

УДК 621.512.3

Создание экспериментального стенда для испытания одноступенчатого компрессора

Петроченко Р.В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

Губин М.В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

Воронов В.А., аспирант

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»
crio@power.bmstu.ru*

В учебном курсе студентов факультета Энергомашиностроения присутствует дисциплина «Объемные компрессоры и расширительные машины», в процессе изучения которой они знакомятся с различными видами компрессоров, с методиками их расчета и основами их конструирования. Для более детального изучения данной дисциплины, был разработан новый лабораторный стенд, позволяющий определять зависимости изоэнтропного КПД от частоты вращения и степени сжатия компрессора, по которым определяется оптимальный режим работы установки. В данном лабораторном стенде (рис. 1) используется четырёхцилиндровый V-образный одноступенчатый холодильный компрессор ФУ12.



Рис. 1. Фотография лабораторного стенда

Компрессор ФУ12 (рис. 2) является одним из основных элементов холодильной установки и служит для осуществления непрерывного холодильного цикла за счет постоянного отсасывания паров холодильного агента из испарителя и сжатия их до давления конденсации. Предназначен для работы в составе автоматизированных стационарных и транспортных холодильных установок и кондиционеров.

Краткие характеристики

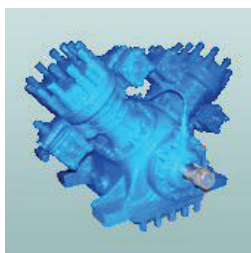


Рис. 2. Компрессор ФУ 12

Компрессор ФУ12 – компрессор для работы на хладоне, поршневой, V-образный, одноступенчатый, бескрейцкопфный с внешним приводом.

Число цилиндров – 4.

Диаметр цилиндра, мм – 67,5

Ход поршня, мм – 50

Холодильный агент – хладон R-12

Применяемое масло – ХФ12-16 (для R-12)

Холодопроизводительность, кВт (ккал/ч) – 14,9 (12800)

Потребляемая мощность, кВт – 5,0

Объем, описываемый поршнями, м³/ч – 62,0

При работе на R12 на стандартном режиме (температура кипения минус 15 °С, температура конденсации 30 °С, температура паров на всасывании 15 °С) частоте вращения вала 24 с-1 (1440) (об/мин), степени сжатия 2 .

Холодопроизводительность, кВт (ккал/ч) – 10,5 (9000)

Потребляемая мощность, кВт – 3,4

Объем, описываемый поршнями, м³/ч – 41,4

при работе на R12 на стандартном режиме (температура кипения минус 15 °С, температура конденсации 30 °С, температура паров на всасывании 15 °С) частоте вращения вала 16 с-1 (960) (об/мин).

Масса (сухая) компрессора (без маховика), кг – 90.

Габаритные размеры, мм:

длина – 484

ширина – 530

высота – 426

Количество масла в картере, кг – 2,5±5%;

Поршневые компрессоры являются наиболее распространенным типом холодильных компрессоров. Их применяют в холодильных машинах производительностью от нескольких десятков ватт до сотен киловатт, а в области малых холодопроизводительностей (до 2 – 3 кВт).

Основное преимущество поршневых холодильных компрессоров перед винтовыми состоит в более высокой энергетической эффективности при небольших удельных массах и габаритах более высокие. Технология производства поршневых компрессоров хорошо освоена; трудоемкость изготовления меньше, чем у компрессоров других типов. Конструкция поршневых компрессоров упрощается по мере снижения производительности и допускает удобное соединение электропривода непосредственно с коленчатым валом. Поршневые компрессоры способны работать с более высоким отношением давлений при сжатии в одной ступени. Благодаря сравнительно слабому влиянию режима работы на характеристики можно использовать один и тот же компрессор для работы на разных холодильных агентах. Возможность выполнения компрессора многоцилиндровым с цилиндрами небольшого диаметра облегчает решение задачи, связанной с уменьшением гидравлических потерь в клапанах.

Поршневые компрессора имеют следующие недостатки. Наличие смазочного масла в цилиндрах приводит к попаданию масла в контур холодильной машины, что нежелательно. В механизме движения компрессора имеют место относительно большие

износы. При работе поршневых компрессоров возникают в той или иной степени неуравновешенные силы или моменты, вызывающие вибрации. Клапаны поршневых компрессоров как наименее надежные узлы конструкции являются причиной меньшей надежности всей машины в целом. Наличие всасывающих клапанов ограничивает рабочий диапазон поршневых компрессоров значением давления всасывания порядка 20 кПа.

Конструкция и технология изготовления поршневых холодильных компрессоров позволяют применять их при температурах кипения до -100°C . Конденсации до 100°C , окружающего воздуха от -40 до 85°C . Эти компрессора способны работать при снижении напряжения в электросети до 0.85 номинала, в условиях вибраций и ударов до 15 g, а также при переменных наклонах фундамента до 45° .

В данном лабораторном стенде используется следующая схема измерения (рис. 3):

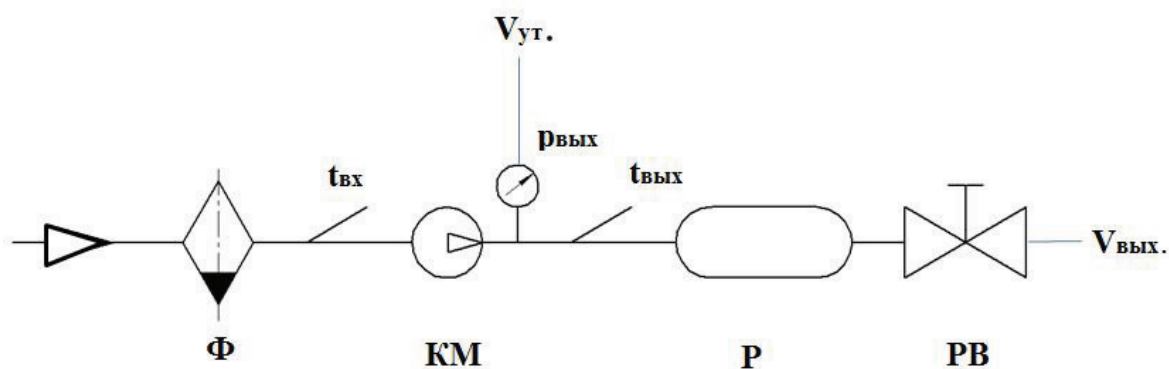


Рис. 3. Используемая схема измерений

КМ – компрессорная машина

Ф – фильтр

Р – ресивер

РВ – регулировочный вентиль

В установке использованы следующие приборы:

- преобразователь частоты ПЧВ 103-4K0-B (рис. 4)

Преобразователь частоты изменяет частоту вращения ротора посредством изменения тока на обмотке ЭД.

Питание $1 \times 220\text{ В}$ ($0,18 \dots 2,2\text{ кВт}$) и $3 \times 380\text{ В}$ ($0,37 \dots 22\text{ кВт}$); Выходная частота до 400 Гц;



Рис. 4. Преобразователь частоты ПЧВ 103-4К0-В

-термопреобразователи сопротивления ДТС035-100П (рис. 5)

Принцип действия термопреобразователей сопротивления (терморезисторов) основан на изменении электрического сопротивления проводников и полупроводников в зависимости от температуры. Материал, из которого изготавливается такой датчик, должен обладать высоким температурным коэффициентом сопротивления, по возможности линейной зависимостью сопротивления от температуры, хорошей воспроизводимостью свойств и инертностью к воздействиям окружающей среды. В большей степени всем указанным свойствам удовлетворяет платина. В чуть меньшей степени – медь.



Рис. 5. Термопреобразователи сопротивления ДТС035-100П

- датчик давления РС-28 (рис. 6)

Измерительным элементом преобразователя давления является тензорезистор, встроенный в приемник давления. Тензорезистор отделен от измеряемой среды разделительной мембраной, пространство между мембраной и тензорезистором заполнено специальной манометрической жидкостью (с нулевым коэффициентом расширения).

Сопротивление тензорезистора изменяется в зависимости от степени деформации, измеряется электронной схемой с прецизионным АЦП, усиливается, линеаризуется и передается сигналом 4..20 мА.



Рис. 6. Датчик давления РС-28

- измеритель двухканальный ТРМ200-Н (рис. 7)

В процессе работы ТРМ 200-Н производит опрос входных датчиков, вычисляя по полученным данным текущие значения измеряемых величин, отображает их на цифровом индикаторе.



Рис. 7. Измеритель двухканальный ТРМ200-Н

-термоанемометр testo 405-V1 (рис. 8)

Термоанемометр, прибор для измерения скорости потока жидкости или газа от 0,1 м/сек и выше, принцип действия которого основан на зависимости между скоростью потока v и теплоотдачей проволоочки, помещенной в поток и нагретой электрическим током.



Рис. 8. Термоанемометр testo 405-V1

Измеряемые величины:

$t_{\text{вх}}$ - температура на входе в компрессор, °C (прямое)

$t_{\text{вых}}$ - температура на выходе из компрессора, °C (прямое)

$p_{\text{вых}}$ - давление нагнетания, бар (прямое)

$V_{\text{вх}}$ - объемный расход на входе в компрессор, м³/ч (косвенное)

$V_{\text{ут}}$ - величина утечек, м³/ч (косвенное)

$V_{\text{вых}}$ - объемный расход на выходе из ресивера, м³/ч. (косвенное)

Методика эксперимента и определение основных параметров

1) Построение графиков $\eta_s = f(n_0)$; $\eta_s = f(\pi_k)$.

- 2) Определение объемного расхода и утечек в установившемся режиме;
- 3) Нахождение оптимального режима.

Рабочим телом в эксперименте является воздух. После выхода машины на режим были проведены измерения при давлениях 1,25; 1,5; 1,75; 2 и 2,25 бар и частотах вращения вала 500, 750, 1000, 1250 и 1500 об/мин температуры на входе и выходе из компрессора, вычислен объемный расход и изоэнтروпный КПД по нижеуказанным формулам и построены графики зависимостей изоэнтропного КПД от частоты вращения вала и от степени повышения давления компрессора.

$$\eta_s = \frac{T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}}}{T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}}} (1 - \alpha_{\text{УТ}}) = \frac{T_{\text{ВХ}} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}}} (1 - \alpha_{\text{УТ}})$$

$$\alpha_{\text{УТ}} = \frac{V_{\text{УТ}}}{V_{\text{УТ}} + V_{\text{ВЫХ}}}; \quad V = S \cdot v$$

, где

S - площадь поперечного сечения,

v - скорость потока,

$\alpha_{\text{УТ}}$ – коэффициент утечек

Экспериментальные данные

	$\pi_k=1.25$ атм.		$\pi_k=1.5$ атм.		$\pi_k=1.75$ атм.		$\pi_k=2.0$ атм.		$\pi_k=2.25$ атм.	
n_0 , об/мин	η_s	$\alpha_{\text{УТ}}$	η_s	$\alpha_{\text{УТ}}$	η_s	$\alpha_{\text{УТ}}$	η_s	$\alpha_{\text{УТ}}$	η_s	$\alpha_{\text{УТ}}$
500	0,258	0,539	0	-	0	-	0	-	0	-
750	0,300	0,388	0,384	0,444	0,310	0,374	0	-	0	-
1000	0,322	0,234	0,385	0,359	0,469	0,153	0,329	0,314	0,318	0,343
1250	0,292	0,231	0,366	0,335	0,496	0,119	0,400	0,185	0,370	0,286
1500	0,298	0,148	0,362	0,303	0,496	0,075	0,483	0,143	0,414	0,182

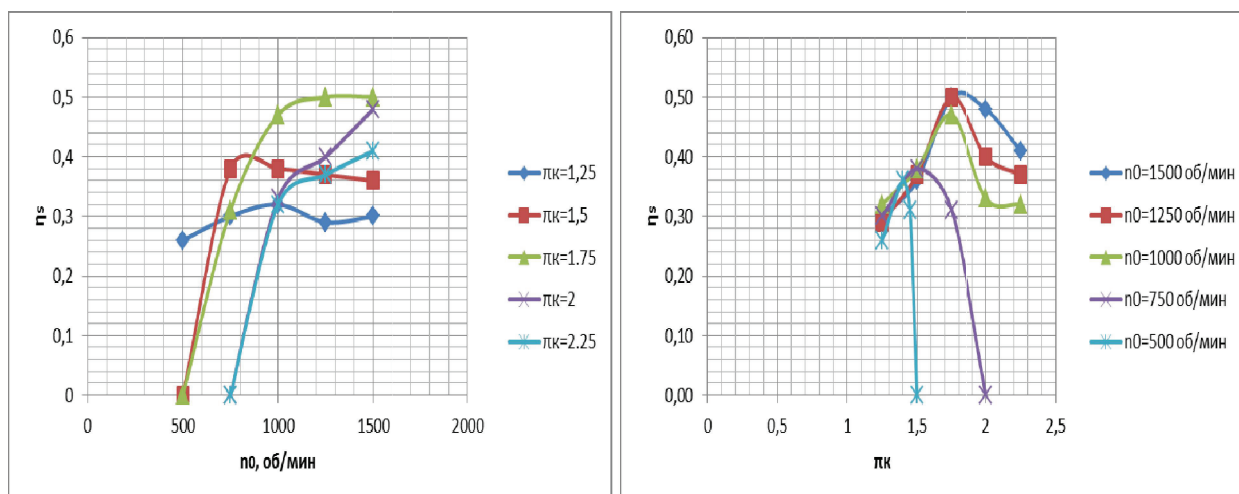


Рис. 9. Графики зависимости $\eta_s(n_0)$ и $\eta_s(\pi_k)$

Для максимального приближения процесса сжатия в компрессоре к изоэнтропному, был заизолирован блок цилиндров вспененным каучуком K-Flex.

Был выявлен оптимальный режим работы холодильного компрессора по графикам зависимости $\eta_s(n_0)$ и $\eta_s(\pi_k)$ (рис. 9): $n_0 = 1500$ об/мин и

$\pi_k = 1,75$. Данному режиму соответствует изоэнтропный КПД $\eta_s = 0,496$.

Данный режим работы примерно соответствует одному из режимов работы данного компрессора на фреоне ($\pi_k = 2$, $n_0 = 1440$ об/мин)

Можно заметить, что и при больших частотах вращения происходит быстрый износ узлов компрессора, а при малых частотах вращения изоэнтропный КПД падает с увеличением степени сжатия (объясняется тем, что количество утечек превышает объемный расход на выходе из ресивера уже при частоте вращения $n_0 = 750$ об/мин). Эти наблюдения подтверждают необходимость определения оптимального режима работы компрессора.

Выводы:

1. Создана экспериментальная установка, позволяющая проводить исследование работы холодильного компрессора в диапазоне $p = 1.25 \dots 2.25$ атм., $T_{\text{вых.}} = 20 \dots 160$ °C, $V = 0,06 \dots 0,42$ м³/мин.
2. Получен оптимальный режим работы компрессора ФУ12 на воздухе: $n_0 = 1500$ об/мин и $\pi_k = 1,75$; $\eta_s = 0,496$.
3. Простота и удобство установки позволяет использовать ее в учебном процессе при проведении лабораторных работ.

Список литературы

1. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2006. 456 с.
2. Шишов В.В. Области применения крупных поршневых компрессоров компании Вокс в холодильной технике // Холодильная техника. 2010. № 9. С. 21.
3. Шишов В.В. Оптимизация полугерметичных компрессоров компании ВОСК // Холодильная техника. 2011. № 4. С. 9-17.
4. Шишов В.В. Поиски повышения эффективности поршневых компрессоров // Холодильная техника. 2013. № 6. С. 9.
5. Шишов В.В. Явление гидравлического удара // Холодильная техника. 2013. № 9. С. 25.