

УДК 621.51

## Предпосылки применения газостатических подшипников в винтовых компрессорах

Т. Е. ИЛЬИНА<sup>1</sup>, д-р техн. наук В. А. ПРОНИН<sup>2</sup>

<sup>1</sup>tamara-190@yandex.ru, <sup>2</sup>maior.pronin@mail.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

*Оценена возможность применения газостатических подшипников в винтовых компрессорах сухого сжатия (ВКС). Описаны преимущества винтовых компрессоров. Показаны недостатки винтовых маслозаполненных компрессоров (ВКМ). Показано, что для эффективного применения компрессоров сухого сжатия необходимо использовать новые конструктивные и технологические решения. Для полного исключения из состава ВКС масляной системы необходимо модернизировать подшипниковые узлы — подшипники скольжения. Предлагается использовать в составе ВКС газостатические подшипники (ГСП). Проведенный расчет сил в опорах винтового компрессора показал, что для использования газостатических подшипников необходимо использовать специальные разгрузочные устройства. Кроме этого, в виду порционности подачи газа, в ВКС могут иметь место колебания давления в области нагнетания. Решение проблемы устойчивости ГСП к внешним возмущениям состоит в использовании самоустанавливающихся вкладышей ГСП в сочетании с комбинированной системой автоматического управления (САУ) на основе струйной автоматики. Приведен проект 4-х канальной САУ положением вала с обратной связью по давлению в зазоре, которая может быть использована в конструкции ГСП.*

**Ключевые слова:** газостатический подшипник, винтовой компрессор сухого сжатия, разгрузочные устройства, опорные реакции, система автоматического управления (САУ), струйные элементы.

## Background for the use of gas-static bearings in screw compressors

T. E. ILYINA<sup>1</sup>, D. Sc. V. A. PRONIN<sup>2</sup>

<sup>1</sup>tamara-190@yandex.ru, <sup>2</sup>maior.pronin@mail.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

*The aim of this work is to evaluate the possibility of gas-static bearings application for dry screw compressor. The paper briefly describes the advantages of screw compressors. The paper presents downsides of oil-injected screw compressors. It is shown that for the effective use of dry screw compressor is necessary to use the new constructive and technological solutions. To fully exclude the oil system from the composition of dry screw compressor is necessary to modernize bearing units — slide bearings. For this aim in composition of dry screw compressor gas-static bearings are recommended to use. The calculation of forces in the bearings of the screw compressor has shown that for the use of gas-static bearings we have to use special unloading unit. In addition, due to the fractional gas feed in the discharge area of the dry screw compressor the pressure fluctuations occur. Solution of problem of gas-static bearings stability to external vibrations is to use self-aligning pads with combined automatic control system (ACS) based on fluidics automation. The paper presents the project of four-channel automatic control system for shaft position with feedback on pressure in the gap that can be used in the construction of gas-static bearings.*

**Keywords:** gas-static bearing, screw compressor of dry compression, unloading devices, basic reactions, system of automatic control (SAC), jet elements.

### Введение

Большинство промышленных предприятий до недавнего времени традиционно использовало устаревшее поршневое компрессорное оборудование, которое постепенно заменяется винтовыми компрессорами нового поколения. По сравнению с другими видами компрессоров с аналогичными показателями по производительности, винтовой компрессор имеет ряд неоспоримых преимуществ. В первую очередь, следует отметить низкий уровень вибрации оборудования винтового типа. Данный факт делает условия труда рабочих более комфортными и безопасными, а также упрощает монтаж оборудования.

Чтобы установить оборудование винтового типа, не нужно сооружать специальный фундамент, как это происходит при монтаже поршневых компрессоров.

В конструкции винтовых компрессоров нет поршневых колец и клапанов, которые, как показывает практика, чаще всего выходят из строя и становятся причиной поломки всей установки. Это обуславливает высокую надежность и долговечность оборудования винтового типа, которое, ко всему прочему, требует к себе гораздо меньше внимания, чем традиционные поршневые установки. Нужно отметить, что эксплуатационные расходы, связанные с использованием и содержанием винтового

компрессорного оборудования примерно в половину ниже, чем в случае с поршневым. Ресурс работы ВКМ до капитального ремонта составляет 50000 ч. Большие скорости вращения роторов обеспечивают получение высокой производительности при малой массе и габаритах компрессора.

Использование винтового компрессора с изменяемой частотой вращения электродвигателя («с частотным приводом») позволяет дополнительно экономить до 30% затрат на электроэнергию. Преимущества холодильных ВКМ по сравнению с центробежными компрессорами проявляются в отсутствии помпажной зоны, в незначительном изменении производительности и КПД машины в широком диапазоне изменения внешней степени повышения давления, в возможности сжатия холодильных агентов с различной молекулярной массой без изменения конструкции компрессора [1].

Холодильные ВКМ применяются в области холодопроизводительности от 10 до 3500 кВт при работе компрессоров на R134a, R22, R717, R404A, R407C и других хладагентах во всех температурных режимах паровой холодильной машины. За последние годы применение холодильных винтовых компрессоров значительно расширилось как у нас в стране, так и за рубежом. Серийное производство холодильных ВКМ осуществляется на ряде компрессорных заводов нашей страны и во многих зарубежных фирмах [2, 3].

### Переход к безмасляным компрессорам

Особенностью работы холодильного ВКМ является необходимость подачи значительного количества масла в рабочие полости компрессора, что обуславливает создание развитой масляной системы, которая включает в себя маслоотделитель, маслосборник, масляный холодильник, фильтры для очистки масла и масляный насос большой производительности. Это увеличивает металлоемкость компрессорного агрегата, а также снижает интенсивность процесса теплообмена в аппаратах холодильной машины. Характер влияния, оказываемого маслом, унесенным из компрессора, на процесс в теплообменных аппаратах холодильной машины, зависит от взаимной растворимости хладагентов и смазочных масел. [4].

Если в аппарате хладагент и смазочное масло очень ограничено растворяются друг в друге, и образуют двухфазный раствор, то одна из жидких фаз, представляющая собой почти чистое масло, оседает в виде пленки на теплопередающей поверхности аппарата. Масляная пленка оказывается дополнительным термическим сопротивлением, уменьшающим коэффициент теплопередачи аппарата, в результате чего (при той же тепловой нагрузке) возрастает разность температур теплопередающими средами. В результате понижается холодильная мощность установки и растет расход энергии на производство холода, что делает необходимым очистку пара хладагента от масла, чтобы воспрепятствовать попаданию масла в теплообменные аппараты и понижению эффективности их работы.

В холодильных установках, в которых применяются хладагенты, неограниченно растворяющиеся в маслах при условиях работы, попадание масла в теплообменные аппараты не влечет за собой образование пленки на теплопередающей поверхности, ухудшающей теплообмен.

В испарителе из раствора выделяют наиболее летучий компонент — хладагент, поэтому там все время увеличивается концентрация масла в растворе. Это, во-первых, приводит к повышению температуры кипения по сравнению с температурой кипения чистого хладагента при том же давлении (в соответствии с законом Рауля), или требует понижение давления кипения, если необходимо сохранить температуру кипения. Во-вторых, увеличение концентрации масла в растворе увеличивает вязкость раствора по сравнению с вязкостью жидкого хладагента, что ухудшает коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего хладагента. Эти явления также вызывают понижение холодопроизводительности установки и увеличение расхода энергии на производство того же количества холода. Скопление масла в испарителе оказывается нежелательным еще и потому, что на соответствующее значение уменьшается количество смазочного масла в компрессоре, вследствие чего нарушаются условия смазки его трущихся частей. Поэтому, в установках, где применяются хладагенты неограниченной взаимной растворимости с маслами, не обязательно улавливать масло перед теплообменными аппаратами, но зато необходимо непрерывно возвращать масло из испарителя в компрессор, чтобы не создавать высокую концентрацию масла в испарителе и в то же время уменьшать заполнения маслом компрессора. В таких установках необходимо организовывать циркуляцию масла в системе

Указанных недостатков лишены холодильные винтовые компрессоры сухого сжатия (ВКС). Применение ВКС позволяет исключить наличие масла в рабочем веществе. Это приводит к сокращению необратимых потерь в процессах теплообмена между рабочим веществом и источниками низкой и высокой температур вследствие интенсификации процессов в испарителе и конденсаторе, а также снижает газодинамические потери в компрессоре и трубопроводах холодильной машины. Исследования ВКС, проведенные на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики Университета ИТМО, показали эффективность применения холодильных ВКС в составе паровой холодильной машины.

Значительные по величине опорные реакции и высокие обороты роторов определяют применение в составе ВКС опорных и упорных подшипников скольжения, которые требуют принудительной подачи масла для смазки и охлаждения. Несмотря на то, что на защиту от проникновения масла по валу на винты уделяется особое внимание, наличие колебаний ротора и высоких скоростей вращения не позволяет избежать утечек масла. Таким образом, при работе компрессора могут иметь место утечки масла из подшипников в компрессор.

Полностью исключить масляную систему из состава ВКС возможно применяя подшипники, в которых используются новые конструктивные и технологические решения. Перспективными для применения в ВКС являются подшипники скольжения с газовой смазкой. Несмотря на то, что эти подшипники имеют малую несущую способность, они обладают рядом достоинств: ресурс в десятки тысяч часов и более при скорости вращения десятки и сотни тысяч оборотов в минуту, благодаря практически полному отсутствию износа; малую мощность трения; могут использоваться в качестве смазки компримируемую среду.

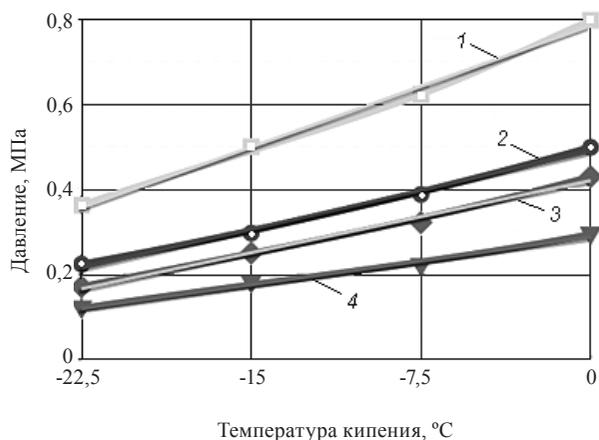


Рис. 1. График зависимости давления кипения от температуры хладагента: 1 — R410a; 2 — R22; 3 — R717; 4 — R134a

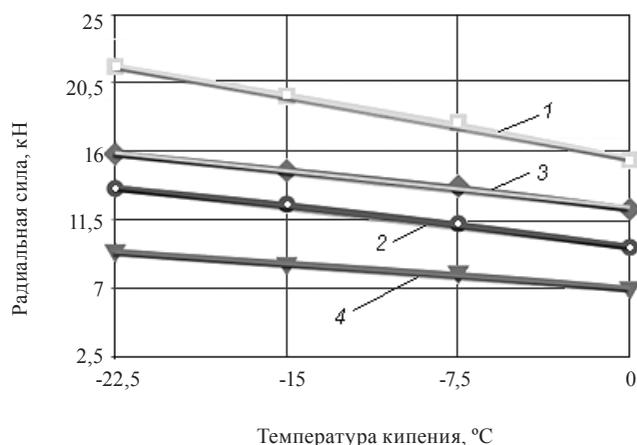


Рис. 2. График зависимости радиальной силы, действующей на ведущий винт, от температуры кипения хладагента: 1 — R410a; 2 — R22; 3 — R717; 4 — R134a

### Расчет сил в опорах винтового компрессора

Для оценки опорных реакций были выполнены расчеты сил в рабочей части винтового компрессора при использовании разных хладагентов. Расчеты были проведены для 4-х видов хладагентов: R22, R717, R410a, R134a. Соотношение числа зубьев на ведущем и ведомом винте принято 4/6, внешний диаметр ведущего винта равен 200 мм. Расчеты были проведены для диапазона температур кипения хладагентов от  $-22,5$  до  $0$  °С, температура конденсации не изменялась и была принята 15 °С. Методика проведения расчетов изложена в работе [5]. По заданной температуре кипения определялось давление кипения хладагента, предполагается, что оно равно давлению во всасывающем патрубке винтового компрессора.

Изменение давления всасывания в зависимости от температуры кипения показано на рис. 1. На рис. 2 показано изменения радиальной силы в зависимости от температуры кипения. Силы в опорах для разных хладагентов существенно различаются. Однако для всех хладагентов характерно, что с увеличением температуры кипения радиальная сила уменьшается.

Повышение температуры кипения ведет к увеличению давления кипения, таким образом уменьшается перепад давлений между всасывающим и нагнетающим патрубками, вследствие чего уменьшаются нагрузки на опорные узлы компрессора, при этом уменьшаются не только осевые силы, но и радиальные, что мы и видим на рис. 2.

### Применение газостатических подшипников в винтовом компрессоре

Различают газодинамические (ГДП), газостатические (ГСП) и гибридные газовые подшипники [6].

Применение ГДП в винтовом компрессоре имеет ряд недостатков. Во-первых, наличие контакта поверхностей ГДП с валом в моменты пуска и торможения ведет к износу рабочих поверхностей и уменьшению ресурса работы подшипника. Во-вторых, принцип работы таких подшипников, основанный на возникновении в зазоре аэродинамических сил, не позволяет использовать

их в винтовых компрессорах с относительно низкими частотами вращения.

ГСП свободны от перечисленных недостатков, физический контакт твердых поверхностей между собой вообще отсутствует, грузоподъемность подшипника зависит только от давления подаваемой компримируемой среды.

Использование в ВКС гибридных газовых подшипников будет приводить к дополнительным нежелательным колебаниям давления в системе, которые будут возникать при переходе на высокие частоты вращения.

Таким образом, для использования в составе винтового компрессора сухого сжатия предпочтительно использовать ГСП.

Полученные при расчетах силы в опорах винтового компрессора превышают предельные для ГСП значения грузоподъемности. Поэтому для их применения в винтовых компрессорах необходимо предусмотреть устройства разгружающие подшипниковые узлы от действия радиальных и осевых сил. Уравновешивание осевых сил, действующих на роторы винтового компрессора возможно применением думмисов или шевронной конструкции винтов компрессора.

Для уравновешивания радиальных сил предлагается использовать разгрузочную камеру. Разгрузочная камера обеспечивает разгрузку опорных подшипников от действия радиальных сил, оставляя лишь незначительные нагрузки.

Разгрузочная камера представляет собой камеру разделенную при помощи радиальных уплотнительных перегородок на две полости, одна из которых соединена с нагнетательным парубком компрессора, а другая — с всасывающим. Схема винтового компрессора с разгрузочной камерой показана на рис. 3 [7].

В процессе нагнетания, вследствие порционности подачи газа, возбуждаются пульсации давления, которые в свою очередь приводят к изменению сил в опорных узлах. Величина силы в подшипнике может меняться в пределах 30%.

Пульсации давления могут возникать и в системе подачи и распределения газа ГСП в смазочный слой [8, 9].

Для обеспечения устойчивости ГСП к внешним воздействиям необходимо предусмотреть систему авто-

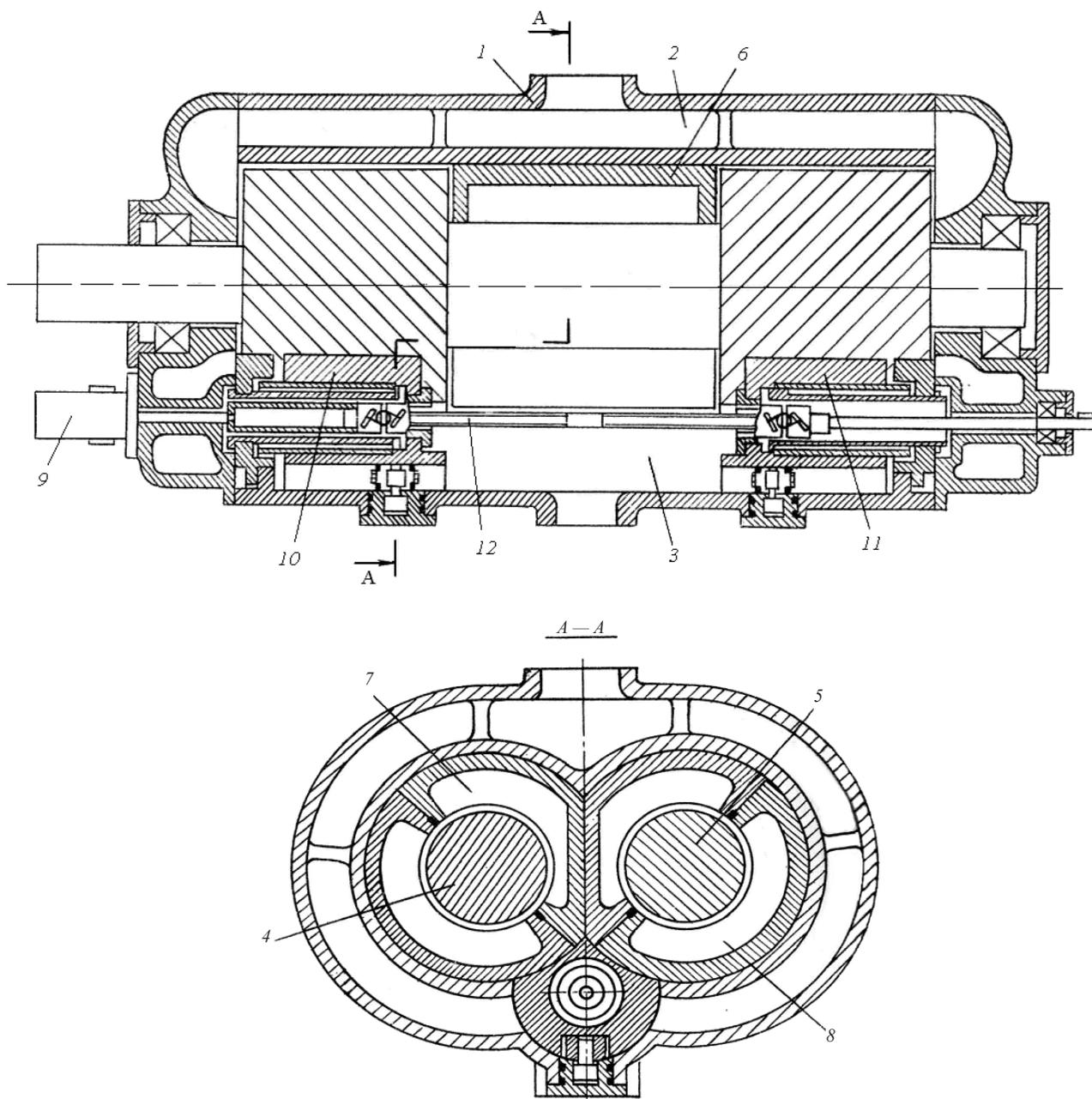


Рис. 3. Схема винтового компрессора с разгрузочной камерой:

1 — корпус; 2, 3 — полости всасывания и нагнетания;  
4, 5 — взаимодействующие роторы, 6 — разгрузочная камера; 7, 8 — полости высокого и низкого давления; 9 — редукционный клапан; 10, 11 — регуляторы производительности золотникового типа; 12 — вал

матического регулирования, действующую в автономном режиме с коэффициентом усиления по давлению. Проведенные расчеты [10] показывают, что увеличением давления подачи воздуха можно подавить колебания вала. Проблема заключается в недостаточном быстродействии системы подачи воздуха и необходимости введения значительного коэффициента усиления по давлению. Для решения проблемы предлагается использовать самоуставляющиеся вкладыши ГСП в сочетании с комбинированной САУ на основе струйной автоматики.

Принцип работы струйной техники аналогичен электронике. Управление осуществляется путем взаимодействия струй жидкости или газа в рабочей камере.

Из сопла питания в камеру поступает основная струя, на нее воздействует менее мощная управляющая струя. Простое устройство, в котором происходит взаимодействие управляющей и основной струй, называется струйным переключателем. Такой переключатель является основным элементом струйной схемы, подобно транзисторам — основным компонентам электронных схем.

Был разработан проект 4-х канальной САУ положением вала с обратной связью по давлению в зазоре (рис. 4, 5)

Регуляторы располагаются непосредственно на подшипнике, обеспечивая минимизацию запаздывания срабатывания при резких изменениях зазора. Возможно регулирование (компенсация) вибраций роторов в реальном времени.

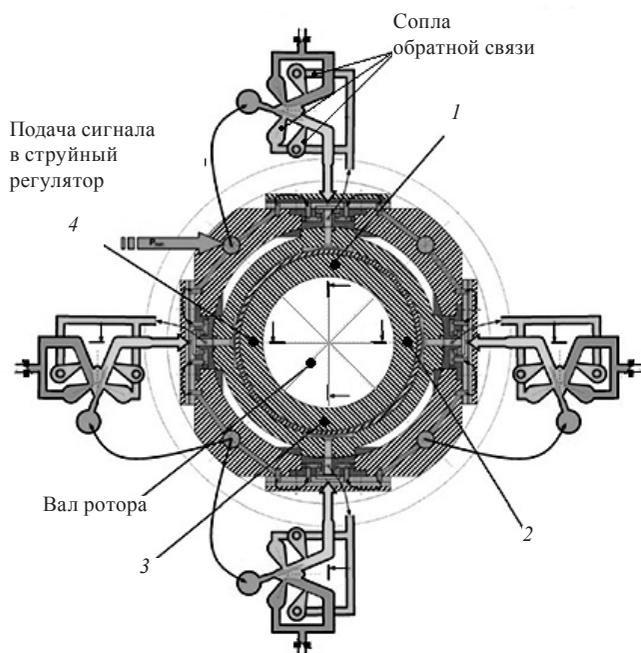


Рис. 4. Схема автоматического регулирования положением вала на основе струйных элементов; 1, 2, 3, 4 — сегменты подшипника

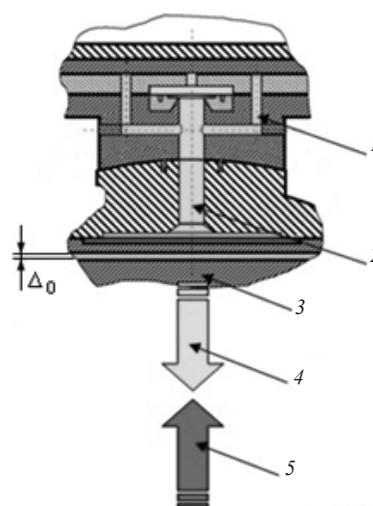


Рис. 5. Мембрана сравнения давлений в зазоре и канале управления сектором подшипника. 1— сегмент подшипника. По этому каналу давление воздуха отбирается в струйный регулятор в сопла обратной связи; 2— сегмент подшипника. По этому каналу давление воздуха поступает от мембраны в радиальный зазор; 3 — вал ротора; 4 — газостатическое усилие; 5 — радиальная составляющая силы на валу ротора ГТД этой конкретной опоры

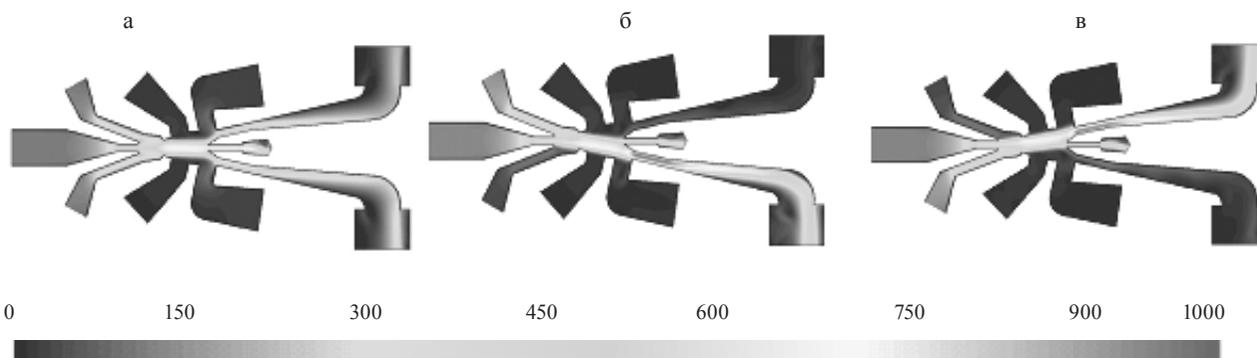


Рис. 6. Течение газа в аналоговом струйном элементе. Этюры скоростей, м/с: а — при отсутствии управляющего сигнала; б — при подачи управляющего сигнала в верхний канал управления; в — при подачи управляющего сигнала в нижний канал управления

В данной принципиальной схеме (рис. 4) реализовано регулирование 4-мя струйными регуляторами, без использования пневматических датчиков измерения величины зазора в управляемом сегменте. Регулирование, заранее заданного зазора  $\Delta_0$  между сегментом, например 1, и валом осуществляется за счет поддержания необходимого уровня давления в зазоре. Это давление обеспечивает струйный регулятор 1 с необходимым быстродействием, при этом противоположный струйный регулятор 3 выполняет обратную функцию в это же время по отношению к струйному регулятору 1. Таким образом, регуляторы 1 и 3, 2 и 4 попарно выполняют автоматическое регулирование зазоров в противоположных сегментах подшипника. Сопла обратной связи предназначены для управления потоком воздуха в управляемый канал подачи командного давления на мембрану. Мембрана сравнения давлений в зазоре и канале управления сектором подшипника показана на рис. 5. По рассогласованию давлений, мембрана

частично перекрывает или добавляет воздуха в зазор из каналов подачи воздуха питания. Газостатическое усилие, возникает в зазоре при изменении давления воздуха в зазоре между валом ротора ГТД и подшипником в конкретном контролируемом сегменте.

Проектирование рабочей области струйных элементов велось с использованием имеющихся в литературе рекомендации, а также результатов расчетов и испытаний модельных струйных пневморегуляторов [11, 12]. Расчет аналогового струйного элемента показан на рис. 6. Видно, что струя прилипает к одной из стенок камеры элемента, при этом расход и давление в одном из выходных каналов увеличивается, а в другом уменьшается.

### Заключение

Применение ВКС позволяет исключить наличие масла в рабочем веществе, что приводит к сокращению

необратимых потерь в процессах теплообмена между рабочим веществом и источниками низкой и высокой температур вследствие интенсификации процессов в испарителе и конденсаторе и снижает газодинамические потери в компрессоре и трубопроводах холодильной машины. Для полного ухода от масляной системы предлагается использовать газостатические подшипники, одним из достоинств которых является возможность использования в качестве смазки компримируемой среды.

Проведенные расчеты сил и реакций в опорных узлах показали, что для разных хладагентов силы в опорных узлах будут существенно различаться. Однако для всех хладагентов характерно, что с увеличением температуры кипения (увеличением давления) эти силы уменьшаются. Силы в опорах винтового компрессора превышают предельные для газостатических подшипников значения грузоподъемности. Поэтому для их применения в винтовых компрессорах необходимо предусмотреть устройства разгружающие подшипниковые узлы от действия радиальных и осевых сил. Уравновесить осевые силы, действующие на роторы винтового компрессора можно применением думмисов или шевронной конструкции винтов компрессора. Для уравновешивания радиальных сил можно использовать разгрузочную камеру. Для обеспечения устойчивости ГСП к внешним воздействиям предложено использовать самоустанавливающиеся вкладыши ГСП в сочетании с 4-х канальной САУ, положением вала с обратной связью по давлению в зазоре, построенную на основе струйной техники.

Перечисленные в статье решения позволяют сделать вывод о технической реализуемости винтовых компрессоров сухого сжатия с ГСП.

### Список литературы

1. Тимофеевский Л. С. Холодильные машины: Учебник. — СПб.: Политехника, 2006. 944 с.
2. Амосов П. К. Винтовые компрессорные машины: Справ. — Л.: Машиностроение, 1977. 254 с.
3. Холодильные компрессоры: Справ. / Под общ. ред. А. В. Быкова. — М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1981. 280 с.
4. Курьлев Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки: Учебник. — Л.: Машиностроение, 1980. 622 с.
5. Носков А. Н. Винтовой компрессор паровой холодильной машины. — СПб.: НИУ ИТМО; 2013. 34 с.
6. Bulat, P. V., Bulat, M. P. Basic Classification of the Gas-Lubricated Bearings // *World Applied Sciences Journal*. 2013, Vol. 28, No. 10, P. 1444–1448.
7. А. С. № 669066. Винтовая машина. В. И. Пекарев, В. А. Пронин, В. И. Ведайко. Заявлено 04.07.77 (21) 2503314/25–06.
8. Усков В. Н., Булат П. В. Об исследовании колебательного движения газового подвеса ротора турбохолодильных и детандерных машин. Часть 1. Постановка задачи. // *Вестник Международной академии холода*. 2012. № 3. с. 3–7.

9. Усков В. Н., Булат П. В. Об исследовании колебательного движения газового подвеса ротора турбохолодильных и детандерных машин. Часть 2. Колебания давления в соплах питающей системы на сверхкритическом режиме работы. // *Вестник Международной академии холода*. 2013. № 1. с. 57–60.
10. Ilina, T. E., Bulat, M. P. Non-stationary Operation Regimes of the Gas Bearings // *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. 2014, Vol. 8, No. 2, P. 215–220.
11. Пронин В. А., Верболюз А. П. Оценка влияния подвижности стенок щелей на протечки компримируемой среды в винтовом однороторном компрессоре (ВКО) // *Вестник Международной академии холода*. 2012. № 1. с. 31–33.
12. Beschastnyh, V. N., Bulat, P. V. Method of sliding bearings static characteristics calculation. // *American Journal of Applied Sciences*. 2014. 11 (11), pp. 1959–1963.

### References

1. Timofeevskii L. S. Refrigerators: Textbook. St. — Petersburg. 2006. 944 p.
2. Amosov P. K. Screw compressor cars. Reference book. Leningrad. 1977. 254 p.
3. Bykov A. V. Refrigerating compressors. Reference book. Moscow. 1981. 280 p.
4. Kurylev E. S., Gerasimov N. A. Refrigeration units. Textbook. Leningrad. 1980. 622 p.
5. Noskov A. N. Screw compressor of the steam refrigerator. St. Petersburg: NIU ITMO. 2013. 34 p.
6. Bulat, P. V., Bulat, M. P. Basic Classification of the Gas-Lubricated Bearings. *World Applied Sciences Journal*. 2013, Vol. 28, No. 10, P. 1444–1448.
7. Copyright certificate. No. 669066. Screw car. V. I. Pekarev, V. A. Pronin, V. I. Vedaiko. It is declared 04.07.77 (21) 2503314/25–06.
8. Uskov V. N., Bulat P. V. Researching oscillatory movement of a gas gimbal in the rotor of turbo-refrigerating and gas expansion machines. Part I. Formulation of the problem. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2012. No 3. p. 3–7.
9. Uskov V. N., Bulat P. V. Researching oscillatory movement of a gas gimbal in the rotor of turbo-refrigerating and gas expansion machines. Part II. Pressure fluctuations in the nozzles of a feeding system operating in a supercritical mode. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 1. p. 57–60.
10. Ilina, T. E., Bulat, M. P. Non-stationary Operation Regimes of the Gas Bearings. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. 2014, Vol. 8, No. 2, P. 215–220.
11. Pronin V. A., Verboloz A. P. Assessing the effect of the mobility of slit walls on leakages of the compressed medium in a single-rotor screw compressor (SRSC). *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2012. No 1. p. 31–33.
12. Beschastnyh, V. N., Bulat, P. V. Method of sliding bearings static characteristics calculation. // *American Journal of Applied Sciences*. 2014. 11 (11), pp. 1959–1963.

Статья поступила в редакцию 07.04.2015