

## ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ АВТОНОМНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В статье рассмотрены различные схемы автономного жидкостного охлаждения цилиндропоршневых групп малорасходных поршневых компрессоров, которые используют для организации перемещения охлаждающей жидкости движущиеся детали цилиндропоршневой группы и колебания давления в нагнетательной и всасывающей линиях компрессора. Дан анализ преимуществ и недостатков каждой схемы.

**Ключевые слова:** энергетика, машиностроение, гидравлика, пневматика, насос, компрессор, ремонт, сервисное обслуживание.

**Введение.** При проектировании поршневых компрессоров непременно производятся конструктивные мероприятия по снижению температуры деталей цилиндропоршневой группы, целью которых является приближение процесса сжатия к изотермическому (повышение экономичности цикла работы машины) и снижение тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой пары. Последнее необходимо для уменьшения тепловых деформаций и повышения ресурса работы деталей клапанной группы и уплотнительных устройств, особенно, если они изготовлены из полимерных композиций, большинство которых не выдерживает работу при температуре более 120–140 °С.

При этом в зависимости от размеров, назначения и производительности машины используют три основных метода охлаждения — **внешнее** (путем обдува оребренных поверхностей цилиндра и клапанной головки атмосферным воздухом), **жидкостное** (за счет движения охлаждающей жидкости в рубашке цилиндра и полостях клапанной головки) и **внутреннее** (путем впрыска смазывающе-охлаждающей жидкости в рабочую полость цилиндра). Иногда применяют и комбинированные схемы.

Самый простой метод охлаждения — внешнее, причем в качестве нагнетателя воздушного потока малорасходных компрессоров, как правило, исполь-

зуют элементы приводного шкива, выполненные в виде лопастей вентилятора, или вентилятора, лопасти которого являются частью муфты, передающей вращение от электродвигателя на коленчатый вал компрессора напрямую.

Учитывая ограничение поверхности внешнего теплообмена размерами цилиндра и клапанной головки, невозможность ее эффективного увеличения за счет удлинения ребер на длину более трех толщин ребра, низкую теплопроводность и теплоемкость воздуха, этот метод нашел применение только в малорасходных, в том числе передвижных («подкатных»), компрессорах.

Внешнее охлаждение является наименее эффективным, однако оно до сих пор применяется не только в малорасходных поршневых компрессорах, но иногда и в компрессорах средней производительности в связи с его очевидной простотой и низкой стоимостью.

Ранее считалось, что малорасходные компрессорные машины являются вспомогательным и периодически (а то и просто редко) работающим оборудованием, т.к. основное пневмоснабжение предприятий осуществлялось крупными стационарными компрессорами. В связи с этим экономичности и ресурсу работы малорасходных машин не уделялось достаточного внимания, и основным

критерием применения являлась их низкая стоимость и высокая мобильность.

Однако диверсификация крупного производства, значительный рост предприятий малого бизнеса, стремление механизировать ручной труд с целью повышения его производительности и конкурентоспособности привели к резкому росту производства малорасходных компрессоров и расширению их номенклатуры. Но при этом их конструктивный облик практически не претерпел изменений, в то время как общее потребление этими машинами электроэнергии многократно возросло.

Самым простым и тривиальным способом организации автономного жидкостного охлаждения компрессора является установка на его раме отдельного жидкостного насоса (шестерного, лопастного, шиберного и т.д.) с отдельным электроприводом, или с приводом от электродвигателя самого компрессора, прокачивающего жидкость по контуру, содержащему бак, теплообменник, рубашку охлаждения.

В отдельных случаях такой «громоздкий» подход может оказаться продуктивным, например, если основной целью модернизации является обеспечение нормального температурного режима работы несмазываемого поршневого уплотнения при переводе работы компрессора на сжатие чистых газов. В этом случае существенное увеличение сложности и массы конструкции компрессора будет вполне оправданно, т.к. компрессоры для сжатия чистых газов стоят намного дороже обычных компрессоров со смазкой.

В связи с изложенным, появляется техническая задача встраивания системы наиболее эффективного жидкостного охлаждения цилиндропоршневой группы в состав малорасходных компрессоров с минимальным усложнением их конструкции и без значительного повышения материалоемкости.

**Общий подход к решению задачи.** Выше уже отмечалось, что основным преимуществом малорасходных поршневых компрессоров является их конструктивная простота, низкая стоимость и высокая мобильность. Последнее, в частности, обеспечивается отсутствием жидкостного охлаждения цилиндропоршневой группы, требующего, как правило, подключения к **стационарному источнику** охлаждающей жидкости. Поэтому разработка системы охлаждения не должна предусматривать наличие такого источника воды, которая чаще всего используется в качестве охлаждающей жидкости в связи с ее высокой теплопроводностью, теплоемкостью и низкой стоимостью.

Вторым условием введения автономной системы жидкостного охлаждения является минимальное изменение конструкции компрессора при его модернизации, не требующее, к тому же, освоения предприятием-изготовителем сложных новых или дорогостоящих технологий, что может повысить стоимость машины настолько, что приведенные затраты на производство с ее помощью сжатого воздуха или других газов станут заметно выше.

Как правило, для перемещения жидкости используются движущиеся **элементы** насосов объемного или динамического действия (поршни, мембраны, крыльчатки, лопасти и т.д.) за исключением специфических методов — например, использование ЭГД-эффекта, магнитопроводных жидкостей и др., — которые в данном случае рассматриваться не будут по причине их относительной уникальности.

Привод этих **элементов** в движение в данном случае может осуществляться движущимися деталями самого компрессора (поршень, шатун, коленчатый вал и его шкив — при наличии такового).

Кроме того, для перемещения жидкости под небольшим перепадом давления, характерным для систем охлаждения, могут быть использованы любые параметры компрессора, имеющие переменное значение, которое возможно трансформировать в перепад давления, перемещающий охлаждающую жидкость. Это такие параметры, как колебание давления в цилиндре, в полостях всасывания и нагнетания, переменная скорость газа во всасывающем и нагнетательном патрубках и даже переменный электрический ток в том случае, если привод компрессора производится от сети переменного тока. В этом случае важен удачный выбор переменного параметра и его преобразование в движение охлаждающей жидкости.

**Подача жидкости с использованием вращения коленчатого вала.** Одним из очевидных способов создания жидкостного напора является использование свободного конца коленчатого вала для привода вращающегося рабочего органа насоса — шиберного, лопастного, импеллерного, шестеренного, типа Рутс и т.д.

На рис. 1 схематично показана конструкция поршневого одноцилиндрового компрессора, в котором свободный конец коленчатого вала выполнен в виде ротора шиберного или импеллерного насоса.

При модернизации самого компрессора, помимо, естественно, цилиндра (он снабжается жидкостной рубашкой) и клапанной головки (в нее встраивается проточная жидкостная полость), производится

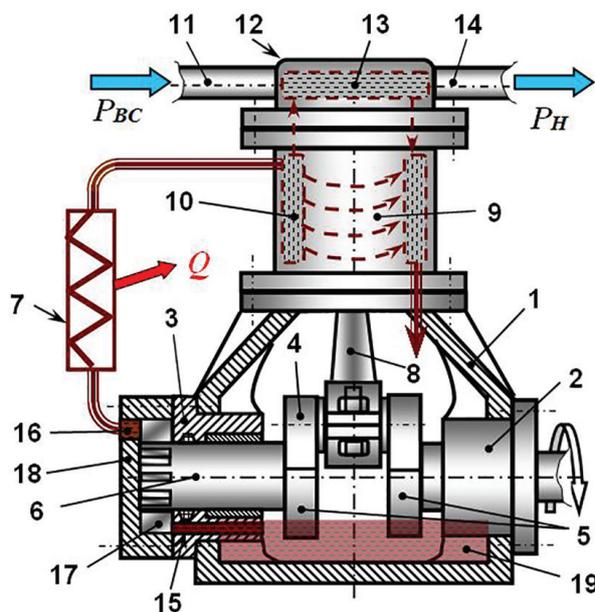


Рис. 1. Схематичное изображение одноступенчатого одноцилиндрового поршневого компрессора с жидкостным автономным рубашечным охлаждением:

1. Картер. 2. Передний подшипниковый уплотнительный узел. 3. Задний подшипниковый уплотнительный узел. 4. Коленчатый вал. 5. Противовес.
6. Свободный конец коленчатого вала. 7. Теплообменник.
8. Шатун. 9. Цилиндр. 10. Рубашка цилиндра.
11. Всасывающий патрубок. 12. Клапанная головка.
13. Жидкостная полость головки.
14. Нагнетательный патрубок.
15. Линия всасывания насоса. 16. Линия нагнетания насоса.
17. Пластины насоса. 18. Крышка насоса. 19. Масло

удлинение свободного конца 6 коленчатого вала 4, в котором изготавливаются пазы для установки пластин 17, а в крышке 18 изготавливается цилиндр насоса. Компрессорная установка также комплектуется теплообменником (радиатором) 7, который может работать как при естественном конвективном теплообмене, так и обдуваться вентилятором с отдельным электроприводом, или вентилятором, совмещенным со шкивом компрессора.

На рис. 1 показана гидравлическая схема охлаждения, в которой теплоносителем является масло, находящееся в картере компрессора. Это наиболее компактный вариант. Однако в качестве охлаждающей может использоваться и другая жидкость, размещенная в отдельном баке, например, вода или незамерзающий раствор типа «Тосол» или «Антифриз», если предполагается работа на открытом воздухе при отрицательных температурах внешней среды. В этом случае нужно уделить определенное внимание уплотнению свободного конца вала 6.

Тип насоса, который устанавливается на свободном конце коленчатого вала 6, зависит от гидравлического сопротивления теплообменника 7 и его подводящих и отводящих трубопроводов, физических свойств жидкости и условий ее работы, требуемого расхода жидкости и частоты вращения коленчатого вала. Так, например, при относительно небольших перепадах давления на насосе и сравнительно большом расходе маловязких жидкостей преимущество следует отдать лопастным и импеллерным насосам, при перепаде давления 2–3 бар и более — шиберным и шестеренным.

Самым простым типом насоса, который может применяться в подобной конструкции, является шнековый насос (рис. 2), который следует использовать (как и лопастной) при частоте вращения коленчатого вала 1000 мин<sup>-1</sup> и более.

При использовании в подобных конструкциях насосов, обеспечивающих перепад давления около

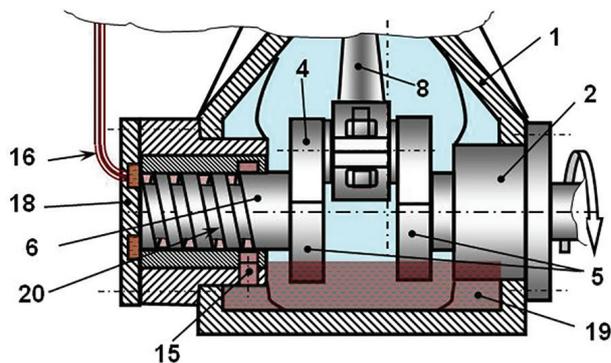


Рис. 2. Нижняя часть поршневого компрессора с автономным охлаждением цилиндра поршневой группы при использовании шнекового насоса для подачи охлаждающей жидкости: 20. Шнек на поверхности свободного конца вала 6 (остальные обозначения см. на рис. 1)

1 бар и более, путем подвода нагнетаемой жидкости через коленчатый вал и шатун к поршню можно организовать и его охлаждение (рис. 3).

При конструировании компрессора с автономным охлаждением можно воспользоваться встраиванием в его состав и серийно выпускающихся насосов, подходящих по своим параметрам к проектируемой системе жидкостного охлаждения. В этом случае важно правильно выбрать или создать дополнительно элемент, передающий движение от коленчатого вала к приводу насоса.

В качестве примера можно привести конструкцию, показанную на рис. 4, где в качестве жидкостного насоса используется бензонасос мембранного типа двигателей автомобилей семейства ВАЗ-2101–2107 [1].

Противовес 7 вместе с надставкой 8 образуют кулачок, действующий на шток 6 бензонасоса 5.

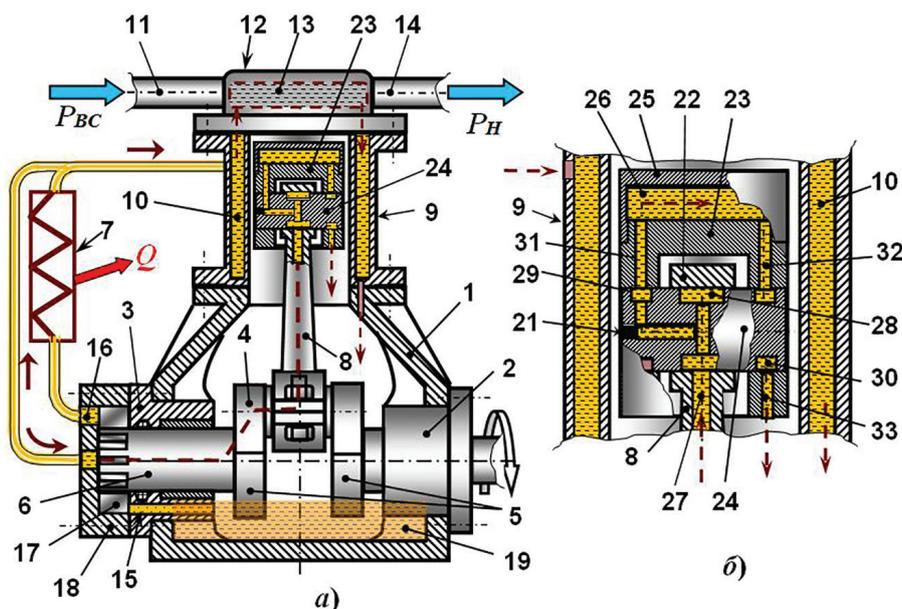


Рис. 3. Схематичное изображение компрессора с жидкостным автономным рубашечным охлаждением (а) и укрупненный разрез цилиндра с охлаждаемым поршнем (б): 21. Заглушка. 22. Верхняя головка шатуна. 23. Тело поршня. 24. Поршневой палец. 25. Крышка (днище поршня). 26. Жидкостная полость. 27. Канал в стержне шатуна. 28. Центральная выточка в пальце. 29, 30. Боковые выточки в пальце. 31, 32. Подводящий и отводящий каналы. 33. Канал слива (остальные обозначения см. на рис. 1 и рис. 2)

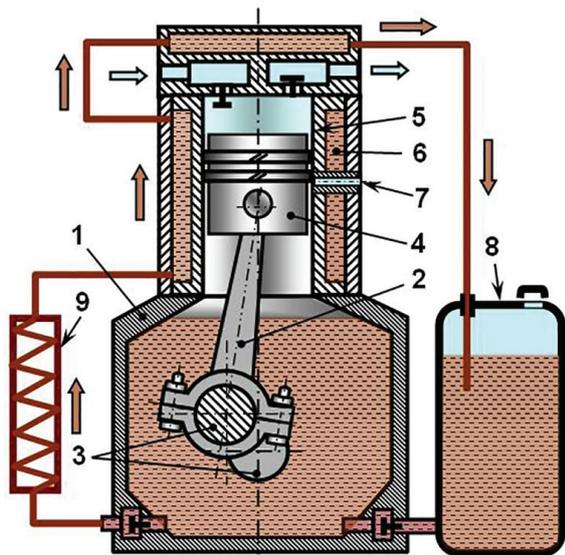


Рис. 4. Схема поршневого компрессора с автономным жидкостным охлаждением цилиндра поршневой группы путем изменения объема подпоршневого пространства:  
1. Картер, частично заполненный смазкой. 2. Шатун. 3. Коленчатый вал. 4. Тронковый поршень. 5. Цилиндр. 6. Жидкостная рубашка цилиндра. 7. Отверстие, выполняющее функцию сапуна. 8. Бак. 9. Теплообменник

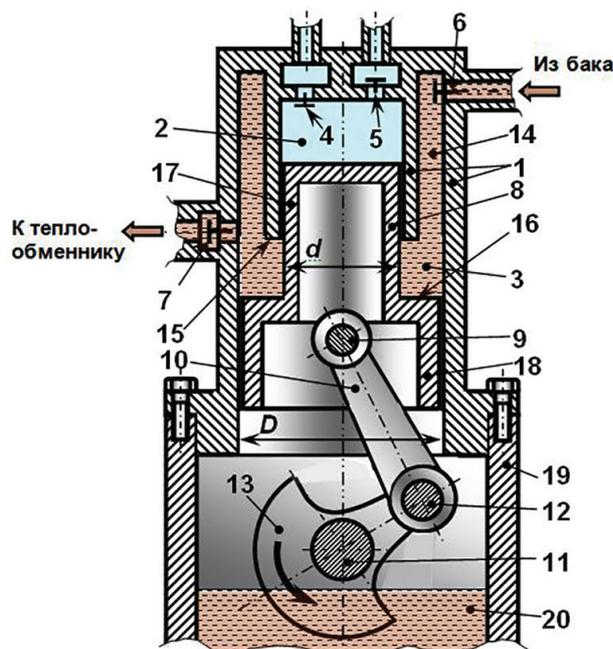


Рис. 5. Схема поршневого компрессора с автономным жидкостным охлаждением цилиндра поршневой группы за счет использования вспомогательной жидкостной полости

Насосы этого типа очень надежны, имеют две мембраны, находящиеся на одном штоке и разделенные проставкой с отверстием. Одна мембрана (рабочая) обращена в сторону перекачиваемой жидкости, другая — в сторону привода и является вспомогательной. В случае потери герметичности основной мембраны насос продолжает работать, а потеки жидкости появляются снаружи проставки, что легко обнаружить во время осмотра и что является сигналом к замене мембраны.

**Подача жидкости с использованием движения поршня.** Для создания системы жидкостного охлаждения компрессора можно воспользоваться возвратно-поступательным движением самого поршня компрессора.

В работе [2], посвященной созданию машин объемного действия нового типа — насос-компрессоров (см. также [3]), — показан пример использования движения тронкового поршня для создания жидкостного напора, который может быть, в том числе, применен только для охлаждения элементов компрессора (рис. 4).

В этой конструкции, по существу, подпоршневое пространство выполняет функцию жидкостного цилиндра, в котором поршень 4, совершая возвратно-поступательное движение, воздействует на жидкость через воздушную подушку. Отверстие 7 необходимо, чтобы при положении поршня в верхней мертвой точке сообщить подпоршневое пространство с атмосферой и стравить излишки воздуха, появившиеся в этом пространстве в связи с его утечками через поршневое уплотнение.

Давление нагнетания жидкости зависит от соотношения объема, описываемого поршнем, и объема подпоршневого пространства, и может составлять до нескольких десятых долей от атмосферного давления.

Достоинством конструкции является ее принципиальная простота и небольшой объем работ

по модернизации обычного поршневого смазываемого компрессора.

К недостаткам следует отнести необходимость хорошей герметизации подпоршневого пространства и потери работы на перемешивание жидкости в картере.

Для охлаждения элементов поршневого компрессора может быть использован и другой вариант насос-компрессора, конструкция которого описана в [4] (см. также рис. 5).

Компрессор содержит цилиндр 1 с газовой 2 и жидкостной 3 полостями, обратные самодействующие клапаны 4 и 5 (всасывающий и нагнетательный газ), 6 и 7 (всасывающий и нагнетательный жидкостные клапаны).

Поршень 8 выполнен тронковым и соединен пальцем 9 с механизмом привода, содержащим шатун 10, коленчатый вал 11 с кривошипом 12 и противовесом 13.

Цилиндр имеет рубашку охлаждения 14, объем которой расположен между всасывающим 6 и нагнетательным 7 жидкостными клапанами.

Жидкостная полость 3 образована с помощью ступеньки 15 в нижней части цилиндра 1, а поршень снабжен ответной ступенькой 16 между своей головной частью 17 и юбкой 18.

Цилиндр 1 установлен на картере 19, который частично заполнен жидкой смазкой 20.

При ходе сжатия-нагнетания газа поршень 8 движется вверх из нижней мертвой точки (НМТ) в верхнюю мертвую точку (ВМТ). При этом происходит уменьшение объема полостей 2 и 3 и сжатие жидкости в полости 3 и рубашке 14. Клапаны 4, 5 и 6 закрыты. После того, как давление жидкости превысит гидравлическое сопротивление системы охлаждения, открывается клапан 7, и жидкость из полости 3 нагнетается через него в направлении теплообменника (показано стрелкой). При достижении давления газа в полости 2 выше давления

нагнетания, открывается клапан 5, и газ поступает потребителю.

При ходе всасывания газа (поршень движется от ВМТ к НМТ) объем полости 2 увеличивается, в ней возникает разрежение, в связи с чем клапан 5 закрывается и открывается клапан 4, газ из линии всасывания поступает в полость 2. При этом давление жидкости в полости 3 и в рубашке 14 также падает, клапан 7 закрывается, а клапан 6 открывается, и охлажденная жидкость начинает поступать в полость 3, протекая через рубашку 14 и отнимая от стенок цилиндра 1 теплоту, выделившуюся при сжатии газа и перешедшую в тело стенок в результате теплообмена.

Производительность по жидкости в таком варианте системы охлаждения компрессора определяется ходом поршня и разностью его диаметров  $d$  и  $D$  и может быть достаточно большой, чтобы существенно охладить детали цилиндропоршневой группы. Достоинством такой конструкции является также тот факт, что поршень может не иметь уплотнительных колец и, соответственно, — нет потерь на трение в поршневом уплотнении, т.к. здесь можно добиться стабильно малых рабочих щелевых зазоров между поршнем и цилиндром в связи с их хорошим охлаждением. Кроме того, сжатие газа и жидкости происходит одновременно, и полость 3 может выполнять функции гидрозатвора.

Недостатком конструкции является необходимость использовать для охлаждения цилиндра и поршня только масло, идентичное залитому в картер для смазки подшипников коленчатого вала.

В том случае, если компрессор имеет «сухой» картер, т.е. предназначен для сжатия чистых газов, в которых, по крайней мере, не допускается присутствия масел и их паров, совместить систему жидкостного охлаждения цилиндра и тронкового поршня чрезвычайно сложно. А между тем, как правило, уплотнение поршня в таких конструкциях производят кольцами, изготовленными из самосмазывающихся материалов, преимущественно на основе политетрафторэтилена (торговое название «Тefлон»), рабочая температура которого не должна превышать 120–140 °С [5–8 и др.].

В этом случае можно воспользоваться опытом двигателестроения (см., например, [9]), использу-

ющим для охлаждения деталей ДВС легкоплавкие металлы и сплавы с высокой теплопроводностью на основе натрия, калия и цезия с температурой плавления 70–100 °С. С этой же целью также может быть применен сплав Вуда с температурой плавления 68 °С. Если первые имеют низкую плотность, близкую к плотности воды, то сплав Вуда имеет удельную плотность, близкую к 10 г/см<sup>3</sup> (плотность стали — 7,8 г/см<sup>3</sup>). В принципе, возможно также применение в качестве жидкого теплоносителя ртути, но это нецелесообразно из соображений экологической безопасности.

Автономная система охлаждения поршня с применением вышеуказанных материалов может иметь разные конструктивные воплощения, четыре из возможных показаны на рис. 6.

Некоторое свободное пространство над уровнем теплопроводного вещества необходимо как для компенсации его расширения при нагревании, так и для обеспечения хаотичного движения («расплескивания») жидкости во внутреннем объеме поршня силами инерции, возникающими при возвратно-поступательном движении последнего.

Использование сплава Вуда возможно только в варианте *a*, т.к. это вещество обладает очень большой плотностью (см. выше). Реализация вариантов *в* и *г* ограничена в основном размерами поршня, вместо обратных клапанов 8 могут быть применены гидродиоды [10, 11 и др.].

При использовании обычной дистиллированной воды и различных водных и водноспиртовых растворов следует обратить особое внимание на герметичность внутренней полости поршня, т.к. вода имеет низкую вязкость, и даже ее малейшая утечка может привести к падению давления во внутренней полости поршня, вскипанию воды, утечке ее паров с постепенной ее полной утратой.

Желательно при реализации данной конструкции максимально увеличивать поверхность юбки поршня, обращенную в сторону картера, за счет изготовления на ней регулярных неровностей типа ребер, а также позаботиться о хорошей вентиляции картера компрессора.

**Использование электрической сети питания двигателя компрессора.** Подавляющее большинство компрессоров малой производительности

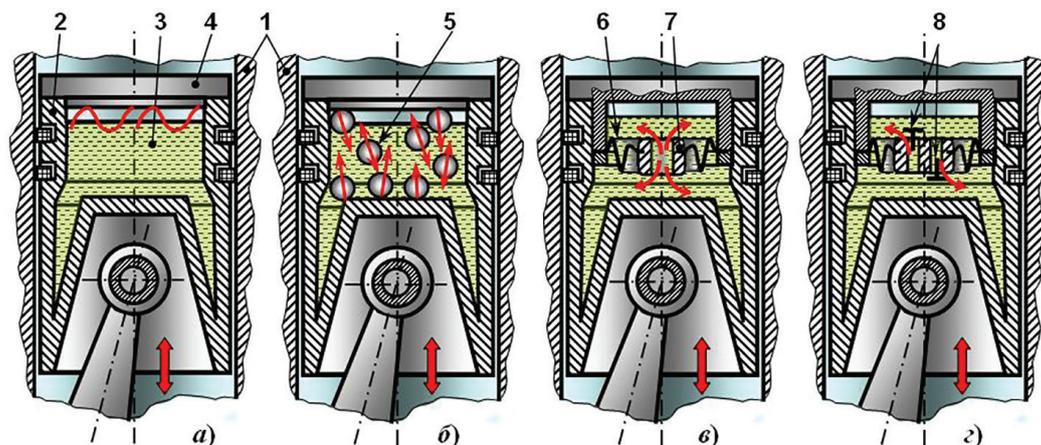


Рис. 6. Некоторые варианты возможных схем автономного охлаждения поршня за счет его возвратно-поступательного движения: а — свободные колебания жидкости, б — активация перемешивания жидкости за счет массивных шариков, в — активация перемешивания за счет массивной втулки, закрепленной на гибкой мембране, г — организация направленного движения жидкости обратными клапанами; 1. Цилиндр. 2. Поршень. 3. Теплопроводное вещество. 4. Заглушка. 5. Массивные шарики. 6. Гибкая мембрана. 7. Массивная втулка. 8. Обратные клапаны

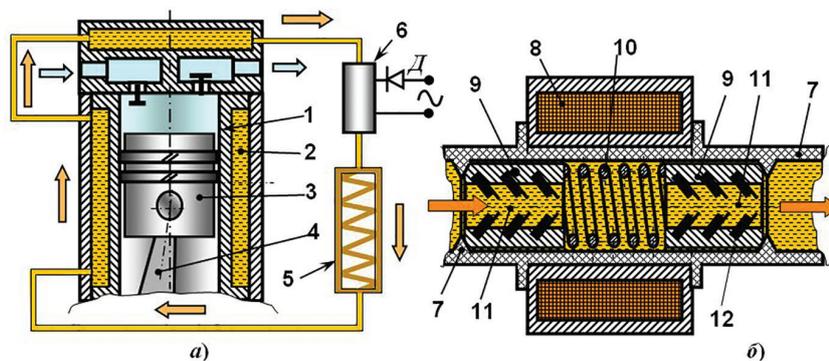


Рис. 7. Схема поршневого компрессора с автономной системой охлаждения и насосом с электромагнитным приводом: *а* — общая схема, *б* — схема продольного сечения насоса в «исходном» положении:  
 1. Цилиндр. 2. Рубашка охлаждения. 3. Поршень. 4. Шатун. 5. Теплообменник. 6. Электромагнитный насос. 7. Трубопровод из немагнитного материала. 8. Обмотка электромагнита. 9. Втулки из высококоэрцитивного магнитного материала. 10. Пружина сжатия. 11. Жидкость. 12. Пластина блока гидродиодов. Д — электрический диод

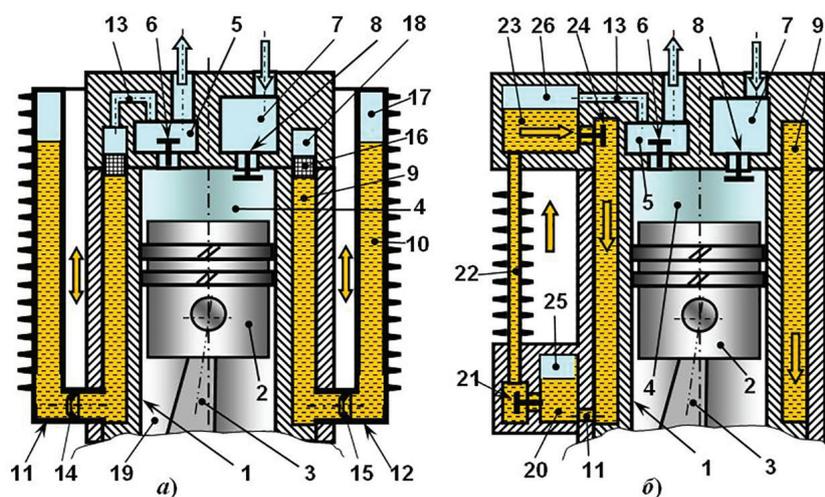


Рис. 8. Схема поршневого компрессора с автономной системой охлаждения, работающей за счет колебания в нагнетательной полости:  
 1. Цилиндр. 2. Поршень. 3. Шатун. 4. Рабочая полость цилиндра. 5. Полость нагнетания. 6. Нагнетательный клапан. 7. Полость всасывания. 8. Всасывающий клапан. 9. Рубашка охлаждения. 10. Кольцевая рубашка с ребрами охлаждения. 11, 12, 13. Каналы. 14, 15. Блоки гидродиодов. 16. Поплавок-ограничитель. 17. Воздушная часть кольцевой рубашки. 18. Воздушная часть рубашки охлаждения. 19. Полость картера. 20. Источник жидкости (нижняя полость). 21, 24. Обратный клапан. 22. Теплообменник. 23. Буферная емкость. 25, 26. Слой газа

работают с применением асинхронных электродвигателей переменного тока с частотой питающей сети 50 Гц. В этом случае можно использовать для охлаждения встроенные в трубопроводы простейшие насосы с электромагнитным приводом, рабочие органы которых герметично установлены в трубопроводы системы [12] (рис. 7).

В цепи питания электромагнита переменным током установлен диод *Д*, в связи с чем на обмотку 8 подаются полупериодные импульсы тока, направленного в одну сторону, с промышленной частотой.

При прохождении синусоидального импульса тока обмотка 8 создает магнитное поле, втягивающее втулки 9 из «исходного» положения к центру обмотки. При этом блок левых (по рис. 7) гидродиодов «проталкивает» жидкость вправо, а блок правых гидродиодов не оказывает возникшему потоку жидкости существенного гидравлического сопро-

тивления, пружина 10 сжимается, запасая потенциальную энергию.

По окончании импульса тока в связи с наличием диода *Д* в цепи питания обмотки 8 возникает «пауза», длящаяся половину периода, в течение которой пружина 10 «расталкивает» втулки 9 в «исходное» положение, показанное на рис. 7. Теперь блок правых гидродиодов толкает жидкость вправо, а блок левых гидродиодов практически не оказывает потоку гидравлическое сопротивление.

Подобная конструкция насоса с механическим приводом подробно исследована в работе [13].

**Подача жидкости за счет колебания давления во всасывающей и нагнетательной магистрали компрессора.** В связи с тем, что поршневые компрессоры являются машинами периодического действия, в их всасывающих и нагнетательных магистралях происходят колебания давления и скорости газа.

Эти колебания являются отрицательными и снижают производительность и КПД компрессоров, т.к. на их образование затрачивается энергия, подводимая к машине, и ухудшаются процессы наполнения и опорожнения цилиндра.

При стационарном режиме работы компрессора эти явления можно частично обратить на пользу, оптимизируя объемы полостей и коммуникаций таким образом, что в процессе всасывания во всасывающей полости давление повышается хотя бы до уровня давления всасывания (например, до атмосферного давления), а при нагнетании в нагнетательной полости максимально снижается.

Однако малорасходные компрессоры практически всегда работают на переходных режимах с регулированием производительности путем включения и выключения привода, и в зависимости от размеров ресивера, который по понятным причинам не может быть очень большим, давление нагнетания в процессе работы с учетом точности срабатывания реле предельного давления колеблется в пределах от 0,5 до 1,0 бар. Поэтому максимум, что предпринимают производители таких компрессоров, — это установка в конструкциях двухцилиндровых одноступенчатых машин на совмещенной для обоих цилиндров линии нагнетания промежуточного ресивера небольшого объема для гашения колебаний в нагнетательной линии.

Поскольку процесс колебания давления в малорасходных компрессорах так или иначе имеет место, его можно применить для организации движения охлаждающей жидкости, используя перепад давления, который создают эти колебания.

На рис. 8 показан один из простейших вариантов использования колебаний давления в нагнетательной полости компрессора для организации движения жидкости в рубашке цилиндра (см. также [14]).

При неподвижном поршне (компрессор «стоит», рис. 7а) и отсутствии избыточного (по сравнению с источником газа, например, атмосферой) давления в полости нагнетания 5 жидкость в рубашке 10 находится на одном уровне с жидкостью в рубашке 9.

При возвратно-поступательном движении поршня 2 газ всасывается через полость 7 и клапан 8 в рабочую полость 4, сжимается в ней и нагнетается через клапан 6 и полость 5 потребителю. Давление потребителя постепенно повышается, что приводит к увеличению среднего давления в полости 5, которое через канал 13 попадает в слой воздуха 18, его давление повышается до давления нагнетания, и жидкость в рубашке 9 через канал 11 поступает в рубашку 10, поднимая в ней уровень до тех пор, пока не сравняются давления газа в слое 18 и в сжимающемся слое 17.

Во время хода поршня вниз (процесс всасывания, клапан 8 открыт) давление в полости 5, канале 13 и слое 18 стабилизируются и становятся равными давлению потребителя газа.

При ходе сжатия (поршень идет вверх), когда давление в полости 4 достигает давления потребителя газа, клапан 6 открывается, начинается процесс нагнетания, и газ через полость 5 попадает потребителю.

В связи с неизбежным наличием гидравлического сопротивления линии нагнетания, по которой газ доходит до потребителя, давление в полости 5 в течение процесса нагнетания поднимается выше давления потребителя. Это повышенное давление по каналу 13 попадает в слой 18, давление в нем по-

вышается сверх давления потребителя, и жидкость в рубашке 9 движется вниз, поднимая жидкость в рубашке 10 до тех пор, пока давления слоев 18 и 17 не сравняются между собой.

По окончании процесса нагнетания, когда поршень 2 проходит верхнюю мертвую точку, клапан 6 закрывается, начинается процесс всасывания с открытым клапаном 8. В течение всего этого процесса происходит вновь стабилизация давления в слое 18, канале 13 и полости 5 до давления потребителя, т.к. они соединены друг с другом, а во время всего процесса всасывания движения газа в них отсутствует. При этом в перечисленных элементах конструкции происходит понижение давления до давления потребителя, в то время как в слое 17 осталось более высокое давление, под действием которого жидкость в рубашке 10 движется вниз, а в рубашке 9 — вверх. Затем цикл повторяется.

Кроме того, в связи с наличием гидродиюдов 14 и 15, которые имеют разные по направлению гидравлические сопротивления (при движении жидкости от основания конуса к его вершине оно меньше и наоборот), при подъеме жидкости в рубашке 9 ее в эту рубашку будет поступать больше через втулку 15, чем через втулку 14, а при опускании жидкости ее из рубашки 9 будет больше сливаться вниз через втулку 14, чем через втулку 15, из-за чего кроме движения жидкости в рубашке 9 «вверх-вниз», будет совершаться дополнительно круговое движение жидкости из правой части рубашки 9 (по рисунку) в ее левую часть и наоборот. Соответственно, в рубашке 10 жидкость будет перетекать из левой части в правую при истечении жидкости из рубашки 9, и, наоборот, — при течении жидкости в рубашку 9.

Таким образом, в данной конструкции в течение каждого полного цикла (за один двойной ход поршня) жидкость в рубашках 9 и 10 совершает возвратно-поступательное и круговое движение, которое существенно повышает коэффициент теплопередачи от сжатого газа через стенку цилиндра 1 и далее через жидкость и стенки рубашек 9 и 10 в окружающую среду, чему способствуют также ребра охлаждения рубашки 10.

Принцип работы конструкции, изображенной на рис. 8б, аналогичен вышеописанному.

В процессе нагнетания газа при повышении давления в полости 5 выше давления потребителя газа, это давление через канал 13 передается в слой газа 26, который через клапан 24 выдавливает жидкость из полости 23 в рубашку 9. Жидкость движется вокруг стенок цилиндра 1 вниз, и через канал 11 попадает в емкость 20, сжимая слой газа 25, и не имеет возможность пройти через клапан 21, т.к. за ним в теплообменнике 22 жидкость находится под давлением слоя газа 26.

По окончании процесса нагнетания давление в полости 5, канале 13 и слое газа 26 стабилизируется и становится равным давлению потребителя газа. Давление слоя газа 25, которое выше давления потребителя газа, выдавливает жидкость из емкости 20 через клапан 21, теплообменник 22, где она отдает теплоту, отнятую у поверхности цилиндра 1, в полость 23. Этот процесс продолжается до тех пор, пока давление в слое газа 25 не станет равным давлению слоя газа 26, который равен давлению потребителя газа.

То есть в данной конструкции осуществляется однонаправленное прерывистое движение охлаждающей жидкости по замкнутому кольцу, во время которого жидкость отводит теплоту от сжимаемого

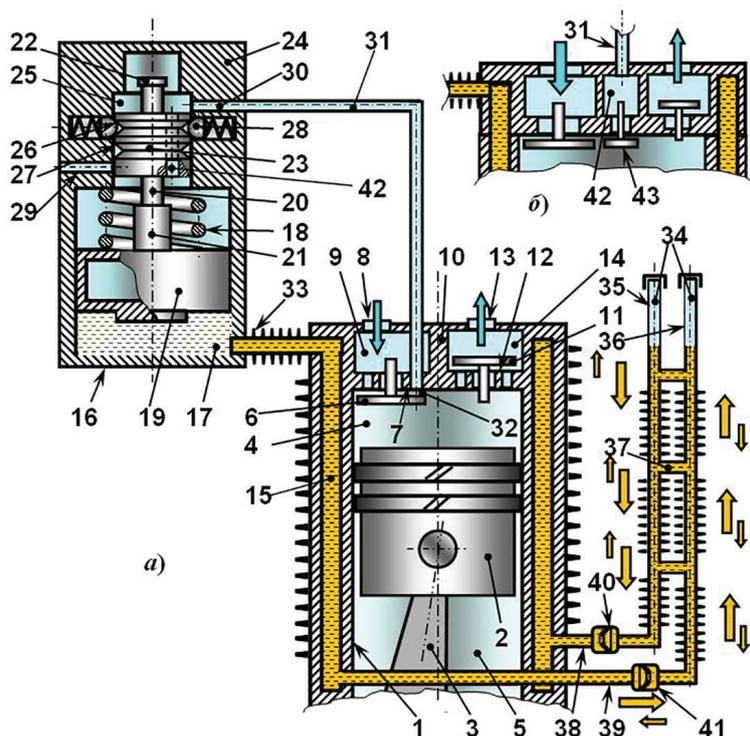


Рис. 9. Пример схемы компрессора с охлаждением за счет использования колебаний давления на всасывании: а — с подводом разрежения газа из зазора между клапанной плитой и пластиной всасывающего клапана; б — с использованием отдельного обратного клапана

газа, передавая ее в окружающую среду через теплообменник, снижая температуру деталей цилиндропоршневой группы и повышая КПД цикла компрессора.

Описанный принцип может быть использован и при организации движения охлаждающей жидкости за счет колебания давления газа во всасывающей магистрали или даже в цилиндре самого компрессора. На рис. 9 показан пример схемы одного из возможных вариантов использования этого принципа [15].

Поршневой компрессор (рис. 9а) содержит цилиндр 1, поршень 2 со штоком 3, камеру сжатия 4. Всасывающий клапан с запорным элементом 6 и седлом 7, соединяет линию всасывания 8 с камерой сжатия 4 через полость всасывания 9, размещенную в клапанной коробке 10. Там же установлен нагнетательный клапан с запорным элементом 11 и седлом 12, соединяющий линию нагнетания 13 с камерой сжатия 4 через полость нагнетания 14.

Цилиндр 1 содержит рубашку 15 охлаждения, соединенную с источником охлаждающей жидкости 16, который выполнен в виде поплавковой камеры 17. В этой камере установлен подпружиненный пружиной 18 пустотелый поплавок 19, который жестко соединен со штоком 20 с выступами 21 и 22, которые воздействуют на подвижный элемент 23 золотника 24 и управляют его положением.

Подвижный элемент 23 имеет возможность перемещаться вдоль оси в цилиндре 25 и имеет две проточки 26 и 27, которые необходимы для его фиксации в двух положениях с помощью подпружиненных фиксаторов 28.

Один выход 29 золотника 24 соединен с окружающей средой (атмосферой), а другой 30 — с камерой сжатия 4 через канал 31 и пространство (щель) 32 между запорным элементом 6 всасывающего

клапана и его седлом 7 при открытом положении клапана.

Поплавковая камера 17 своей нижней частью соединена каналом 33 с верхней частью рубашки 15 охлаждения, а теплообменник 34 имеет два оребренных канала 35 и 36, соединенные между собой трубами 37 и с нижней частью рубашки 15 охлаждения каналами 38 и 39. В обоих этих каналах установлены группы разнонаправленных гидродиодов 40 и 41.

Отверстия 42 в подвижном элементе 23 соединяют между собой верхнюю и нижнюю полости цилиндра 25.

На рис. 9б изображена клапанная коробка компрессора, в котором выход 30 золотника 16 соединен с камерой сжатия 4 через канал 31, дополнительную полость всасывания 42 и через дополнительный всасывающий клапан 43.

Схема работает следующим образом.

При возвратно-поступательном движении поршня 2 воздух из линии всасывания 8 через полость 9 всасывается через открытый клапан 6 в камеру сжатия 4, сжимается в ней при закрытых клапанах 6 и 11 и нагнетается потребителю через открытый клапан 11, полость 14 и линию нагнетания 13.

При ходе поршня 2 вниз в камере 4 создается разрежение, и под действием возникшего перепада давления между атмосферой (линия всасывания 8, полость 9) и камерой 4 клапан 6 открывается на некоторую величину. При этом между тарелкой клапана 6 и седлом 7 образуется щель 32, через которую воздух идет с большой скоростью. В соответствии с уравнением Бернулли статическое давление в щели 32 становится намного меньше атмосферного давления, и воздух начинает «подсасываться» через канал 31 и выход 30 из цилиндра 25, в связи с чем давление в этом цилиндре падает как над

подвижным элементом 23 золотника 24, так и, благодаря наличию отверстий 42, в пространстве над поплавком 19.

В то же время давление жидкости под поплавком в камере 17 равно атмосферному, т.к. она соединена через канал 33, рубашку 15 и каналы 38 и 39 с оребренными каналами 36 и 36 теплообменника 34, который открыт в атмосферу.

В связи с появлением перепада давления на поплавке 19 (снизу больше, сверху меньше) он начинает двигаться вверх, всасывая жидкость в камеру 17 из каналов 35 и 36 через каналы 38 и 39.

В связи с тем, что диодность группы диодов 40 направлена против потока жидкости, этот поток тормозится. В то же время диодность группы диодов 41 направлена попутно потоку, и они не оказывают заметного влияния на расход жидкости через канал 39. Поэтому расход жидкости в сторону рубашки 15 через канал 38 меньше, чем через канал 39, и для сохранения уровня жидкости в каналах 35 и 36 жидкость по трубкам 37 частично перетекает из канала 35 в канал 36.

Таким образом, пока клапан 6 открыт (поршень 2 идет вниз), совершается подъем жидкости в полости 17, ее движение по рубашке 15 и истечение жидкости из каналов 35 и 36 теплообменника 34 с одновременным перетеканием жидкости из канала 35 в канал 36.

При ходе поршня 2 вверх давление в камере 2 становится больше атмосферного, и клапан 6 закрывается, начинается сжатие воздуха в камере 4.

При закрытом клапане 6 поднятие жидкости в полости 17 останавливается, т.к. усилие пружины 18 и вес поплавка 19 противодействуют образовавшемуся в результате хода всасывания перепаду давления на поплавке 19.

В процессе сжатия при дальнейшем ходе поршня 2 вверх давление воздуха в камере 4 становится равным давлению нагнетания, и клапан 11 открывается, перепуская сжатый воздух через полость 14 и линию нагнетания 13 в направлении потребителя сжатого воздуха. Этот процесс длится до тех пор, пока поршень 2 не достигнет крайнего верхнего положения — верхней мертвой точки, после чего клапан 11 закрывается, и поршень 2 снова движется вниз.

При движении поршня вниз повторяется процесс всасывания с дальнейшим понижением давления в цилиндре 25.

Затем цикл повторяется, поплавков 19 постепенно от цикла к циклу движется вверх, перекачивая жидкость из теплообменника 34 и рубашку 15 в полость 17.

Такая работа гидропневматической системы продолжается до тех пор, пока поплавков 19 не поднимется настолько, что выступ 21 штока 20 не упрется в нижний торец подвижного элемента 23, и подъемная сила поплавка 19 не окажется достаточной, чтобы «сорвать» элемент 23 с фиксаторов 28, в результате чего элемент 23 переходит из положения, определяемого положением проточки 27, в положение, определяемое проточкой 26. При этом элемент 23 открывает выход 29, соединенный с атмосферой, в результате чего воздух с атмосферным давлением очень быстро проникает в полость цилиндра 25, и в канале 31 устанавливается атмосферное давление.

Теперь при осуществлении процесса всасывания, когда клапан 6 открыт, в щель 32 попадает атмосферный воздух, и воздействие пониженного

давления в этой щели не оказывает никакого влияния на работу источника жидкости 16.

В то же время под действием силы сжатой пружины 21 и веса поплавка жидкость из камеры 17 вытесняется через канал 33 назад в рубашку 15, и из нее по каналам 38 и 39 истекает в каналы 35 и 36. Причем гидравлическое сопротивление канала 39 протеканию по нему жидкости больше (группа диодов 41 тормозит поток), а гидравлическое сопротивление канала 38 меньше (группа диодов 40 практически не оказывает тормозящего действия), в связи с чем в канал 35 попадает больше жидкости, чем в канал 36. И снова для поддержания одинакового уровня жидкость перетекает из одного канала в другой по трубкам 37, но теперь — в обратном направлении — из канала 35 в канал 34.

Вытеснение жидкости из полости 17 при движении поплавка 19 вниз происходит до тех пор, пока выступ 22 не упрется в торец элемента 23. В результате этого под действием веса поплавка и усилия пружины 21 произойдет «срыв» элемента 23 с фиксаторов 28 и переход его снова в нижнее положение, при котором выход 29 отсекается от атмосферы.

Затем процесс повторяется.

Таким образом, при возвратно-поступательном движении поршня 2 периодически происходит движение жидкости из теплообменника 34 через рубашку 15 в полость 17 и обратно при одновременном перемешивании жидкости в каналах 35 и 36 теплообменника 34. Это позволяет интенсифицировать отвод теплоты сжатия, которая поступает от сжимаемого воздуха к стенкам камеры сжатия 4, и передать ее стенкам и ребрам теплообменника 34, откуда она отводится в окружающую среду за счет естественной или принудительной конвекции (с использованием вентилятора, который на рисунке не показан) в окружающую среду.

В источнике [15] показаны также технические решения применения колебаний давления на всасывании и нагнетании для прокачки охлаждающей жидкости через рубашку цилиндра при управлении потоками с помощью электромагнитных устройств.

Работоспособность и положительные результаты использования колебаний давления на всасывании и нагнетании поршневых малорасходных компрессоров весьма полно показаны в работах [16, 17].

**Подача жидкости за счет колебания скорости во всасывающей и нагнетательной магистрали компрессора.** Пример использования колебания скорости газа во всасывающем трубопроводе показан на рис. 10 [18].

В процессе всасывания (поршень 3 идет вниз) при открытом всасывающем клапане, в полости 7 и магистрали 13 возникает поток газа, движущийся в рабочую полость 8, с давлением, близким к давлению источника газа (например, с атмосферным давлением). В сужении 12 скорость потока возрастает, а его давление падает до величины, определяемой отношением площадей участка 12 и 13.

В процессе нагнетания, когда этот поток газа останавливается, его давление в сужении 12 восстанавливается до давления источника газа.

Таким образом, в полости над мембраной 14, которая соединена с сужением 12, в течение каждого рабочего цикла компрессора давление газа изменяется, что приводит мембрану, или соединенный с ней плунжер 16, в возвратно-поступательное движение, к срабатыванию клапанов 9 и перекачиванию жидкости по замкнутому контуру через рубашку 4.

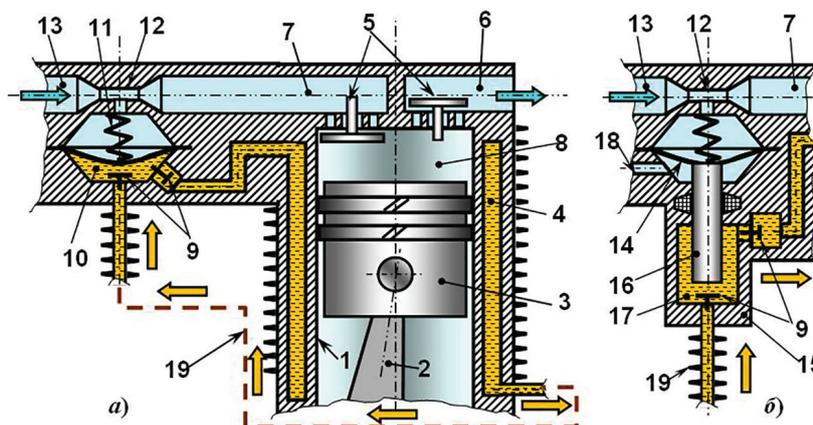


Рис. 10. Схема охлаждения цилиндра компрессора за счет колебания давления на всасывании: а — с мембранным насосом; б — с плунжерным насосом:  
 1. Цилиндр. 2. Шатун. 3. Поршень. 4. Жидкостная рубашка. 5. Обратные клапаны.  
 6. Пोलость нагнетания. 7. Полость всасывания. 8. Рабочая полость.  
 9. Обратные клапаны. 10. Мембранный насос. 11. Пружина. 12. Сужение.  
 13. Всасывающая магистраль. 14. Мембрана. 15. Цилиндр насоса. 16. Плунжер.  
 17. Охлаждающая жидкость. 18. Сапун. 19. Обратный трубопровод с теплообменником

Отличительной особенностью таких устройств является полное герметичное разделение рабочего газа и охлаждающей жидкости. Другой вариант использования колебаний газа во всасывающем трубопроводе продемонстрирован в конструкции [19].

На обратном трубопроводе 19 может быть установлен жидкостный бак.

Аналогичные устройства могут быть установлены и на нагнетательном трубопроводе.

**Заключение.** Охлаждение цилиндропоршневой группы компрессора является неперенным условием экономичности его цикла и достаточно высокого ресурса работы машины, особенно в бесшмазочном исполнении. В данной статье показаны возможные варианты создания автономных систем эффективного жидкостного охлаждения, не требующих наличия жидкости, поступающей из внешней сети.

Это особенно важно для передвижных компрессорных машин малой и средней производительности. Основные принципы построения таких систем, требующих научного обоснования и экспериментальной проверки, прошли положительную апробацию. Все это дает возможность их внедрения в промышленные образцы.

#### Библиографический список

1. Шувалов Н. П. Автомобиль «Жигули». М.: ДОСААФ, 1972. 320 с.
2. Щерба В. Е., Болштынский А. П., Шалай В. В., Ходорева Е. В. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. М.: Машиностроение, 2013. 388 с.
3. Пат. 125635 Российская Федерация, МПК F 04 В 19/06. Поршневой насос-компрессор / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Кужбанов А. К., Нестеренко Г. А. № 2012140810/06; заявл. 24.09.12; опубл. 10.03.13, Бюл. № 3.
4. Пат. 2600214 Российская Федерация, МПК F 04 В 53/14, F 04 В 31/00. Гибридная машина объемного действия с лабиринтным уплотнением / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Кондюрин А. Ю., Лысенко Е. А. № 2015116963/06; заявл. 05.05.15; опубл. 20.10.16, Бюл. № 29.
5. Зиновьев Е. В., Левин А. Л., Бородулин М. М. Полимеры в узлах трения машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 208 с.

6. Новиков И. И., Захаренко В. П., Ландо Б. С. Бесшмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л.: Машиностроение, 1981. 238 с.

7. Болштынский А. П., Белый В. Д., Дорошевич С. Э. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. 412 с.

8. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений в создании поршневых компрессоров: дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2001. 341 с.

9. Чайнов Н. Д., Иващенко Н. А., Краснокупский А. Н. [и др.]. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 2008. 504 с.

10. Пат. 2593919 Российская Федерация, МПК G 05 D 7/01. Гидравлический или пневматический диод / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Носов Е. Ю., Кайгородов С. Ю. № 2015112264/28; заявл. 03.04.15; опубл. 10.08.16. Бюл. № 22.

11. Пат. 2592955 Российская Федерация, МПК F 04 В 19/06. Поршневая гибридная машина объемного действия / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Кайгородов С. Ю. № 2015107366/06; заявл. 03.03.15; опубл. 27.07.16. Бюл. № 21.

12. Пат. 2578757 Российская Федерация, МПК F 04 В 17/04. Жидкостный насос с электромагнитным приводом / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Кайгородов С. Ю., Носов Е. Ю. № 2015109349/06; заявл. 17.03.15; опубл. 27.03.16. Бюл. № 9.

13. Носов Е. Ю. Повышение эффективности работы гидропневматических агрегатов с катящимся ротором: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. 180 с.

14. Пат. 2578748 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/06. Поршневой компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Щерба В. Е., Лобов И. Э., Болштынский А. П. [и др.]. № 2015105837/06; заявл. 19.02.15; опубл. 27.03.16. Бюл. № 9.

15. Пат. 2600215 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/06. Поршневой компрессор с автономным охлаждением цилиндра / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Григорьев А. В., Лобов И. Э. [и др.]. № 2015116408/06; заявл. 29.04.15; опубл. 20.10.16. Бюл. № 29.

16. Лобов И. Э. Разработка и исследование поршневой энергетической машины объемного действия на основе колебаний давления в линии нагнетания: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 190 с.

17. Труханова Д. А. Разработка и исследование поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с газовым объемом на всасывании: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 200 с.

18. Пат. 2594040 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/06. Поршневая машина с индивидуальным жидкостным охлаждением / Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кузеева Л. А. [и др.]. № 2015114520/06; заявл. 17.04.15; опубл. 10.08.16. Бюл. № 22.

19. Пат. 2594389 Российская Федерация, МПК МПК F 04 В39/06. Поршневая машина с индивидуальной системой охлаждения / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Григорьев А. В. [и др.]. №. 2015116559/06; заявл. 29.04.15; опубл. 20.08.16.

**БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

SPIN-код: 8021-6838

AuthorID (РИНЦ): 104558

AuthorID (SCOPUS): 6507251402

**ЩЕРБА Виктор Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

SPIN-код: 6637-4059

AuthorID (РИНЦ): 518325

AuthorID (SCOPUS): 57191240901

ResearcherID: D-5093-2014

**СУРИКОВ Валерий Иванович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Физика» ОмГТУ.

SPIN-код: 7522-3542

AuthorID (РИНЦ): 174970

ORCID: 0000-0003-1146-0478

AuthorID (SCOPUS): 11540312800

ResearcherID: H-1196-2013

**КАЛЕКИН Вячеслав Степанович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Специальные технические дисциплины» Омского института водного транспорта, филиал Сибирского государственного университета водного транспорта, г. Омск.

SPIN-код: 5822-4168

AuthorID (РИНЦ): 335494

AuthorID (SCOPUS): 6506601970

**АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ.

SPIN-код: 5742-9035

AuthorID (РИНЦ): 512759

AuthorID (SCOPUS): 57195570469

**НЕСТЕРЕНКО Григорий Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

SPIN-код: 1284-7295

AuthorID (РИНЦ): 394607

AuthorID (SCOPUS): 56909811200

**ГЛАДЕНКО Алексей Анатольевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ.

SPIN-код: 5725-1730

AuthorID (РИНЦ): 108388

ORCID: 0000-0002-2484-8685

AuthorID (SCOPUS): 57190854254

ResearcherID: B-4257-2017

Адрес для переписки: Scherba\_V\_E@list.ru

#### Для цитирования

Болштянский А. П., Щерба В. Е., Суриков В. И., Калекин В. С., Аверьянов Г. С., Нестеренко Г. А., Гладенко А. А. Гидравлические системы автономного охлаждения малорасходных поршневых компрессоров // Омский научный вестник. 2018. № 5 (161). С. 8–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-161-8-18.

Статья поступила в редакцию 12.09.2018 г.

© А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, В. И. Суриков, В. С. Калекин, Г. С. Аверьянов, Г. А. Нестеренко, А. А. Гладенко