

12, декабрь, 2015

УДК 621.514.222

Прототип холодильного дискового компрессора с пластинами осевого действия

***Верховный А.И.**, студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

***Васильев М.К.**, студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»*

*Научный руководитель: **Колосов А.М.**, к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника. Системы кондиционирования и
жизнеобеспечения»
kolosov@power.bmstu.ru*

1. Описание конструкции и принципа действия компрессора

По техническому заданию необходимо было рассчитать и спроектировать холодильный дисковый компрессор с пластинами осевого действия на углекислом газе (CO_2) для холодильного цикла с параметрами $p_{\text{вс}} = 17$ бар, $p_{\text{наг}} = 90$ бар, $t_{\text{кип}} = -25$ °С, $t_{\text{кон}} = +32$ °С, холодопроизводительностью $Q = 500$ кВт.

За основу был выбран двухступенчатый сверхкритический углекислотный пароконденсационный цикл с двойным дросселированием и циркуляцией части потока.

Циклы с двойным дросселированием и циркуляцией части потока чаще всего применяют в замкнутом рефрижераторном варианте. При двухступенчатом дросселировании, во второй ступени происходит понижение давления до промежуточного, и образовавшийся жидкий продукт дросселируют еще раз до давления кипения. Таким образом увеличивается холодопроизводительность цикла [1].

Для цикла с двойным дросселированием необходимо было выбрать или два компрессора, или один компрессор с двумя ступенями сжатия. Для выполнения задания, решено было проектировать новый тип компрессора с двухступенчатым сжатием. По устройству и принципу действия он относится к классу роторных.

Роторный компрессор – это компрессор, где сжатие среды достигается за счет вращения сжимающего элемента. Широко применяются роторно-пластинчатые компрессора, где единственно вращающаяся деталь – ротор, с пазами по длине, в которых свободно установлены перемещающиеся пластины, сжимающие газ [3].

Классификация роторных компрессоров (РК) производится по характеру процесса повышения давления газа в них [4]. Имеются три группы РК:

1) компрессоры, в которых повышение давления газа, так же как и в поршневых, происходит в результате непрерывного уменьшения геометрического объема полостей сжатия. Эти компрессоры называются также компрессорами с полным внутренним сжатием;

2) компрессоры, в которых имеет место частичное повышение давления газа за счет изменения геометрического объема одной из камер сжатия и повышение давления до заданного уровня обратным потоком газа из нагнетательного трубопровода в другой камере. Они называются компрессорами частичного внутреннего сжатия;

3) компрессоры без внутреннего сжатия, в которых повышение давления газа происходит вследствие обратного течения газа из нагнетательного трубопровода в камеру сжатия компрессора в момент ее соединения с нагнетательным трубопроводом.

Проектируемый вид роторного компрессора относится к первой группе.

Предложенная конструкция была новой для данного класса компрессоров. Поперечный и продольный виды компрессора представлены на рисунке 1 и рисунке 2 соответственно.

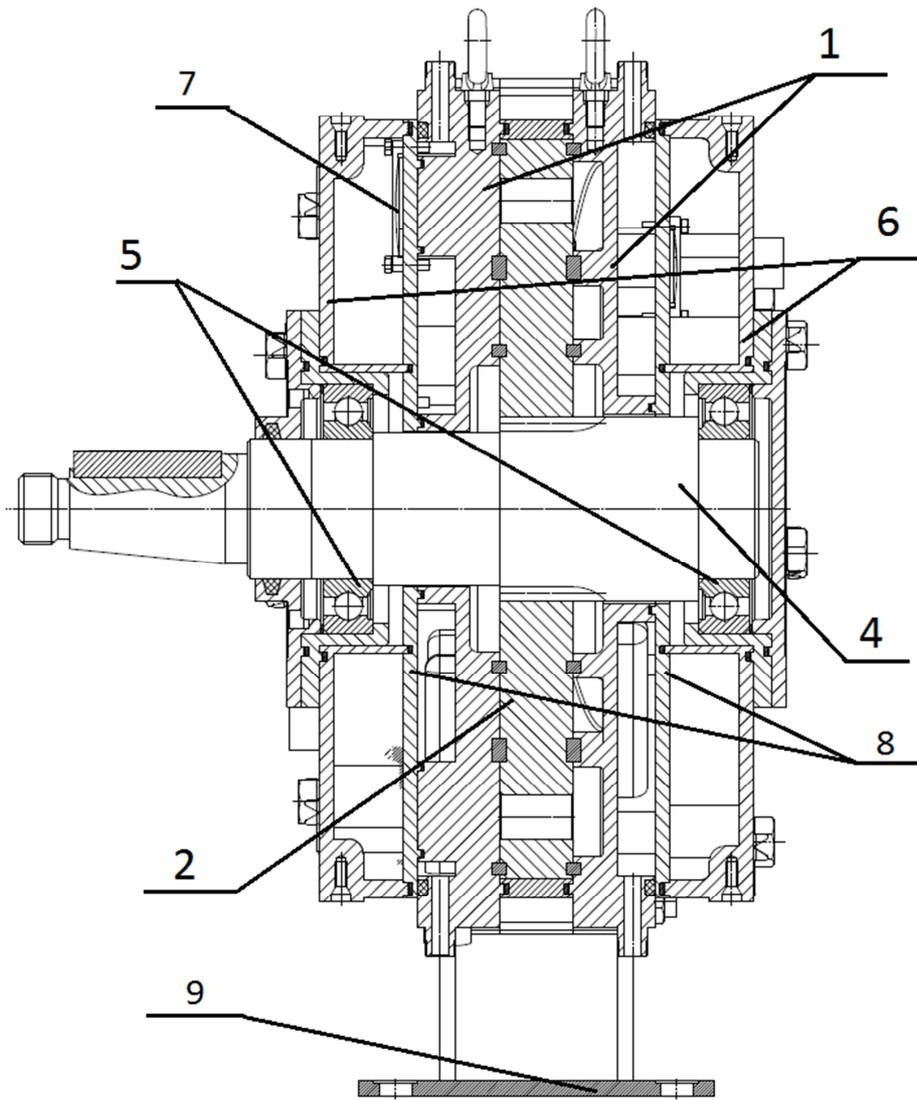


Рис. 1. Поперечный вид дискового компрессора

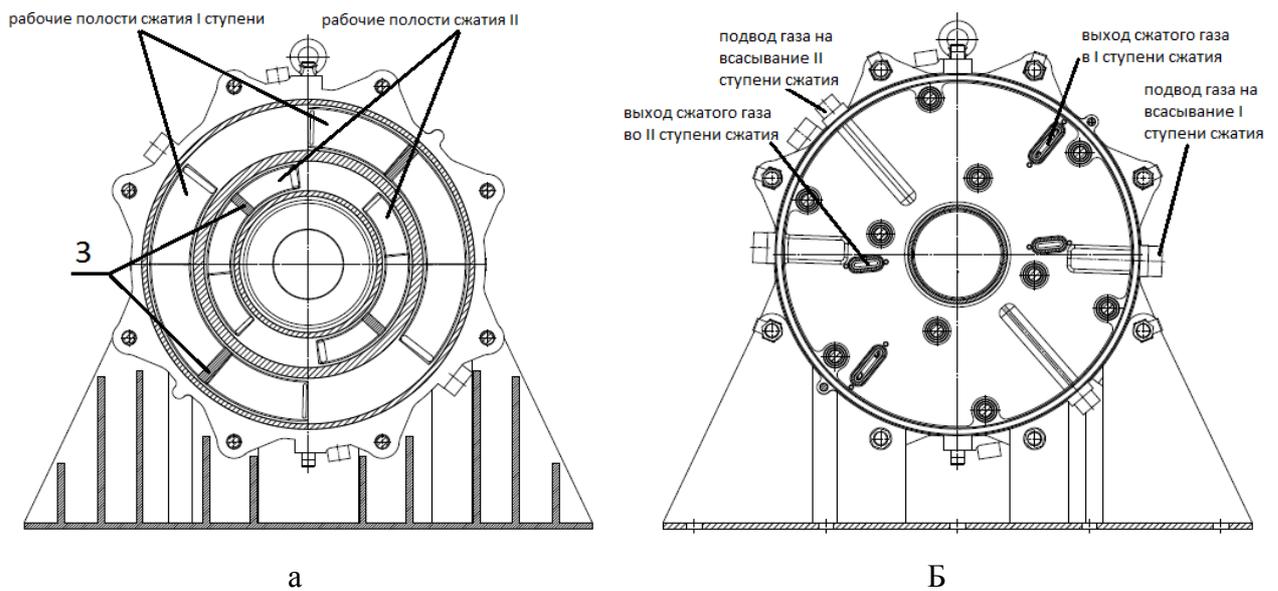


Рис. 2. Продольный вид дискового компрессора

Основным рабочим элементом компрессора является диск 2, установленный между цилиндрическими крышками. Электродвигателем приводится во вращение вал 4, на котором закреплен диск. Вал закреплен в подшипниках 5, которые установлены в цилиндрических газовых крышках 6. В диске присутствуют сквозные отверстия, в которых установлены пластины 3. Пластины перемещаются по пазам, которые являются рабочими полостями сжатия. Рабочие пазы располагаются в стенках 1. Всего рабочих полостей восемь, по четыре на каждую ступень сжатия. Полости I ступени сжатия находятся на внешнем радиусе стенки, полости II ступени сжатия на внутреннем радиусе стенки. В каждой стенке проделано по две рабочие полости от каждой ступени. В конструкции стенки повернуты относительно друг друга на 90 градусов, для того чтобы пластины при сжатии могли перемещаться между полостями.

Трехмерный вид дискового компрессора с пластинами осевого действия представлен на рисунке 3, принцип движения пластины в полости – на рисунке 4.

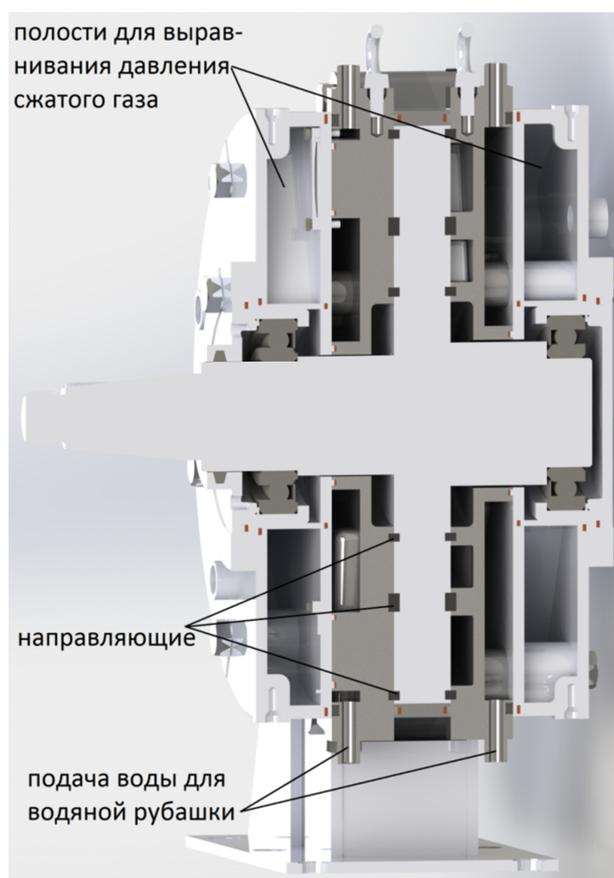


Рис. 3. Дисковый компрессор с пластинами осевого действия

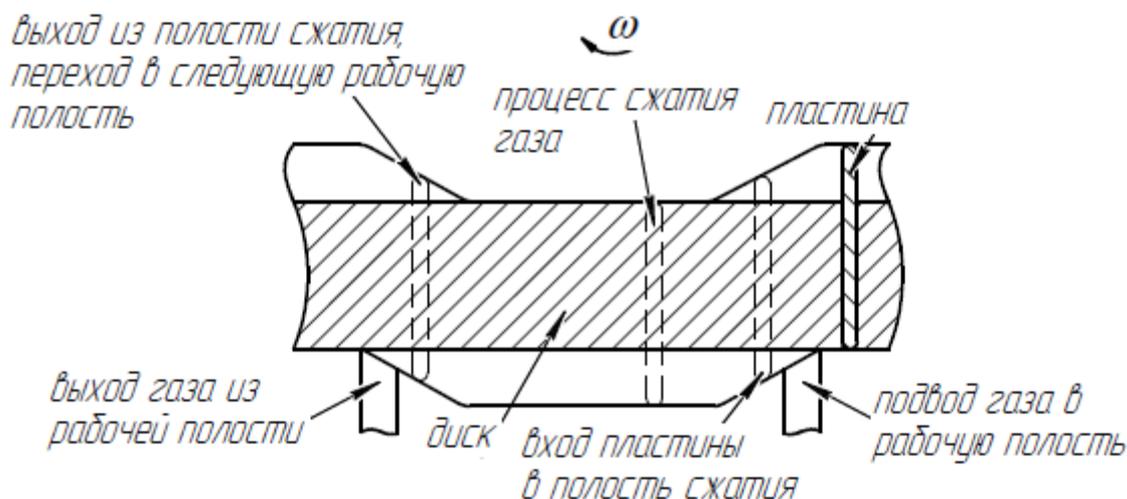


Рис. 4. Движение пластины в рабочей полости

В результате расчета получили электродвигатель мощностью 300кВт и частотой вращения 990 об/мин.

Газ на всасывание подается по трубам, которые приварены к специальным выходам сделанным на торцах боковых стенок. Клапана на всасывании в ступень не установлены – это позволяет устройству и принцип работы компрессора. Нагнетательные клапана 7 установлены на крышке 8. Из рабочих полостей газ выходит по специальным отверстиям, сделанных в конце каждой рабочей полости. Крышка служит для отделения полости водяной рубашки, на оборотной стороне боковых крышек, от газовой полости. Цилиндрические газовые крышки внутри поделены на четыре равные полости. Две полости для газа, вышедшего после нагнетания в первой ступени, другие две полости – для газа, вышедшего после нагнетания со второй ступени. На поверхности крышки под каждую полость сделан выход, к которому приварена труба для отвода газа из компрессора в цикл.

Компрессор установлен на опоре 9, в которой сделано десять отверстий для креплений.

Из-за высоких давлений внутри компрессора уплотнения должны изготовлены из отожженной меди марки М3 и выполнены по схеме шип-паз, уплотнения, контактирующие с водой – из резины.

Тип смазки - сухой. Пластины покрыты слоем баббита Б88. Данное покрытие хорошо переносит большие скорости при трении.

2. Тепловой расчет компрессора

По данному типу компрессора был проведен тепловой и динамический расчет.

В тепловом термодинамическом расчете были определены значения объемной подачи, коэффициента подачи и описанного объема для каждой ступени компрессора.

Методом последовательных приближений были выбрана частота вращения электродвигателя, количество полостей и пластин, углы раскрытия полостей и их глубина. Так как объемная подача II ступени сжатия меньше, чем в I ступени сжатия, то было решено расположить рабочие полости II ступени на внутреннем радиусе. По уже известным значениям по формуле было рассчитаны радиусы рабочих полостей:

$$R_i = \sqrt{\frac{V_{hi}}{n_0 \cdot t \cdot n \cdot k \cdot \pi \cdot \frac{\alpha'}{360^\circ}} + r_i^2}$$

где, n_0 – асинхронная частота вращения электродвигателя;

i – номер ступени;

t - глубина полости в боковой стенке.

n – количество пластин, сжимающий газ в первой и второй ступени.

k – количество полостей в первой и второй ступени.

V_{hi} – объемные подачи i -той ступеней сжатия.

α' - угол, получаемый из конструктивных особенностей полостей.

r_i - меньший радиус i -той рабочей полости.

В конце расчета были определены габаритные размеры компрессора, требуемая эффективная мощность и подобран электродвигатель, рассчитан механический КПД.

Итоги теплового расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты теплового расчета

Параметр	Номер ступени	
	I ступени	II ступени
Развиваемое давление, бар	40	90
Объемная подача, м ³ /мин	3,35	1,54
Коэффициент подачи	0,70	0,81
Описанный объем, м ³ /мин	4,81	1,91
Габаритные размеры ШxВxГ, мм	850x740x533	
Частота вращения, об/мин	990	

Мощность двигателя, кВт	300
Степень термодинамического совершенства	0,477
Механический КПД	0,976

3. Динамический расчет

Основной целью динамического расчета, было определение изменения момента сопротивления на валу, возникающих при сжатии газа в рабочих полостях ступеней, и мощности в зависимости от угла поворота диска. Расчет позволил определить оптимальный угол смещения полостей I и II ступеней относительно друг друга, который составил $\varphi = 44^\circ$. При полученном угле смещения возникает наименьший перепад моментов сопротивления на валу компрессора. Зависимость суммарного момента сопротивления от угла поворота диска представлена на рисунке 5.

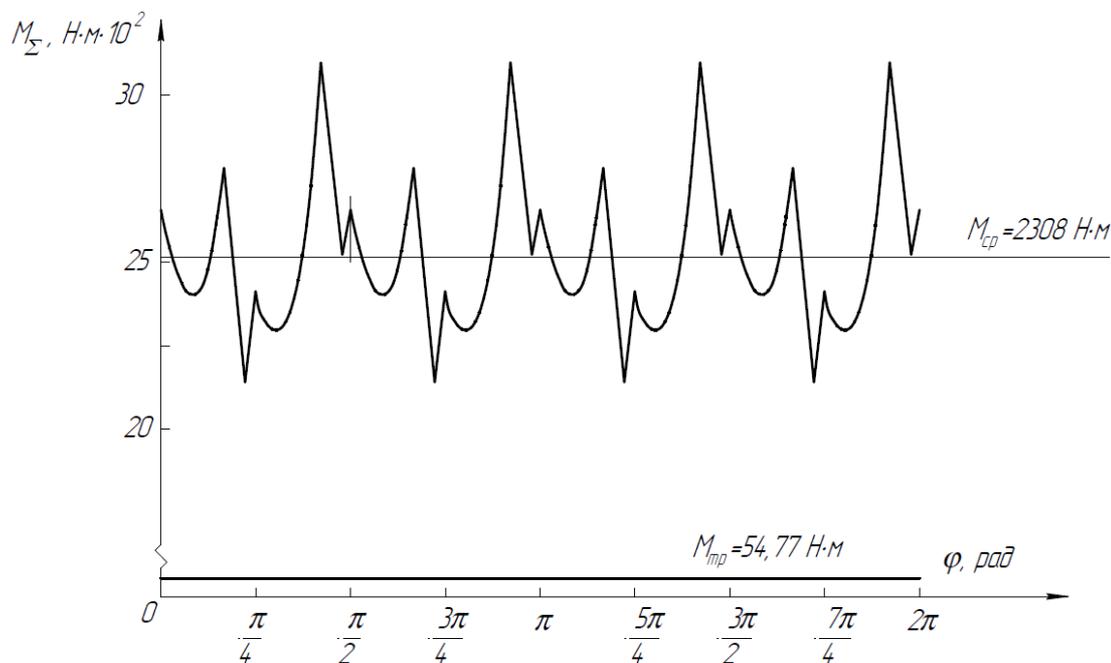


Рис. 5. Зависимость $M_{\Sigma}(\varphi)$

В итоге, представляется возможным посчитать требуемую мощность, для обеспечения работы компрессора [2]:

$$N_e = M_{\text{ср}} \omega,$$

где $M_{\text{ср}}$ – средний момент сопротивления на валу;

ω – частота вращения вала компрессора;

В результате расчетов получилась требуемая мощность для работы компрессора 255,38 кВт, что отличается от мощности, полученной тепловом расчете, лишь на 3,46 %.

Заключительный расчет – расчет на заклинивание механизма. Для этого провели аналогию движения пластины по пазу с кулачковым механизмом. Поверхность паза – аналогична профилю кулачка, а пластина – аналогична ролику, совершающего возвратно-поступательные движения.

Сравнивая результаты, полученные при построении фазового портрета со значениями углов подъема, полученных конструктивно, было выявлено отсутствие заклинивания пластин при выходе из рабочих полостей не происходит.

4. Заключение

В статье приведена конструкция и расчет дискового двухступенчатого компрессора с пластинами осевого действия. Приведенные результаты, очевидно показывают, что данный тип компрессора в своем классе по характеристикам лучше, компрессоров с аналогичными габаритными размерами. Его применение, в основном, рассчитано на большие складские помещения, где производится хранение продуктов. Используемый рабочий газ относится к природным хладагентам и является перспективной альтернативой хладонов.

Несмотря на все его достоинства, есть один большой недостаток – это его малая изученность. Но его хорошие расчетные характеристики, компактность при полученных объемных подачах, высокая холодопроизводительность и степень термодинамического совершенства делают данный тип компрессора перспективным для опытно-промышленных разработок.

Список литературы

1. Архаров А.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И. Криогенные системы: учебник для студентов вузов по специальности «Техника и физика низких температур». В 2 т. Т. 1. Основы теории и расчета. М.: Машиностроение, 1996. 576 с.
2. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1 Теория и расчет / под ред. Г.А. Гусева. М.: КолосС, 2006. 456 с.
3. История развития компрессора. Режим доступа: <http://www.moyarsenal.ru/main/service/kompressor> (дата обращения 04.03.2015).
4. Максимов В.А., Карибуллина Ф.Р. Роторные компрессоры: учебное пособие. Казань: Казан. гос. технол. ун-т, 2005. 76 с.