

Таблица 5. Оценка износа колец по изменению длины хорды

Кольцо	Длина хорды, мм										
	Начальная		100 час.		200 час.		300 час.				
Маркировка	мм	%	мм	%	мм	%	Сред.%	мм	%	Сред. %	
Пара 1 полукольцо	0	26,80	100	26,80	100	26,05	97,20	97,975	25,05	93,47	96,055
	5	28,10	100	28,10		27,75	98,75		27,55	98,04	
Пара 2 полукольцо	2	28,00	100	28,00	100	27,61	98,61	98,535	27,26	97,36	97,140
	6	26,00	100	26,00		25,60	98,46		25,20	96,92	
Средний	27,225		Средний износ по замеру длины хорды за 300 часов 0,14%								96,597

Итоговые результаты определения изнашивания уплотнения следующие.

Износ колец за 300 часов работы:

- по замеру массы – 1,3%

- по замеру радиального размера микрометром – 0,01625 мм (0,17%)

- по замеру длины хорды - 0,0128 мм (0,14%)

Интенсивность изнашивания 0,00174 г/ч.

Ресурс (диаметр цилиндра 72 мм) - 3277 часов.

Проведенные исследования послужили основанием для разработки рекомендаций по изготовлению сухого уплотнения. Основные операции по изготовлению включают токарные и фрезерные работы. А также выполнение антифрикционного слоя на скользящей поверхности колец

Выводы

На основании проведенных исследований были подтверждены работоспособность и надежность сухого уплотнения, оно имеет меньшие потери на трение, а также существенно больший ресурс. Сокращаются затраты на ремонт, исключается угар и изменение свойств масла, уменьшается эксплуатационный расход топлива. В итоге обосновано

применение сухого уплотнения поршня в цилиндре, разработана конструкция такого уплотнения, выполнена опытная установка для его испытания и по полученным результатам исследований разработана технология изготовления сухого уплотнения поршня в цилиндре.

Список литературы:

1. Некрасов В.Г. Оптимизация конструкции двигателя внутреннего сгорания. "Trans&MOTOAUTO'06" / В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев, А.К. Каукаров, А.Т. Мухтаров // Доклады «Двигатели за транспортные средства. Горюва». Болгария, Варна – 2006. – С.88-91.
2. Некрасов В.Г. Виртуальный шатун/ В.Г. Некрасов // Автомобильная промышленность – 2006. – №1. – с. 25-26.
3. Некрасов В.Г. Механизм преобразования движения поршневого двигателя / В.Г. Некрасов // Вестник машиностроения. – 2005. – №8. – с. 83-86.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н.Гаркунов. – М. Машиностроение. – 1989. – 327 с.
5. Каукаров А.К. Опытная установка по исследованию сухого уплотнения поршня в цилиндре / А.К. Каукаров, В.Г. Некрасов, А.Ж. Мурзагалиев, М.К. Куанышев, А.Т. Мухтаров, А.К. Байбулов // Вестник Актюбинского государственного университета. – 2008. – №4. – С. 60-66.
6. Обеспечение износостойкости изделий. Методы испытания на износостойкость. Общие требования: ГОСТ 30480. – [Введен 1998-07-01] Минск: Международный совет по стандартизации.

УДК 621.891

С.Н. Соловьев, канд. техн. наук, С.Ж. Боду, инж.

К НАЗНАЧЕНИЮ ПОСАДОК И ЗАЗОРОВ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Введение

В большинстве механических систем надежность и ресурс определяются явлениями износа, а причины отказов чаще всего формируются на технологическом этапе изготовления [1-3].

Особенности эксплуатации герметичных компрессоров (ГК) ставят перед проектантами и технологами ряд специфических ограничений, существенно влияющих на надежность техники. Для подобных узлов понятие нагруженность включает

в себя, кроме давления, скорости, температуры, цикличность приложения нагрузки (пусковые износ) и воздействия среды на трибоконтакты.

Параметрические показатели ГК во многом зависят от проектных решений, связанных с точностью изготовления сопрягаемых деталей цилиндропоршневой группы и зазоров между ними.

Соблюдение заданных характеристик в процессе изготовления достигается методами селективной сборки. Точность показателей сопряжений

непосредственно влияют и на надежность ГК [4].

Формулирование проблемы

Неоднократно наблюдавшиеся отказы ГК вследствие схватывания рабочих поверхностей при работе их на неустойчивых режимах [5-8] потребовали установления адекватности расчетных зависимостей, используемых при назначении зазоров, как одной из возможных причин этих явлений.

В работе [9] величины зазоров между поршнем и цилиндром (без уплотнительных колец) ГК мощностью до 3 кВт, рекомендуется назначать, исходя из соотношения: на каждые 10 мм диаметра зазор составляет 3...4 мкм (поршень – сталь, втулка – чугун).

Для компрессоров больших типоразмеров (с уплотнительными кольцами), мощность которых превышает 4 кВт, соотношения между цилиндром и рекомендуемой величиной зазора иные. На каждые 10 мм диаметра – 7...8 мкм зазора (поршень – алюминиевый сплав, втулка цилиндра – чугун), и 5...6 мкм, если поршень стальной.

Целью работы является сопоставление расчетных и экспериментальных значений габаритов цилиндропоршневого сопряжения при экстремальных температурных режимах, установление адек-

ватности и изучение возможности влияния размерных характеристик на показатели надежности поверхностей трения.

Решение проблемы

Для объективной оценки явлений, происходящих в сопряжении цилиндр-поршень, проведены испытания компрессоров КХГ-14.

Исследования осуществлялись в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Надежность судовых машин» Национального университета кораблестроения (НКИ).

Основные триботехнологические характеристики цилиндропоршневого сопряжения приведены в таблице 1.

Основные характеристики компрессора:

- тип поршневой, герметичный, одноступенчатый;
 - холодопроизводительность 14000 ккал/ч (16,3 кВт);
 - число цилиндров – 4;
- номинальный диаметр цилиндра $5,0 \cdot 10^{-2}$ м.

Таблица 1. Основные триботехнологические характеристики цилиндропоршневого сопряжения компрессора

Детали узла трения	Номинальный диаметр, мм	Материал	Твердость поверхности трения, НВ	Шероховатость поверхности, мкм	Скорость скольжения v, м/с	Коеф. линейного расширения, $(^{\circ}\text{C})^{-1}$.
Цилиндр	$50^{+0,27}$	Чугун АСЧ-4	180...229	0,16	0,22	$10 \cdot 10^{-3}$
Поршень	$50^{+0,005}_{-0,020}$	Сталь 45	241	0,16		$11,7 \cdot 10^{-3}$

Для сопряжения поршень (сталь) – цилиндр (чугун) диаметром 50 мм номинальный зазор составляет ~ 30 мкм.

Допуски и зазоры соединения назначали, исходя из рекомендаций [9], которые коррелируются с данными других исследователей.

Проверка правильности выбора величины зазора осуществлялась расчетом изменения зазора вследствие температурных деформаций:

$$\Delta z = (\alpha_n - \alpha_c) \cdot d \cdot t_{ст},$$

где Δz – изменение зазора, мкм; α_n и α_c – коэффициенты линейного расширения поршня и втулки цилиндра; d – диаметр цилиндра, мм; $t_{ст}$ – температура стенок, $^{\circ}\text{C}$.

Тогда при температуре стенок цилиндра и поршня $t_{ст} = 70$:

$$\Delta z = (11,7 - 10) \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 70 = 6,0 \text{ мкм}$$

Следовательно, назначенный зазор достаточен и при экстремальном температурном режиме.

Исходные параметры сопряжения цилиндр-поршень КФГ-14 приведены в таблице 2.

Испытания компрессора были проведены на различных режимах работы кондиционера. На каждом из режимов осуществлялась диагностика сопряжений. Анализ осциллограмм показал, что величина зазоров изменялась незначительно (табл. 3).

Визуальный осмотр позволил, однако, в некоторых случаях зафиксировать следы схватывания на поверхностях трения.

Сделано предположение, что причиной могут являться пусковые износы, которые при циклической работе кондиционера являются критическими.

Таблица 2. Исходные параметры сопряжения цилиндр-поршень КФГ-14

Детали сопряжения	Диаметр, мм	Зазор в сопряжении, мкм
Цилиндр 1 Поршень 1	50,022 49,993	29
Цилиндр 2 Поршень 2	50,015 49,986	29
Цилиндр 3 Поршень 3	50,018 49,990	28
Цилиндр 4 Поршень 4	50,020 49,992	28

Таблица 3. Изменение зазоров в сопряжениях на различных режимах работы кондиционера

Режимы	Зазор в сопряжении, мкм	Температуры поверхности трения цилиндра, К.
1	31	329
2	30	303
3	28	278
4	27	276

Заключение

Расчетные зависимости, используемые при назначении допусков и зазоров цилиндропоршневого сопряжения надежны.

Необходимы углубленные исследования пусковых износов циклически работающих компрессоров.

Список литературы:

1. Solovyov S.N. Tribotechnology is a new trend of improved quality and reliability of mechanical systems / S.N. Solovyov // 3rd International Tribology Congress, Warszawa, Poland, 1981, vol. IV A. – P. 221-224.
2. Соловьев С.Н. Триботехнологические принципы создания долговечной техники / С.Н. Соловьев // Трение, износ и смазочные материалы : тр. междунауч. конф. – Ташкент: ФАН, 1985. – Т. 3.4.2. – С. 67-72.
3. Чихос Х. Системный анализ в триботехнике : монография / Х. Чихос. – М.: Мир, 1982. – 351 с.
4. Прогнозирование надежности трибосистем, работающих в экстремальных условиях / С.Н. Соловьев // Проблемы трибологии. – 2003. – № 2. – С. 27-34.
5. Соловьев С.Н. Исследование работоспособности герметичного холодильного компрессора на неустановившихся режимах «влажного холода» / С.Н. Соловьев, Н.П. Стрижак, С.Н. Блиндер // Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок : тр. V Всесоюзной науч.-техн. конф. по компрессоростроению. – М., 1978. – С. 137-139.
6. Соловьев С.Н. Экспериментальные исследования работоспособности узлов трения компрессоров / С.Н. Соловьев, Н.П. Стрижак // Трение и смазка в машинах: тр. Всесоюзной науч.-техн. конф., Челябинск, Транспорт, 1983. – С. 121-125.
7. Стрижак Н.П. Исследование влияния цикличности на интенсивность изнашивания узлов трения герметичных компрессоров / Н.П. Стрижак // Надежность судовых машин: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Николаевский кораблестроительный институт им. адм. С.О. Макарова. – Николаев, 1985. Вып. 141 (2) – С. 25-36.
8. Соловьев С.Н., Модернизированный стенд для моделирования рабочих условий и диагностики пар трения герметичных поршневых компрессоров / С.Н. Соловьев, Н.П. Стрижак // Оптимизация конструкции и моделирование процессов поршневых и центробежных компрессоров высокого давления : тез. докл. всесоюз. научн.-техн. семинара. – М., 1988. – С. 19-21.
9. Кавахара М. Герметичные холодильные компрессоры / М. Кавахара // Рэпто кумё кидзюцу. – 1970. – № 248. – С. 11-21.

УДК 621.436: 621.74

С.Б.Таран, инж., О.В. Акимов, д-р техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук

РЕАЛЬНЫЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЧУГУНА С ВЕРМИКУЛЯРНЫМ ГРАФИТОМ ДЛЯ ПОРШНЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДВС

В Харьковском национальном техническом университете (НТУ «ХПИ») в течение многих лет ведутся конструкторско-технологические разработки и научные исследования поршней для высокофорсированных дизелей. Были разработаны, изготовлены и испытаны на двигателях серии СМД оригинальные конструкции составных и цельнолитых чугунных поршней. Полученные результаты свидетельствуют о возможности использования высокопрочного чугуна с вермикулярным графитом (ВЧВГ) как материала высокофорсированных поршней ДВС. [1,2].

Безусловно, при применении вместо алюминиевых сплавов других материалов необходимо тщательно изучать требования, предъявляемые к материалу поршня для работы в условиях сложного термоциклического нагружения.

Известно, что поршневой материал должен обладать достаточной прочностью при рабочих температурах, износоустойчивостью, жаростойкостью, малой плотностью, невысоким коэффициентом линейного расширения, хорошей теплопроводностью и т.д. Практически всем этим требованиям одновременно не может удовлетворять ни один из