, ч	$\frac{T}{\tau_{ак}^н}$
1	1	2	3	4	5	6	7	8
1	Ч 8,5/11	$\left(\frac{378}{373}\right)^{5,5} \frac{1310}{1250} = 0,94$	5,7	858/0,94 = 910	$0,76^3 \cdot 910 = 400$	$10 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{3 \cdot 10^3}{10} + 400 \right) = 1400$	3,5
2	Ч 10,5/13	$\left(\frac{357}{373}\right)^{5,5} \frac{1290}{1250} = 0,81$	5,3	858/0,81 = 1059	$0,76^3 \cdot 1059 = 465$	$7,0 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{4,9 \cdot 10^3}{7} + 465 \right) = 2330$	5,0
3	Ч 12/14	$\left(\frac{354}{373}\right)^{5,5} \frac{1330}{1250} = 0,80$	4,3	858/0,8 = 1071	$0,76^3 \cdot 1071 = 470$	$7,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{6 \cdot 10^3}{7,8} + 470 \right) = 2478$	5,3
4	Ч 15/18	1,0	5,1	858/1,0 = 858	$1,0 \cdot 858 = 858$	$2,85 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{4,9 \cdot 10^3}{2,85} + 858 \right) = 5150$	6,0
5	Ч 18/20	$\left(\frac{402}{373}\right)^{5,5} \frac{1000}{1250} = 1,22$	8,9	858/1,22 = 703	$1,0 \cdot 703 = 703$	$4,8 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{4,5 \cdot 10^3}{4,8} + 703 \right) = 3281$	4,7
6	Ч 23/30	$\left(\frac{423}{373}\right)^{5,5} \frac{590}{1250} = 0,95$	11,7	858/0,95 = 899	$0,76^3 \cdot 899 = 395$	$11,6 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{11,5 \cdot 10^3}{11,6} + 395 \right) = 2772$	7,0
7	Ч 23/30	$\left(\frac{403}{373}\right)^{5,5} \frac{625}{1250} = 0,77$	9,0	858/0,77 = 1114	$1,0 \cdot 1114 = 1114$	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$2 \left(\frac{9,8 \cdot 10^3}{1,22} + 1114 \right) = 18293$	16,4

Таблица 2

Результаты аппроксимации опытных данных
степенными зависимостями после испытаний сталей, бронзы и цветных металлов
на магнитоэрозионной установке при варьировании выходной мощности от 100 до 330 Вт

№ линий на рис. 2 и 3	Материалы	Значения const, n, m, κ и p в формулах							
		(2)		(3)		(4)		(6)	
		const	n	const	m	const	κ	p	kp
		1	2	3 (m=1,5)	4	5 (m=1,5)	6	7	8
1	Медь	642	3,0	843,7	1,0 ... 1,5	$0,9 \cdot 10^{-3}$	3	2	6
2	Сталь 05кп	819	3,0	$36,6 \cdot 10^3$	1,0... 1,5	$0,61 \cdot 10^{-6}$	3	2	6
3	0X14НДЛ	547	3,0	195	0,5	$0,10 \cdot 10^{-10}$	6	1	6
4	Бронза, "Новостон"	240	3,0	$54 \cdot 10^3$	1,0...1,5	$0,82 \cdot 10^{-7}$	3	2	6
5	Титан	138	3,0	94	0,5	$0,2 \cdot 10^{-9}$	6	1	6
	4 марки Ni-Al Бронз	11,6	3,0	-	-	-	-	-	-

По известным $\tau_{aki}^{отн}$ можно определить $(V_3^{max})^{отн}$, так как

$$(V_3^{max})^{отн} = \frac{1}{(\tau_{ak}^{отн})^3}$$

В процессе эрозионных испытаний определяли шероховатость поверхности материалов R_z , которая непрерывно возрастала на протяжении τ_{ak} каждого материала при постоянной выходной мощности вибратора. Опытные точки на рис. 3 соответствуют R_z при достижении V^{max} на кинетической кривой изнашивания материалов.

При довольно значительном разбросе опытные точки на рис. 3 можно аппроксимировать степенной зависимостью

$$R_z = \frac{const_i}{\tau_{ак}^m}, \quad (3)$$

в которой $const_i$, принимают различные значения для меди (1) ($const_1$), для стали 05 кп (2) и бронзы «Новостон» (3) ($const_2$) на рис. 3, а; для нержавеющей стали 0X14НДЛ (3) ($const_3$) и титана (5) ($const_4$) на рис. 3, б; показатель степени m , изменяющийся в пределах от 0,5 (рис. 3, б) до 1,0...1,5 (рис. 3, а).

Из соотношений (2) (табл. 2) и (3) нетрудно получить зависимость V_3^{max} (R_z) в виде

$$V_3^{max} = const_i R_z^k, \quad (4)$$

где $const_i$, - опытные постоянные, а показатель степени для меди, стали 05 кп и Бр "Новостон" равен 3 (при $m = 1,0$ в (3)), а для стали 0X14НДЛ и титана равен 6,0 (столбцы 5 и 6, табл. 2).

Принимая во внимание установленную зависимость эрозионной стойкости от глубины наклепа δ_H поверхности семи различных материалов [7]

$$(V_3^{max})^{отн} \cong (\delta_H^{отн})^{6,0}, \quad (5)$$

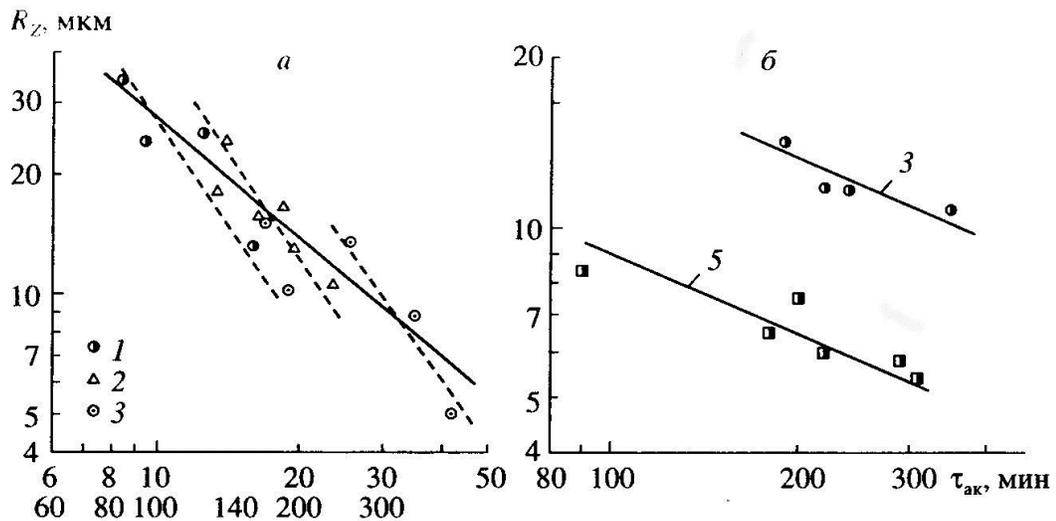


Рис. 3. Взаимосвязь шероховатости изнашиваемой поверхности образцов из меди, Бр. «Новостон» и стали 05 кп (а: сплошная линия - $n = 1,0$, $const_{2,4} = 2700$, $const_1 = 270$; пунктир - $n = 1,5$), а также из стали 0X14НДЛ и титана (б; $n = 0,5$) с периодом накопления повреждений $\tau_{ак}$ при испытании на вибраторе при различной мощности на выходе установки.

Из (3)-(5) вытекает зависимость $(R_z)^{отн}$ от $(\delta_H^{отн})$ в виде

$$(R_z)^{отн} \approx (\delta_H^{отн})^p, \quad (6)$$

в которой показатель степени p при $(\delta_H^{отн})$ для стали 1Х14НДЛ и титана равен 1,0, а для меди, стали 05 кп и бронзы «Новостон» равен 3,0 и 2,0 при $m = 1,5$ и 1,0 (столбец 4, табл. 2) соответственно.

Квадратичная зависимость (6) для более пластичных материалов (1, 2 и 4, табл. 2), в отличие от линейной для нержавеющей стали и титана, связана, видимо, с более интенсивными деформационными процессами, протекающими в поверхностных слоях этих материалов при внешнем микроударном воздействии со стороны жидкости. Повышенной сопротивляемости пластическим деформациям нержавеющей стали и титана соответствует меньшая глубина наклепанного слоя, более низкая шероховатость поверхности (рис. 3) и высокая эрозионная стойкость (рис. 2).

Впервые установленная взаимосвязь морфологии изнашиваемых поверхностей материалов с продолжительностью аккумуляционного периода и наибольшей скоростью эрозии позволяет упростить методику оценки относительной долговечности цилиндрических втулок при вибрационной кавитации. При этом последовательно определяются: относительные потери веса образцов исследуемых материалов $\Delta G_i^{отн}$ за определенный период времени τ ; по $\Delta G_i^{отн} \approx (\delta_H^{отн})^{0,5} \approx \delta_H^{отн}$ он определяется $\tau_{ак}^{отн}$, т.е. $(\tau_{ак}^{отн}) \approx (\Delta G_i^{отн})^2$, а затем $(V_3^{max})^{отн} \approx (\Delta G^{отн}) \approx (\delta_H^{отн})^{6,0}$; измеряется шероховатость изнашиваемых поверхностей образцов $R_z(R_a)$ и по формуле (6) уточняются значения $(\delta_H^{отн})$, а затем по соотношениям (2), (3) и (4) (табл. 2) уточняются $(V_3^{max})^{отн}$ и $(\tau_{ак}^{отн})$, достаточные для определения долговечности цилиндрических втулок T по формуле (1).

Наибольшую методическую ценность представляет результат, вытекающий из формул (5) и (6) в виде соотношения $(V_3^{max}) \approx (\delta_H^{отн})^{k \cdot p}$, справедливого для любых материалов и сплавов при кавитационной эрозии, так как $k \cdot p = 6,0$ (столбцы 6-8, табл. 2).

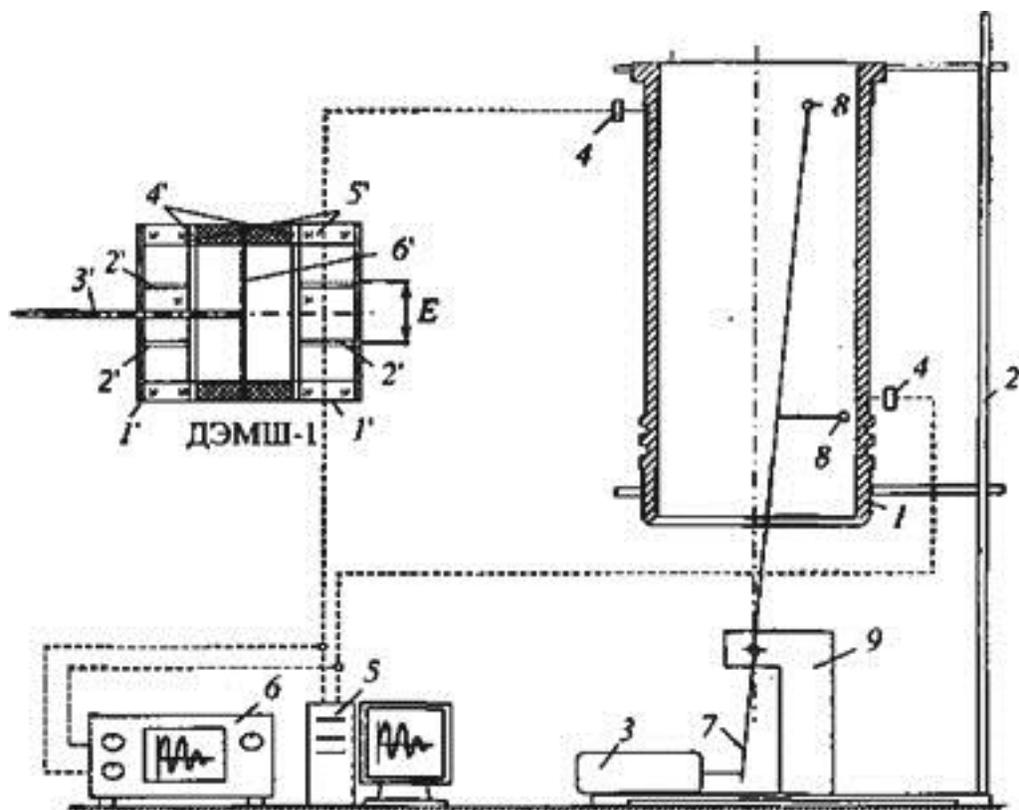


Рис. 4.

Для оценки глубины наклепанного слоя на изнашиваемой поверхности в свое время была разработана методика [11].

Из табл. 1 следует, что точность расчетного прогнозирования долговечности цилиндрических втулок двигателей прежде всего определяется их амплитудно-частотными характеристиками.

Многочисленные экспериментальные данные вибрографирования втулок, проведенные на работающих двигателях [1], дают представление об их колебаниях в условиях эксплуатации. Установлено, что факторами, влияющими на величину частоты колебаний втулки, являются температурные поля, фактические условия ее заделки в блок, в том числе плотность прилегания бурта втулки, равномерность затяжки шпилек крышки цилиндра, а также наличие обтекающей втулку массы воды, часть которой совершает колебания вместе с ней.

Что касается моделирования краевых условий, то это реализуется либо в виде абсолютно жесткой заделки, либо в виде упругих соединений, имеющих переменные характеристики. Наиболее удобным для моделирования, с точки зрения последующей экспериментальной проверки полученных результатов, является выбор свободных опор. При этом математическое описание вибраций цилиндрической оболочки представляется наиболее простым. Закрепление втулки на свободных опорах проще реализуется в экспериментальных установках, а искажение фактической картины деформаций на торцах цилиндра в расчетной модели будет минимальным. Целью эксперимента в этом случае являлось определение спектра частот свободных колебаний цилиндрической втулки, находящейся в воздушной среде на свободных опорах при комнатной температуре. Полученные экспериментальные данные сопоставляются с результатами математического моделирования цилиндрической втулки при тех же внешних условиях.

Была создана экспериментальная установка с внешним источником возбуждения колебаний. Поскольку в расчетных моделях параметры возбуждающих сил определяются исходя из условий эксплуатации дизеля, то в экспериментальной установке источник возбуждения колебаний подбирался таким образом, чтобы частота ударов по втулке соответствовала частоте вращения коленчатого вала (1500 об/мин).

Опытная установка, схема которой приведена на рис. 4 (9 - опора), включала следующие элементы: цилиндрическая втулка двигателя 24 8,5/11 (1), закрепленная в штативе 2 с помощью двух хомутов в районе уплотнительных поясов; вибратор 3, датчики ДЭМШ-1 (4), подключенные к встроенной в ЭВМ плате осциллографа «Bordo» (5) или к двухканальному осциллографу С1-83 (6). Датчики крепились к втулке в нижней и верхней части с помощью клея. Регистрация и обработка осциллограмм осуществлялась с помощью программного обеспечения «Bordo», представляющего собой виртуальный осциллограф. Питание ЭВМ, осциллографа и вибратора осуществлялось от сети переменного тока (220 В) через сетевой фильтр, служащий для устранения помех сети. Датчики соединялись с платой осциллографа при помощи экранированного кабеля. Для устранения наводок сети экран заземляли.

Вибратор приводил в движение шток 7 с закрепленными на нем металлическими бойками 8. При включении питания и пуска вибратора конструкция обеспечивала удары верхнего и нижнего бойков по втулке с частотой до 3000 мин. После упругого соударения бойка со стенкой втулка совершала свободные затухающие колебания в течение периода до следующего удара.

Вибратор, выбранный в качестве движителя механизма стендовой установки, является ручным электроинструментом с двойной изоляцией, приводимым в движение с помощью однофазного коллекторного двигателя. Характеристики вибратора: номинальное напряжение 230 В, номинальная частота 50 Гц, номинальная (потребляемая) мощность 570 Вт, количество плоских возвратных движений 500-3000 мин⁻¹, вес 2,05 кг.

Осциллографический цифровой блок «Bordo» предназначен для оцифровки, отображения и измерения однократных и периодических сигналов. Блок высокоэффективен при исследовании быстро протекающих однократных и нестационарных сигналов, поскольку имеет режимы цифрового вольтметра и частотомера, возможность проведения измерений с помощью курсоров, анимационный режим отображения, осуществляет усреднение, сглаживание измеряемых сигналов и спектральный анализ, а также имеет широкие возможности протоколирования результатов измерений. Данный осциллографический блок предназначен для работы в составе любой ПЭВМ типа IBM PC. Он конструктивно выполнен в виде платы расширения ПЭВМ и вставляется в любой свободный 16-разрядный ISA слот материнской платы. На лицевой панели осциллографа имеются два разъема. Первый «IN» - сигнальный вход для подключения пробника. Второй «Ti» - вход синхронизации для подключения кабеля внешней синхронизации. Управление работой осциллографического блока осуществляется в рамках соответствующего программного обеспечения.

Для регистрации виброперемещений в эксперименте использовали электромагнитный преобразователь (датчик), изготовленный на базе микрофонного капсуля ДЭМШ-1 (микрофон электромагнитный шумозащищенный), схематическое изображение которого дано на рис. 4. Датчик состоит из набора постоянных магнитов 5' с обмоткой из проводника 2' и диафрагмы 6', закрепленной между ними. Диафрагма датчика жестко соединена через стальной поводок 3' со стенкой цилиндра. Корпус датчика находится в подвешенном состоянии, представляя собой массу покоя. На частотах 1000 Гц эта масса очень велика, что

обеспечивает неподвижность корпуса 1', в движении может находиться только диафрагма. Механические колебания стенки цилиндра через жесткий поводок передаются диафрагме, которая точно повторяет колебания цилиндра. Диафрагма находится в сильном магнитном поле и ее колебания изменяют магнитный поток через катушку по величине и направлению. Это вызывает наводку (мВ) в проводнике переменного электрического тока, аналогичного по форме механическим колебаниям.

В эксперименте чувствительность датчика обеспечивалась самой конструкцией, в том числе очень сильным магнитным полем и многовитковой катушкой внутри датчика. Помехозащищенность датчика достигалась симметричной конструкцией относительно диафрагмы. Микрофон для помех открыт с двух сторон и сигнал помехи воздействует на диафрагму в противофазе, подавляя себя. Статическим экраном служит заземленный корпус датчика. Датчик имеет симметричную характеристику для положительной и отрицательной полуволны, что обеспечивает высокую точность воспроизведения сигнала. Диапазон

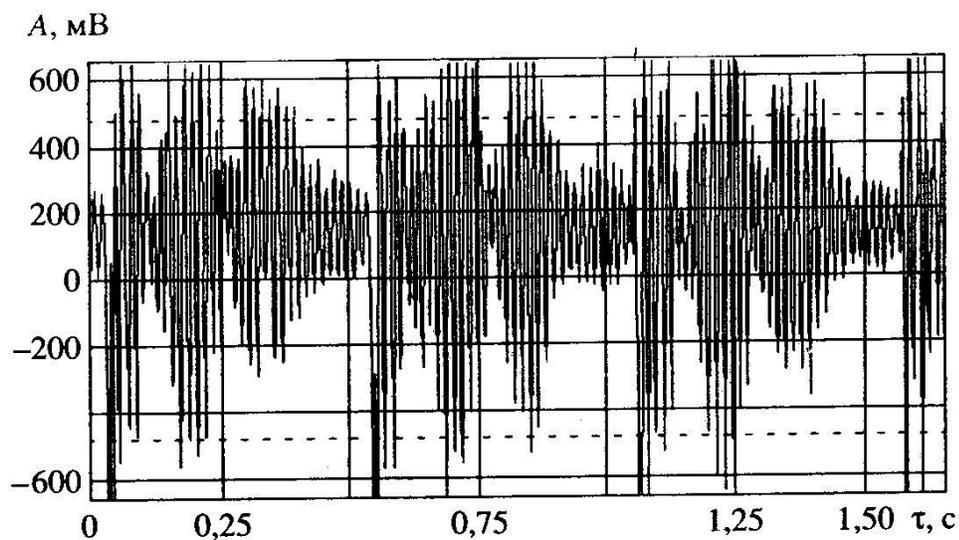


Рис 5. Оциллограмма вибраций втулки дизеля 24 8,5/11 (верхний датчик), 1840 об/мин.

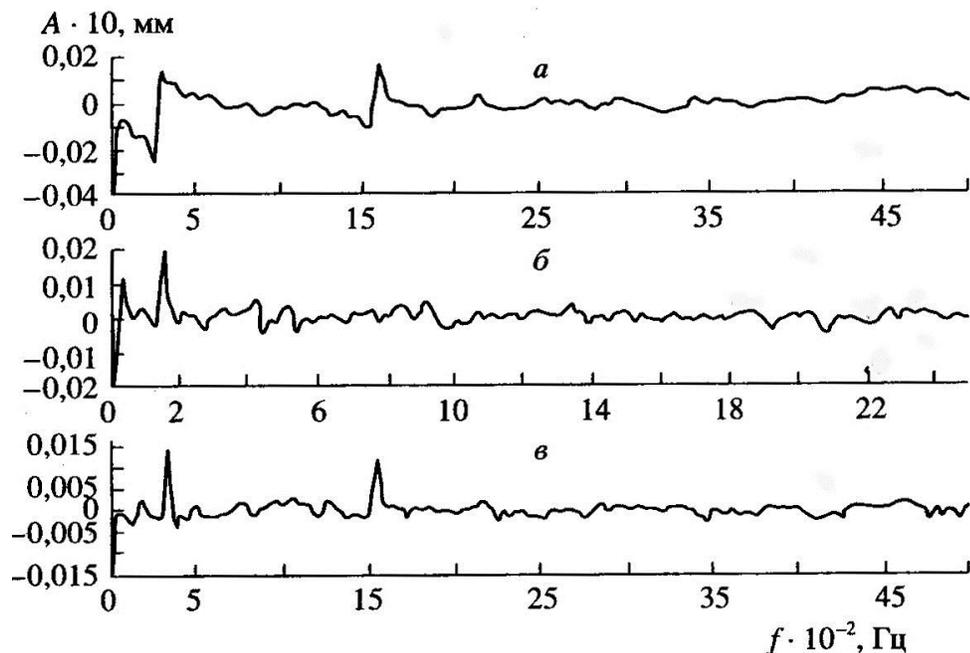


Рис 6. Спектры колебаний цилиндровой втулки Ч 8,5/11: а - верхний датчик, 1840 об/мин; б - верхний датчик, 870 об/мин; в - нижний датчик, 1840 об/мин.

ведения сигнала. Диапазон измерений датчика от единиц до тысяч микрометров, рабочий диапазон частот 20-50000 Гц, основная погрешность 2-10%.

Поскольку в экспериментах датчик находился в нормальных условиях, т. е. при регламентированных параметрах окружающей среды, то дополнительные погрешности, связанные с внешним воздействием (температура, магнитное поле и т. п.), не возникали. Исключение составляли вибрации самой экспериментальной установки, т.е. штатива, на котором закреплялась втулка, так как при работе вибратора штатив совершал колебания. Сигнал от вибраций штатива прибавлялся к сигналу измеряемой частоты колебаний втулки. Необходимо отметить, что сигнал колебаний экспериментальной установки находится в области более низких частот, чем сигнал колебаний втулки, поэтому в полученном спектре колебаний можно выделить низкочастотную составляющую колебаний штатива и высокочастотную колебаний цилиндровой втулки.

Полученные осциллограммы и их спектры приведены на рис. 5 и 6. Обработку полученных осциллограмм выполняли с помощью встроенных опций осциллографа «Bordo»,

выполняющих спектральный анализ сигнала. По данным восьми измерений было определено среднее значение частоты свободных колебаний втулки.

Таблица 3

Наименование	Частота ударов вибратора			
	1840 мин ⁻¹		870 мин ⁻¹	
	нижний датчик	верхний датчик	нижний датчик	верхний датчик
Частота колебания в первом пучке, Гц	1667	1538	1697	1786
Частота колебания во втором пучке, Гц	1852	1667	1757	1852

Частота 250-300 Гц, выделенная при спектральном анализе осциллограмм, соответствует частоте поступательных движений штатива с закрепленной на нем втулкой после удара бойка. В зарегистрированном спектре частот колебаний втулки наблюдается только частота первой моды, а более высокие гармоники ярко не выражены, что свидетельствует о достаточно быстром их затухании. Вид полученных осциллограмм также говорит о том, что в момент удара возбуждаются все гармоники, а затем форма сигнала становится близкой к синусоидальной, что свидетельствует о затухании высокочастотных компонент.

Погрешность измерений частоты свободных колебаний втулки и соответствующий разброс полученных при отдельных измерениях данных связаны с погрешностью датчика, а также со случайным процессом сложения сигналов от предшествующих импульсов программы «Bordo».

В результате спектрального анализа осциллограмм были получены частоты колебаний втулки (табл. 3).

Средняя частота колебаний втулки по результатам восьми измерений составила

$\bar{f} = E(f) = 1727$ Гц. Дисперсия полученного ряда экспериментальных данных

$$\text{Var}(f) = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (f_i - \bar{f})^2 = 11350 \text{ Гц}^2$$

Абсолютная погрешность определения частоты свободных колебаний втулки для количества проведенных измерений $f_{св1} = 1874$ с доверительной вероятностью $\alpha \sim 0,9$ будет

$$\Delta f = t_{\alpha, N} \sqrt{Var(f)} = 1,86 \cdot 106,5 = 198 \text{ Гц.}$$

Таким образом, экспериментально определенная частота первой моды колебаний втулки дизеля Ч 8,5/11 со свободными опорами краев составила $f = 1727 \pm 198$ Гц. Полученное значение частоты первой моды собственных колебаний втулки этого дизеля составляет $f_{св1} = 1874$ Гц и находится в хорошем соответствии с данными работы [3].

В результате комплексных исследований предложен метод оперативной оценки долговечности цилиндрических втулок ДВС при вибрационной кавитации в полостях охлаждения. Метод разработан на основе структурно-энергетической модели надежности материалов при гидроэрозии и на экспериментальном определении амплитудно-частотных характеристик цилиндрических втулок виртуальных и реальных ДВС [11-13].

Метод оценки обеспечивает получение результатов, адекватных данным эксплуатации двигателей [12].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скуридин А. Л. Развитие теории и создание методов расчета кавитационных разрушений полостей охлаждения дизелей. Автореферат докт. дисс. Л.: ЛПИ им. М. И. Калинина, 1980. 43 с.
2. Скуридин А.А. Метод расчета кавитационных разрушений гильз рабочих цилиндров дизелей // Вопросы износостойкости и надежности судовых дизелей. Л.: Транспорт, 1973. С. 99-105.
3. Иванченко Н. Н., Скуридин А. А., Никитин М. Д. Кавитационные разрушения в дизелях. Л.: Машиностроение, 1970. 270 с.
4. Погодаев Л. И., Пимошенко А. П., Капустин В. В. Эрозия в системах охлаждения дизелей. Калининград: Академия транспорта РФ, 1993. 324 с.

5. Погодаев Л. И., Кузьмин А. А. Эрозия материалов и судовых технических средств в неоднородных жидких и газообразных средах. СПб.: СПГУВК, 2004. 237 с.
6. Прис К. М. Эрозия / Под ред. К. М. Прис. М.: Мир, 1982. 464 с.
7. Погодаев Л. И., Кузьмин В. Н. Структурно-энергетические модели надежности материалов и деталей машин. СПб.: Академия транспорта РФ, 2006. 608 с.
8. Погодаев Л. И., Протопопов А. С. Исследование закономерностей капельной эрозии материалов // Трение и износ. 1989. Т. 10. № 1. С. 13-23.
9. Спринджер Дж. Эрозия при воздействии капель жидкости. М.: Машиностроение, 1981. 199 с.
10. Погодаев Л. И., Цветков Ю. Н. Усталостно-энергетическая модель эрозии материалов и судового оборудования // Физико-химические основы действия ингибиторов коррозии. Сб. науч. тр. Вып. 2. Ижевск: Удмуртский гос. ун-т, 1991. С. 81-97.
11. Погодаев Л. И., Кузьмин А. А. Эрозия материалов и судовых технических средств в неоднородных жидких и газообразных средах. СПб.: СПГУВК. 2004. 379 с.
12. Погодаев Л. И., Кузьмин В. Н. Структурно-энергетические модели надежности материалов и деталей машин. - СПб.: Академия транспорта РФ. 2006. - 608 с.
13. Погодаев Л. И. Надежность судового оборудования: монография / Л. И. Погодаев, А. А. Кузьмин, Ю. К. Лопарев – СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм С. О. Макарова, 2015. – 124 с.