

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕССОРА С ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ

Й. С. Ху^{1, 2}, Х. Й. Вей^{1, 3}, Й. Сюй^{1, 2}, П. Гуань^{1, 3},
Ф. Ву³, Ф. Й. Ло³, Л. П. Жэнь^{1, 3}

¹Государственная ведущая Лаборатория оборудования кондиционирования воздуха и систем энергосбережения, Китай, 519070, Чжухай, Гуандун

²Gree Electric Appliances, Inc., Китай, 519070, Чжухай, Гуандун

³Национальный инженерно-исследовательский центр экологически чистого холодильного оборудования, Китай, 519070, Чжухай, Гуандун

Перевод с английского
М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Для решения проблемы повышенных механических потерь стандартного пластинчатого компрессора в этой статье предлагается новая конструкция такого компрессора. Этот компрессор может значительно уменьшить механические потери на трение за счет преобразования трения скольжения между кромкой пластины и цилиндром в трение качения с помощью подшипника качения. В данной работе описаны конструкция и принцип работы, теоретически проанализированы модели расчета потерь на механическое трение этих двух видов компрессоров. Результаты показывают, что механические потери разрабатываемого пластинчатого компрессора могут быть уменьшены почти на 38% при тех же технологических условиях. В то же время фактические результаты испытаний показали, что общее потребление мощности компрессора снизилось на 160,1 Вт (6,89%), а КПД увеличился на 11,89%.

Ключевые слова: пластинчатый компрессор, ротор, подшипник качения, трение скольжения, механические потери мощности, расчёт мощности трения, эксперимент, верификация результатов.

Перевод публикуется с разрешения авторов и оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы» (Лондон, 2019).

1. Введение

Имея такие преимущества, как простая конструкция, удобство эксплуатации, автоматическая балансировка ротора, низкий уровень шума, низкая вибрация, меньшая пульсация вращающего момента, низкая цена изготовления и так далее, пластинчатые компрессоры широко используются в сфере кондиционирования, в вакуумных насосах, малых системах охлаждения, в оборудовании по кондиционированию воздуха и автомобильных компрессорах.

Основным недостатком обычного пластинчатого компрессора является то, что механическое трение между кромкой пластины и цилиндром очень высокое. В работе [1] обсуждается оптимальное противодавление пластины и, соответственно, спроектирована сегментированная дросселирующая камера противодавления.

В работе [2] показано то, что потери на трение кромки пластины могут составлять около 87,1% от общих механических потерь компрессора. В работах [3–5], анализирующих обратное давление, действующее на хвостовик пластины, показано, что при наличии контакта между кромкой пластины и внутренней стенкой цилиндра, пониженное контактное усилие может снизить потери на трение и тем самым улучшить производительность компрессора.

В работе [6] установлено три состояния противодавления, путем сравнения их влияния на характер движения и характеристики пластины, показано, что постоянное противодавление способствует улучшению характеристик движения, а затем улучшению производительности компрессора. Вышеуказанные исследования сосредоточены на том, чтобы снизить энергопотребление, обусловленное трением кромки пласти-

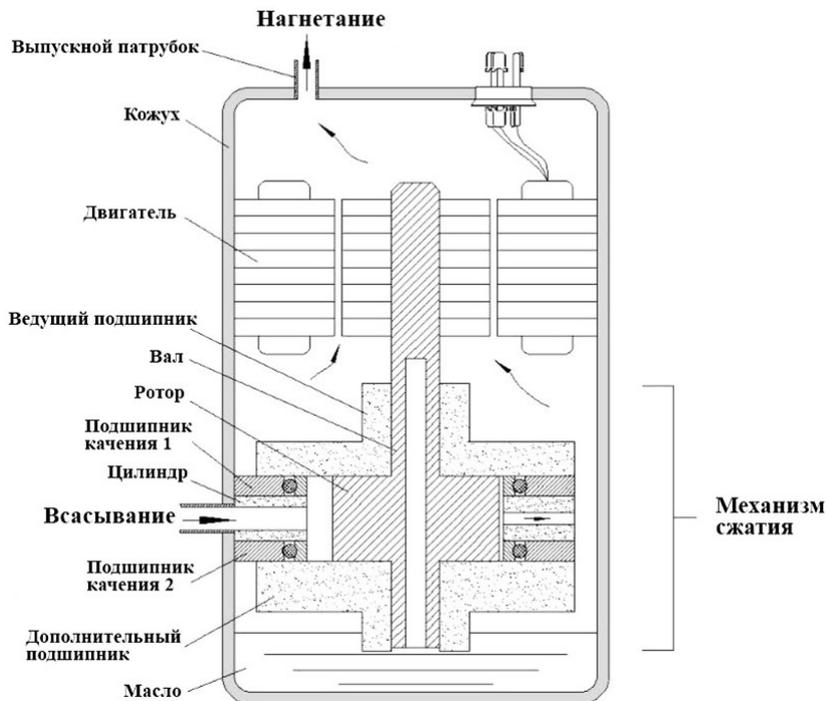


Рис. 1. Базовая конструкция ВПК
Fig. 1. Basic structure of HEVC



Рис. 2. Принципиальная схема компрессора
Fig. 2. Basic structure of compression mechanism

ны. Следовательно, сила трения между кромкой пластины и цилиндром и надежность являются самыми проблемными местами, ограничивающими применение лопастного компрессора в более широкой сфере.

В данной работе предлагается новый тип пластинчатого компрессора. Благодаря замене цилиндра обычного пластинчатого компрессора на цилиндр и подшипник качения, кромка пластины контактирует с внутренним кольцом подшипника и сохраняется определенный зазор между внутренней стенкой и цилиндром. Внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с пластиной под действием трения, которое уменьшает относительную скорость кромки пластины и внутренней стенки цилиндра. Таким образом, фрикционная мощность преодоления сопротивления трения кромкой пластины уменьшается, благода-

ря чему частично устраняются дефекты обычного лопастного компрессора, а поэтому расширяется спектр его применения.

2. Базовая конструкция

На рис. 1 показана базовая конструкция нового высокоэффективного пластинчатого компрессора (ВПК). По сравнению со стандартным пластинчатым компрессором (СПК) добавляются два подшипника качения по краям цилиндра. ВПК, главным образом, состоит из оболочки, двигателя и механизма сжатия. Механизм сжатия установлен в дне раковины, и он состоит из ведущего подшипника, цилиндра, дополнительного подшипника, вала, двух подшипников качения и трех лопастей (рис. 2). Впускное и выпускное отверстия устанавливаются в цилиндре радиаль-



Рис. 3. Схема сопряжения кромки пластины с цилиндром и подшипником качения
Fig. 3. Assembly of the vane tip with cylinder and rolling bearing

но. Хладагент низкого давления подается в рабочую камеру компрессора, в которой при сжатии его давление повышается. После этого хладагент выводится из компрессорного агрегата через зазоры в двигателе и выпускной патрубков.

На рис. 2 показана принципиальная схема компрессора. В роторе выполнены 3 паза, в каждом из которых размещены пластины.

На рис. 3 показано сопряжение кромки пластины с цилиндром и подшипником качения. Цилиндр и подшипник качения соединены соосно. Диаметр цилиндра меньше, чем у внутренних колец. Таким образом, кромка пластины контактирует с внутренним кольцом подшипника, а затем образует зазор δ_c с внутренней стенкой цилиндра. Если величина δ_c слишком мала, то это может привести к соприкосновению пластины с цилиндром, при этом другие детали будут подвергаться деформации, которая не способствует снижению трения. Если величина δ_c будет слишком большой, это приведет к утечкам. Поэтому δ_c имеет оптимальный диапазон.

3. Принцип работы

На рис. 4 показана схема рабочего процесса ВПК. При работе компрессора, сила трения кромки пластины о внутренние кольца подшипника качения приводит их во вращение. Кромка пластины не контактирует с цилиндром и между ними нет трения. В результате потери трения и износа кромки пластины могут быть снижены, что позволит также повысить надежность ВПК.

4. Анализ механических потерь

По сравнению с обычным лопастным компрессором, ВПК преобразует часть трения скольжения между кромкой пластины и цилиндром в трение качения путем введения подшипников качения, что значительно уменьшает потери в силе трения. Но внутренний конец кольца и сам подшипник качения вызывают дополнительные потери мощности. Поэтому необходимо проанализировать общие механические потери. В компрессоре имеется 3 вида смазки: граничная, смешанная, жидкостное трение. Из-за сложности описания процесса трения часть нагрузки рассматривается по схеме с граничным трением, а остальная — по схеме с жидкостным трением. В связи с этим очень трудно определить коэффициент трения при смешанном фрикционном про-

цесс. Поэтому трение в каждом месте принимается как его идеальное состояние: граничное или жидкостное трение. При трении соблюдаются следующие условия: место схождения, смазочное масло и разница скоростей, динамическое давление жидкой смазки может быть использовано для расчета условий. Все остальное рассчитано в соответствии с граничным трением.

В том числе потери на трение из-за вязкого сопротивления масла в сопряжении кинематической пары; 9 точек, где происходит трение, находятся, как показано в табл. 1, на рис. 5 и 6. Часть конструктивных параметров и ее переменная или диапазон приведены в табл. 2.

4.1. Вал и основной подшипник.

Основной подшипник — это типичный подшипник скольжения, используемый для компрессора. Исходя из известной гипотезы жидкостной смазки уравнение Рейнольдса для определения потерь на трение можно представить в следующем виде [7]:

$$W_1 = \frac{2\pi\eta\omega_s^2 R_s^3 h_{mb}}{\delta_{sm}}, \quad (1)$$

где η — динамическая вязкость масла, ω_s — угловая скорость вала, R_s — радиус вала, h_{mb} — высота главного подшипника, δ_{sm} — толщина пленки масла между длинной частью вала и ведущим подшипником.

4.2. Вал и вспомогательный подшипник.

Подобно основному подшипнику, для дополнительного подшипника также применяется уравнение Петрова:

$$W_2 = \frac{2\pi\eta\omega_s^2 R_s^3 h_{sb}}{\delta_{ss}}, \quad (2)$$

где h_{sb} — высота вспомогательного подшипника, δ_{ss} — толщина масляной пленки между короткой частью вала и вспомогательным подшипником.

4.3. Торцы ротора и торцы корпуса со стороны основного подшипника (верхний упорный подшипник).

Ввиду того что зазор, разница в скорости между сопрягаемыми поверхностями и нагрузка небольшие, можно предположить, что могут образоваться более лучшие условия смазывания. Поэтому жидкостное трение определяется по следующему выражению:

$$W_4 = \frac{2\mu_{tb}\omega_s F(R_r^3 - R_s^3)}{3(R_r^2 - R_s^2)}, \quad (3)$$

где R_r — наружный радиус ротора, δ_{rm} — толщина масляной пленки верхнего упорного подшипника.

4.4. Торцы ротора и торцы корпуса со стороны вспомогательного подшипника (нижний упорный подшипник).

Благодаря действию двигателя и вала нижняя упорная грань образует металлический контакт с цилиндром. Образование масляной пленки происходит сложнее. Поэтому рассматривается граничное трение

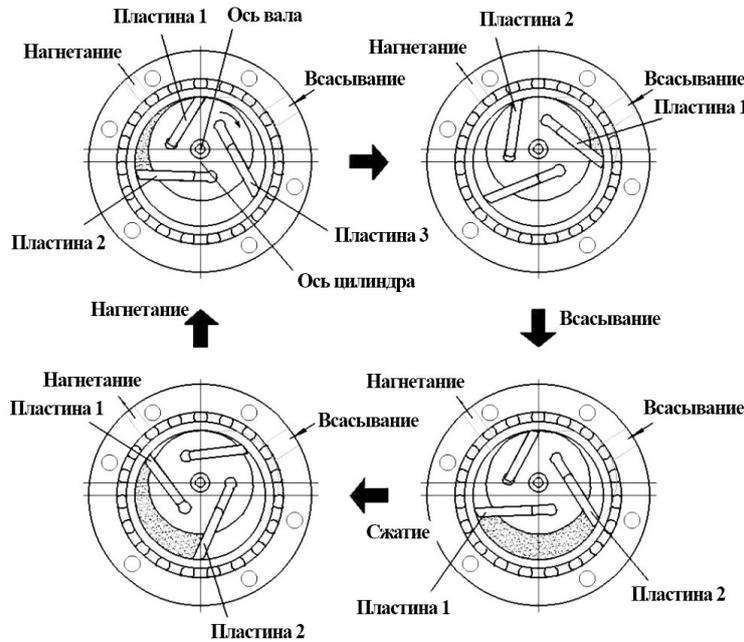


Рис. 4. Схема рабочего процесса ВПК
Fig. 4. Compression process of HEVC

Таблица 1. Применимые модели трения
Table 1. Friction models assumed

№	Расположение пары трения	Модель
1	Вал и основной подшипник	жидкостное трение
2	Вал и вспомогательный подшипник	жидкостное трение
3	Торец ротора и торец корпуса со стороны основного подшипника (верхний упорный подшипник)	жидкостное трение
4	Торец ротора и торец корпуса со стороны вспомогательного подшипника (нижний упорный подшипник)	граничное трение
5	Пластина и торец корпуса со стороны основного подшипника	граничное трение
6	Пластина и поверхность паза ротора	граничное трение
7	Периферийный край пластины и внутренняя цилиндрическая поверхность	жидкостное трение
8	Торцевые поверхности внутреннего кольца подшипника и корпуса	жидкостное трение
9	Подшипник качения	другое

$$W_4 = \frac{2\mu_{tb}\omega_s F(R_r^3 - R_s^3)}{3(R_r^2 - R_s^2)}, \quad (4)$$

$$W_5 = 3 \frac{2\eta b L v_v^2}{\delta_{vm}}, \quad (5)$$

где μ_{tb} — коэффициент трения нижнего упорного подшипника, F — сила тяжести двигателя и вала.

4.5. Пластина и торец корпуса со стороны основного подшипника.

Как и в разделе 4.3, нагрузка между краем пластины и краем подшипника незначительна, поэтому трение жидкости должно быть принято как

где b — толщина пластины, L — длина пластины, v_v — абсолютная скорость пластины, δ_{vm} — толщина пленки масла между краями пластины и подшипника.

4.6. Пластина и поверхность паза ротора.

В процессе движения пластины образуют линию контакта с канавками пластин за счет силы газа, действующей на обе стороны пластины; при этом масляную пленку трудно сформировать. Та-

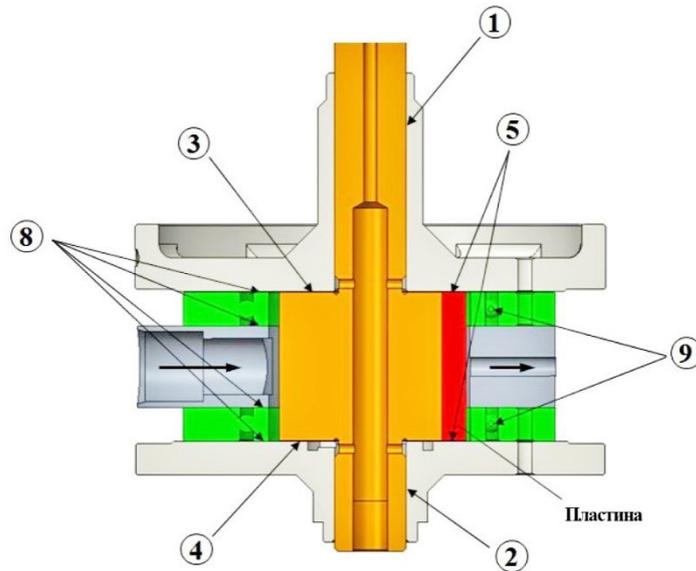


Рис. 5. Схема расположения некоторых пар трения
 Fig. 5. Locations of some friction

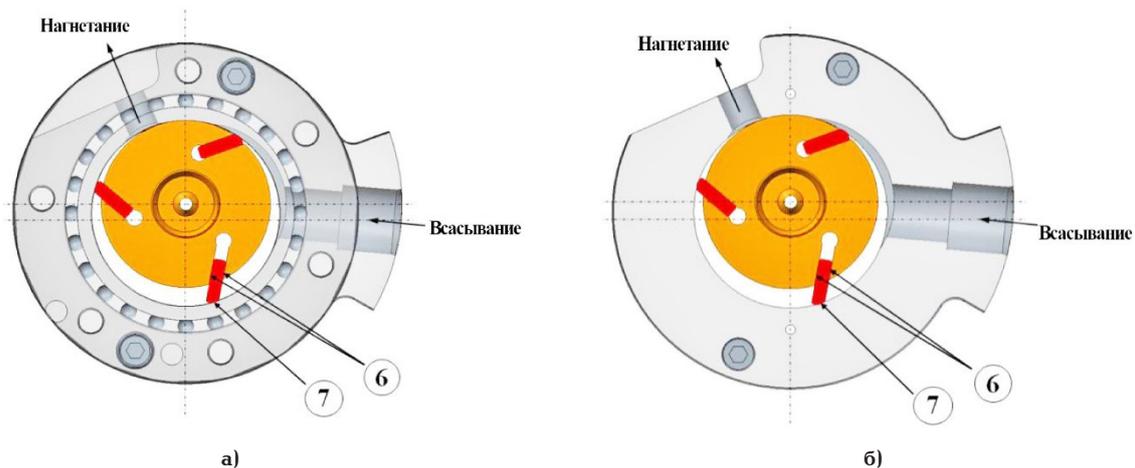


Рис. 6. Пары трения пластина-паз и кромка пластины — цилиндрическая поверхность:
 а) ВПК; б) СПК
 Fig. 6. Friction locations of vane and van tip:
 а) HEVC; б) CVC

ким образом, расчет здесь основан на граничном трении:

$$W_6 = 3(\mu_{vs} f_1 v_{vi} + \mu_{vs} f_2 v_{vi}), \quad (6)$$

где μ_{vs} — коэффициент трения между лопаткой и канавками пластины, f_1 — сила со стороны передней части канавки пластины на лопатке, f_2 — сила со стороны задней части паза пластины на лопатке, v_{vi} — относительная скорость пластины и стенок паза пластины.

4.7. Периферийный край пластины и внутренняя цилиндрическая поверхность.

Из-за центробежной силы и давления масла, действующих от оси вращения, периферийная кромка пластины цепляется и скользит вдоль внутренней кольцевой стенки. Таким образом,

образуется линейный контакт между лопаткой и внутренним кольцом (цилиндром). Аналогично 4.6 рассматривается граничное трение,

$$W_7 = 3\mu_{vi} f_{vt} v_t, \quad (7)$$

где μ_{vi} — коэффициент трения между лопаткой и внутренним кольцом, v_t — относительная скорость кромки пластины и внутренней кольцевой поверхности, а f_{vt} — газовая сила, действующая вдоль пластины.

4.8. Торцевые поверхности внутреннего кольца подшипника и корпуса.

В рабочей камере соосно цилиндру устанавливается 2 подшипника качения, а каждое внутреннее кольцо имеет 2 пары трения. Расчетные модели каждой пары трения одинаковы. И вну-

Таблица 2. Применяемые в уравнении (11) параметры и их величина или диапазон значений

Table 2. Shows the related structure parameters in the equation and its variable or range

Параметры	Диапазон	Параметры	Диапазон	Параметры	Диапазон
η (мм ² /с)	8,31	R_o (мм)	70	L (мм)	21
h_{sb} (мм)	60	R_i (мм)	60	$\mu_{tb}, \mu_{vi}, \mu_{vs}$	0,1
h_{mb} (мм)	40	F (Н)	20	δ_{sm}, δ_{ss} (мм)	0,01 – 0,02
R_r, R_s (мм)	21,5	b (мм)	5	$\delta_{vm}, \delta_{rm}, \delta_{im}$ (мм)	0,02 – 0,03

Таблица 3. Условия эксплуатации и связанные с ними параметры
Table 3. Working conditions and related parameters

Условия эксплуатации	Параметр
Хладагент	R410A
Температура конденсации (°С)	54,4
Температура кипения (°С)	7,2
Рабочий объём (куб. см)	42,8
Диаметр цилиндра (мм)	60
Скорость вращения (об/мин)	1800

треннее кольцо имеет зазор с цилиндром или подшипником, со смазочным маслом и разницей в скорости. Предполагается, что более качественная масляная пленка может быть сформирована здесь, таким образом, расчет основан на модели жидкостного трения. Формула для одной пары трения представлена в виде W' , а общие потери на трение составляют W_8 , которые показаны как,

$$W' = \frac{\pi\eta(R_o^4 - R_i^4)\omega_{ir}^2}{\delta_{im}}, \quad (8)$$

$$W_8 = 4 \frac{\pi\eta(R_o^4 - R_i^4)\omega_{ir}^2}{\delta_{im}}, \quad (9)$$

где R_o — внешний радиус внутреннего кольца, R_i — внутренний радиус внутреннего кольца; ω_{ir} — угловая скорость для внутреннего кольца; δ_{im} — толщина масляной пленки между краем внутреннего кольца и краем ведущего подшипника.

4. 9. Подшипник качения.

Из-за сложного движения подшипников качения расчеты их момента трения в настоящее время основаны на эмпирических формулах. Данная работа относится к расчетной модели SKF (Швеция) [8]. Потери на трение составляют крутящий момент трения качения (M_{rt}), крутящий момент трения скольжения (M_{sf}), момент трения в уплотнении (M_{sef}) и момент трения (M_{drag}), вызванный потерей сопротивления, вихрем, всплеском и т.д.

$$M = M_{rt} + M_{sf} + M_{sef} + M_{drag}; \quad (10)$$

$$W_9 = \frac{Mn}{9550}. \quad (11)$$

В табл. 2 представлены применяемые в уравнении параметры и их величина или диапазон значений. В табл. 3 приведены условия эксплуатации и связанные с ними параметры.

Согласно вышеуказанным формулам и параметрам, проведён сравнительный расчёт в ВПК и обычном пластинчатом компрессоре; результаты представлены в табл. 4.

Исходя из того, что остальные условия остаются прежними, результаты расчетов показали, что механические потери кромки пластины и боковых сторон пластины больше, чем другие потери в SVC (СПК), что составляет 61% и 27,5% от общей механической потери соответственно. Механические потери кромки пластины ВПК уменьшились на 231,72 Вт (85,2%) по сравнению с таковыми у СПК, а общие механические потери компрессора уменьшились на 170,17 Вт (38%).

5. Эксперимент по верификации прототипа

Работоспособность СПК и ВПК была проверена экспериментально с одинаковыми конструктивными параметрами и условиями эксплуатации и подтверждают приведенные выше выводы. Стандартный СПК и ВПК разработаны в соответствии с параметрами, приведенными в табл. 2 соответственно, и отличие их состоит в том, что ВПК заменяет цилиндр стандартного пластинчатого компрессора подшипником качения и цилиндра. На рис. 7 показаны две принципиальные схемы, представляющие конструкцию цилиндра и подшипника качения после разделения двух опытных образцов.

После изготовления опытных образцов были проведены их эксплуатационные испытания на режиме кондиционирования (см. табл. 3).

Таблица 4. Сравнение механических потерь
Table 4. Comparison of the mechanical loss

Категория пары трения	ВПК	СПК
W_1 (Вт)	24,28	
W_2 (Вт)	14,78	
W_3 (Вт)	8,36	
W_4 (Вт)	1,73	
W_5 (Вт)	2,34	
W_6 (Вт)	122,55	
W_7 (Вт)	40,39	272,11
W_8 (Вт)	40,90	/
W_9 (Вт)	20,65	/
W (Вт)	275,99	446,16

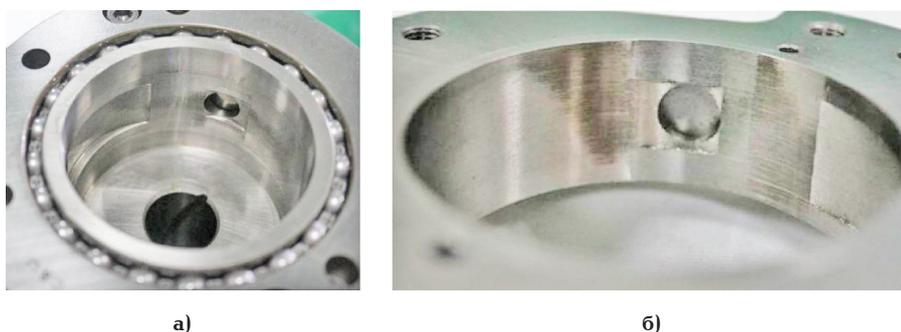


Рис. 7. Общий вид цилиндра и подшипника качения после разборки двух опытных образцов:

а) ВПК; б) СПК

Fig. 7. The schematic diagram of cylinder and rolling bearing after dissecting the two prototypes:

а) HEVC; б) CVC

Результаты испытаний заключаются в следующем. Предпосылкой расчета является допущение о том, что пара трения работает в идеальном состоянии, но при реальных испытаниях внутренняя система компрессора осложнена, так как температура, давление и состояние хладагента влияют друг на друга. Таким образом, теоретические результаты расчета и фактические результаты показывают небольшую разницу. Но два компрессора сравниваются по одному и тому же параметру, поэтому тенденция изменений одинакова. По результатам фронтальных испытаний, при расчетных условиях работы, суммарная потребляемая мощность компрессора уменьшилась на 160,1 Вт (6,89%), а общая потребляемая мощность складывается из мощности двигателя, мощности вала, мощности сжатия и так далее. Увеличена холодильная мощность компрессора 267,1 Вт (4,18%), то есть холодильный коэффициент увеличился на 11,89%.

6. Выводы

В этой статье представлен новый высокоэффективный пластинчатый компрессор и проанализированы его характеристики. Обобщим их. Пластинчатый компрессор имеет следующие преимущества: высокий коэффициент подачи, не-

большой размер и небольшой крутящий момент пульсации. Из-за высокого трения скольжения лопатки о цилиндр доля потерь на механическое трение в обычном пластинчатом компрессоре высокая, поэтому КПД компрессора низкий, что ограничивает область его применения. Поразительной особенностью ВПК является использование подшипников качения, которые могут переводить трение скольжения между кромкой пластины и внутренней стенкой цилиндра в трение качения. Из-за влияния на КПД зазор δ_c и процесс сборки являются ключевыми направлениями исследований в будущем. По сравнению с обычным пластинчатым компрессором, теоретические механические потери ВПК могут быть снижены на 170,17 Вт (38%), а фактические результаты испытаний показали, что общая потребляемая мощность компрессора снизилась на 160,1 Вт (6,89%) (рис. 8), а КПД увеличился на 11,89%. Наконец, чтобы обеспечить надежность подшипников качения, необходимо спроектировать смазку для подшипников качения.

Список источников

1. Wu L., Ma G. Analyzing of Friction and Wear of Twin-piece Vane Compressors // Fluid Machinery. 2003. Vol. 31, Issue 1. P. 13–16.

Таблица 5. Измеренные данные СПК и ВПК и их разница
Table 5. The measured data of CVC and HEVC and their difference

Тип	Холодопроизводительность	Мощность	Холодильный коэффициент
СПК	6386,3	2323,4	2,75
ВПК	6653,4	2163,3	3,08
Разница	267,1	-160,1	0,3
%	4,18 %	-6,89 %	11,89 %

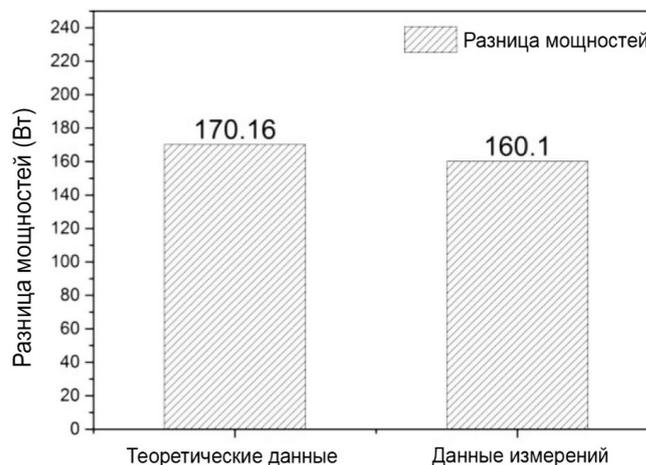


Рис. 8. Теоретическая и экспериментальная разница в мощности СПК и ВПК
Fig. 8. The theoretical and measured power difference of CVC and HEVC

2. Ma G. Y., Li H. Q. Rotary Compressor. Beijing: China Machine Press, 2001, P. 140 – 166.

3. Huang Y.-M., Chang C.-H. Effect of Radial Blades and Port Location on the RCAC System. Honolulu, 1994. Vol. 253. P. 185 – 191.

4. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-up Operation. 1st Report, Force Acting on Vane // Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B. Hen / Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Part B. 1993. Vol. 58, Issue 567. P. 3487 – 3492. DOI: 10.1299/kikaib.59.3487.

5. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-Up Operation. (2nd Report, Vane Behavior with Pressure Rise in Back Chamber) // Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B. Hen / Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Part B. 1994. Vol. 60, Issue 571. P. 879 – 884. DOI: 10.1299/kikaib.60.879.

6. Guo B., Hu J. H., Shu P. Z. Influence of Vane Slot Back Pressure on the Characteristic of Vane Motion in Rotary Vane Compressor // Chinese Journal of Applied Mechanics. 1998. Vol. 15, Issue 1. P. 65 – 70.

7. Wen S., Huang P. The Fundamentals of tribology. 2nd ed. Beijing: Tsinghua Publishing House, 2002.

8. Guo H. J. SKF. Rolling bearing. General catalogue. Part 2. Shanghai: The Science & Technology Press, 1994. P. 89 – 101.

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода: Hu Y. S., Wei H. J., Xu J. [et al.]. A Theoretical Study on the Novel Structure of Vane Compressor for High Efficiency // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012067. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012067.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012067/pdf>

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Ху Й. С., Вей Х. Й., Сюй Й. [и др.]. Теоретическое исследование новой конструкции пластинчатого компрессора с повышенной эффективностью = Hu Y. S., Wei H. J., Xu J. [et al.]. A Theoretical Study on the Novel Structure of Vane Compressor for High Efficiency / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 41 – 49. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-41-49.

Статья поступила в редакцию 30.01.2020 г.

© Й. С. Ху, Х. Й. Вей, Й. Сюй, П. Гуань, Ф. Ву, Ф. Й. Ло, Л. П. Жэнь

Сведения о переводчике

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

A THEORETICAL STUDY ON THE NOVEL STRUCTURE OF VANE COMPRESSOR FOR HIGH EFFICIENCY

Y. S. Hu^{1, 2}, H. J. Wei^{1, 3}, J. Xu^{1, 2}, P. Kwan^{1, 3},
F. Wu³, F. Y. Luo³, L. P. Ren^{1, 3}

¹State Key Laboratory of Air-conditioning Equipment and System Energy Conservation, China, ZhuHai, Guangdong, 519070

²Gree Electric Appliances, Inc., China, ZhuHai, Guangdong, 519070

³National Engineering Research Center of Green Refrigeration Equipment, China, ZhuHai, Guangdong, 519070

Translated from English

M. A. Federova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Aiming at the problem of excessive mechanical loss of the conventional vane compressor, this paper proposes a novel vane compressor structure. This compressor can significantly reduce the mechanical frictional loss through converting sliding friction between vane tip and cylinder into rolling friction by using a rolling bearing. The structure and operation principle are introduced in this paper, and mechanical friction loss calculation models of these two kinds of compressor are theoretically analyzed. The results show that mechanical loss of the novel vane compressor can be reduced by nearly 38 % under the same working conditions. At the same time, the actual tested results indicated that the total power consumption of compressor decreased 160,1 W (6,89 %), and the COP increased by 11,89 %.

Keywords: vane compressor, rotor, rolling bearing, mechanical loss, friction power calculation, experiment, results verification.

Printed by permission from the authors and the Centre for Compressor Technology (International Conference on Compressors and their Systems. London, 2019).

References

1. Wu L., Ma G. Analyzing of Friction and Wear of Twin-piece Vane Compressors // Fluid Machinery. 2003. Vol. 31, Issue 1. P. 13–16. (In Engl.).
2. Ma G. Y., Li H. Q. Rotary Compressor. Beijing: China Machine Press, 2001, P. 140–166. (In Engl.).
3. Huang Y.-M., Chang C.-H. Effect of Radial Blades and Port Location on the RCAC System. Honolulu, 1994. Vol. 253. P. 185–191. (In Engl.).
4. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-up Operation. 1st Report, Force Acting on Vane // Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B. Hen / Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Part B. 1993. Vol. 58, Issue 567. P. 3487–3492. DOI: 10.1299/kikaib.59.3487. (In Engl.).
5. Fukuta M. Vane Behavior in Vane Compressors under Start-Up Operation. (2nd Report, Vane Behavior with Pressure Rise in Back Chamber) // Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B. Hen / Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Part B. 1994. Vol. 60, Issue 571. P. 879–884. DOI: 10.1299/kikaib.60.879. (In Engl.).
6. Guo B., Hu J. H., Shu P. Z. Influence of Vane Slot Back Pressure on the Characteristic of Vane Motion in Rotary Vane Compressor // Chinese Journal of Applied Mechanics. 1998. Vol. 15, Issue 1. P. 65–70. (In Engl.).
7. Wen S., Huang P. The Fundamentals of tribology. 2nd ed. Beijing: Tsinghua Publishing House, 2002. (In Engl.).
8. Guo H. J. SKF. Rolling bearing. General catalogue. Part 2. Shanghai: The Science & Technology Press, 1994. P. 89–101. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.
SPIN-code: 5636-7474
AuthorID (RSCI): 636900
ORCID: 0000-0002-0899-6303
AuthorID (SCOPUS): 57193409850
ResearcherID: D-7718-2014
Address for correspondence: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

Hu Y. S., Wei H. J., Xu J. [et al.]. A Theoretical Study on the Novel Structure of Vane Compressor for High Efficiency / trans. from Engl. M. A. Federova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 41–49. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-41-49.

Received January 30, 2020.

© Y. S. Hu, H. J. Wei, J. Xu, P. Kwan,
F. Wu, F. Y. Luo, L. P. Ren