

УДК 621.515

М.С. Ахмеров

ЗАО «Кислородмонтаж», ул. Спартаковская, 5/7, г. Химки Московской области, РФ, 141402

e-mail: ahmerovm@mail.ru

С.Г. Швец

Украинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 271, г. Одесса, Украина, 65026

e-mail: uasigma@paco.net

КОМБИНИРОВАННОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Актуальной задачей является повышения эффективности систем охлаждения центробежных компрессоров с целью увеличения их производительности и снижения удельного энергопотребления при выработке сжатого воздуха. Одним из резервов для совершенствования существующих систем — использование комбинированной системы охлаждения, в которой кроме традиционных выносных межсекционных холодильников применяется испарительное охлаждение газа в процессе его компримирования за счёт впрыскиваемой в компрессор жидкости перед каждой секцией сжатия и организация контактного теплообмена между впрыскиваемой жидкостью и горячим газом непосредственно после каждой секции сжатия. Приводятся результаты экспериментальных исследований комбинированного охлаждения воздушных компрессоров марок К-500, К-905 и К-1500. Делается вывод о том, что использование комбинированного охлаждения позволяет повысить производительность компрессора на 12-15 % при одновременном снижении удельного энергопотребления на 8-10 %. Отмечается, что при впрыске жидкости в проточную часть компрессоров наблюдается стабильный рабочий режим, отсутствуют эрозия и активная коррозия элементов, находящихся в контакте с сжимаемым газом. Даются рекомендации по внедрению комбинированного охлаждения, указаны наиболее перспективные схемные решения.

Ключевые слова: Центробежный компрессор. Теплота компримирования. Конденсат. Испарительное охлаждение. Скруббер. Воздухоразделительная установка.

M.S. Ahmerov, S.G. Shvets

COMBINED COOLING OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS

Actual problem is increases of efficiency of systems for cooling of centrifugal compressors with the purpose of increase in their productivity and decrease of specific power consumption during manufacture of compressed air. One from reserve for perfection of existing systems is use of the combined system of cooling in which except traditional remote intersection refrigerators is applied evaporating cooling of gas during it compressed due to liquid injected in the compressor before each section of compression and the organization of contact heat exchange between an injected liquid and hot gas directly after each section of compression. Results of experimental researches of the combined cooling of air compressors «K-500», «K-905» and «K-1500» are resulted. It is concluded that use of the combined cooling allows to increase the productivity of compressor on 12-15 % at simultaneous decrease of specific power consumption on 8-10 %. It is marked that at injection of liquid in a flowing part of compressors the stable operating conditions is observed, there is no erosion and active corrosion of elements which are taking place in contact to compressed gas. Recommendations on introduction of combined cooling are given, the most perspective circuit decisions are specified.

Keywords: Centrifugal compressor. Compressed heat. Condensate. Evaporating cooling. Scrubber. Air separation plant.

1. ВВЕДЕНИЕ

Для компримирования больших объёмов атмосферного воздуха, подаваемых в блоки разделения

крупнотоннажных криогенных воздухоразделительных установок (ВРУ), а также в распределительные сети промышленных предприятий, применяются многоступенчатые воздушные центробежные компрессоры

ры. Потребляемые мощности таких компрессоров достигает нескольких МВт. Например, паспортные мощности воздушных центробежных компрессоров отечественного производства составляют: К-250 — 1,45 МВт; К-500 — 3 МВт; К-1500 — 8,5 МВт. Повышение эффективности таких компрессоров всего на несколько процентов может давать ощутимую экономию энергоресурсов.

От степени совершенства применяемого компрессорного оборудования во многом зависит эффективность реализуемых технологических процессов. Так, доля расходов на энергообеспечение компрессорного оборудования ВРУ в структуре приведённых затрат на производство продуктов разделения воздуха приближается к 90 %. Это обуславливает значительный интерес предприятий, эксплуатирующих указанное компрессорное оборудование, к возможным направлениям повышения его экономичности.

Применительно к существующему компрессорному оборудованию, в большинстве случаев, ограничиваются проведением плановых ремонтных работ и соблюдением установленных технологических регламентов. Исключением является внедрение современных систем автоматизации, контроля и регулирования, что при неравномерности потребления сжатого воздуха позволяет добиться ощутимого уменьшения эксплуатационных затрат.

Возможности снижения удельных энергозатрат в крупных центробежных компрессорах на стадии проектирования за счёт совершенствования их элементов, теплообменного оборудования, а также повышения КПД ступеней и секций сжатия существенно ограничены. Удельное энергопотребление в течение последних 10-ти лет удалось снизить не более, чем на 1,5-2,0 %. Основные усилия разработчиков компрессоров были направлены на расширение параметрических рядов и повышение их надёжности и безопасности. Результатом этого является создание широкой гаммы крупных нерезервируемых компрессорных установок с межремонтным пробегом до двух лет.

Одним из путей снижения удельного энергопотребления при компримировании воздуха является приближение процесса сжатия к изотермическому. Применяемые для этого системы отвода теплоты компримирования, базирующиеся на различных энергоёмких оборотных циклах охлаждения, далеки от совершенства. Основной их недостаток — дискретность, т.е. невозможность организации непрерывного охлаждения воздуха в процессе его сжатия.

Приближение процесса сжатия к изотермическому — перспективное направление повышения эффективности компрессорного оборудования и в особенности крупных центробежных компрессоров, промежуточное охлаждение воздуха в которых осуществляется не после каждой ступени сжатия, как, например, в поршневых компрессорах, а после секций, объединяющих несколько ступеней [1]. Для этого целесообразно применять охлаждение воздуха непосредственно в процессе сжатия за счёт скрытой теплоты нагрева и парообразования впрыскиваемой в сжима-

емый воздух жидкости. Следует отметить, что такой способ охлаждения компримируемого воздуха с успехом используется в современных винтовых компрессорах, где впрыскиваемыми жидкостями являются специальные охлаждающие смазки или подготовленная для этого вода [2,3].

Обоснуем перспективность применения комбинированного охлаждения газа в воздушных центробежных компрессорах, рассмотрим характерные особенности такой системы охлаждения и предпочтительные области её внедрения.

2. АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Для обеспечения работы крупнотоннажных ВРУ, реализующих термодинамические циклы низкого давления, необходимо в блок разделения подавать соответствующие количества атмосферного воздуха с давлением 0,55-0,85 МПа. Для компримирования воздуха до указанных давлений обычно используются однокорпусные трёхсекционные центробежные компрессоры с промежуточными холодильниками после I-ой и II-ой секций и одним концевым холодильником после III-ей секции. Общая степень повышения давления в таких компрессорах π равна 6...9, по секциям — 2...3. Повышение температуры сжимаемого воздуха в каждой секции достигает 100-140 °С, а в случаях неудовлетворительной работы промежуточных холодильников вследствие недостаточных теплообменных поверхностей или их загрязнения — 170 °С и выше.

В различных отраслях промышленности применяются центробежные воздушные компрессоры аналогичной конструкции со степенями повышения давления до 30 и более. Соответственно, температуры конца сжатия в неохлаждаемых секциях таких компрессоров превышают указанные значения.

Из вышесказанного следует, что в неохлаждаемых секциях многоступенчатых воздушных центробежных компрессоров процессы сжатия далеки от изотермических. Приближение их к изотерме — одна из возможностей повышения эффективности компрессора.

Представляет интерес сравнение удельных энергозатрат на сжатие воздуха при одинаковой степени повышения давления в компрессорах с различными способами отвода теплоты компримирования. С этой целью целесообразно проанализировать следующие варианты:

- одноступенчатое сжатие без охлаждения;
- одноступенчатое сжатие с контактным испарительным охлаждением;
- охлаждение сжатого воздуха в выносных холодильниках, расположенных после каждой секции сжатия (наиболее часто встречающаяся система охлаждения центробежных компрессоров);
- испарительное охлаждение в выносных холодильниках.

На рис. 1 в графическом виде приведены зависимости удельных работ сжатия воздуха l , отнесённых к

работе изотермического сжатия $l_{из}$, от степени повышения давления π при реализации перечисленных вариантов отвода теплоты компримирования воздуха в центробежных компрессорах. Данные зависимости были получены в работе [4] на основе экспериментальных данных и численного моделирования. Отрезок Δl на рис. 1 представляет собой экономию удельных энергозатрат в объёме 8-10 % при совместном использовании в турбокомпрессоре испарительного и выносного охлаждения сжимаемого газа в сравнении с только выносным его охлаждением.

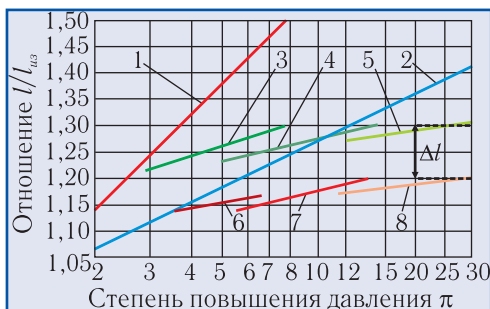


Рис. 1. Сравнение удельных работ сжатия воздуха при различных способах охлаждения: 1 — сжатие без охлаждения; 2 — испарительное охлаждение до насыщения; 3, 4, 5 — выносное охлаждение в одном, двух и трёх промежуточных холодильниках, соответственно; 6, 7, 8 — испарительное охлаждение до насыщения в секциях сжатия и выносное в одном, двух, трёх холодильниках

Из рис. 1 следует, что совместно реализуемое испарительное и выносное охлаждение имеет преимущества как перед выносным охлаждением, так и перед чисто испарительным. Это объясняется тем, что при этом охлаждении температура воздуха на выходе из секции сжатия существенно ниже, чем при выносном охлаждении в межсекционных холодильниках. Кроме того, при этом снижается сопротивление выносных холодильников вследствие уменьшения удельного объёма сжатого воздуха при понижении его температуры. Также может наблюдаться некоторое повышение напорности секций и компрессора в целом ввиду снижения относительной скорости воздуха на выходе из рабочего колеса и соответствующего роста окружной составляющей абсолютной скорости [5].

Преимущество охлаждения в выносных холодильниках и с помощью испарительного охлаждения перед чисто испарительным (см. 2 на рис. 1) объясняется тем, что в выносных холодильниках происходит конденсация паров жидкости, испарившейся в предыдущей секции. Таким образом, снижается абсолютное влагосодержание воздуха, а, следовательно, испарительное охлаждение в последующей секции может происходить до более низкой температуры, так как температура насыщения, при прочих равных условиях, ниже у газа с меньшим влагосодержанием. Необходимость сжимать вместе с газом пары жидкости, испарившиеся в предыдущих секциях, является при-

чиной того, что при $\pi > 10$ выносное охлаждение становится эффективнее чисто испарительного. Выигрыш от применения комбинированного охлаждения, как это следует из рис. 1, увеличивается при росте степени повышения давления в компрессоре.

Проведённый краткий анализ позволяет оценить лишь одну сторону вопроса. Очевидно, при охлаждении воздуха в процессе его сжатия за счёт впрыска жидкости в поток сжимаемого газа некоторым образом изменяются газодинамические характеристики элементов проточной части компрессора. Кроме того, при построении зависимостей, представленных на рис. 1, не учитывалось взаимное влияние секций при изменении их характеристик вследствие впрыска жидкости в проточную часть, а также перераспределение работ сжатия по секциям. Так, например, не учитывается эффект от снижения температур конца сжатия в секциях центробежного компрессора при охлаждении в выносных холодильниках и использовании к тому же испарительного охлаждения. Это приводит к уменьшению негативного воздействия на эффективность компрессора продольного теплообмена, т.е тепловых потоков через корпусные детали компрессоров от задних ступеней к передним, которые оказывают заметное влияние на экономичность сжатия, особенно при высоких значениях π [6].

Не менее интересным представляется осуществление контактного охлаждения газа после каждой секции нагнетания впрыском охлаждённого собственного конденсата [7]. Точкой подвода жидкости является непосредственно нагнетающий патрубок после каждой секции сжатия. Охлаждение горячего газа разбрызгиваемой жидкостью происходит в нагнетающем раструбе на оребрённом трубном пучке холодильника. Эффективный контактный теплообмен между впрыскиваемой жидкостью и газом, а также оборотной водой и газом позволяет до 50 % сократить расход оборотной воды на охлаждение компрессора [8] и уменьшить тепловую нагрузку на промежуточные холодильники. Проведённые эксперименты показали, что даже при полностью отключённом от оборотной воды холодильнике II-ой секции компрессора К-1500 и охлаждении газа только повышенной подачей охлаждающей жидкости в нагнетающий патрубок температура газа достигала всего 50 °С на входе в III-ью секцию сжатия. Комбинированный способ охлаждения газа при оптимальном регулировании подачи жидкости на испарительное охлаждение (на входе в секцию), когда одновременно производится контактное охлаждение на выходе из секции и выносное — в холодильниках, позволяет приблизиться к изотермическому процессу сжатия газа в турбокомпрессорах.

Эффективное охлаждение способствует уменьшению влагосодержания в сжимаемом в секциях газе, а следовательно увеличению сепарации конденсата в дренажную линию холодильников. Горячий конденсат охлаждается в объединённом холодильнике водой оборотного цикла, затем оттуда насосом подаётся через регулируемую арматуру в испарительную и контактную систему дополнительного охлаждения секций

компрессора. Усложнение системы охлаждения за счёт перехода на её двухконтурную схему быстро окупается с экономическим эффектом, который достигается от внедрения данной разработки.

Комплексное влияние комбинированного охлаждения газа, как на термодинамические, так и на газодинамические характеристики центробежных компрессоров может быть установлено только в процессе натуральных экспериментов на действующих машинах в реальных условиях их эксплуатации.

3. УСЛОВИЯ ЭФФЕКТИВНОГО И БЕЗОПАСНОГО ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Для организации комбинированного охлаждения воздушных центробежных компрессоров можно использовать воду, однако в этом случае возникает ряд проблем.

Во-первых, для исключения загрязнения проточной части компрессора твёрдыми отложениями солей, которые могут образовываться при испарении воды, необходимо применять воду, приближающуюся по качеству к конденсату паротурбинного цикла или глубокообессоленной технологической воде. Её общая жёсткость должна быть на уровне 0,1-0,05 мг.-экв./л.

Во-вторых, для комбинированного охлаждения крупных центробежных компрессоров требуется большое количество обессоленной воды, направляемой на впрыск в секции сжатия. Например, для охлаждения воздушного центробежного компрессора модели К-1500 нужно каждый час подавать примерно 5 т обессоленной воды, что нерационально при непрерывной эксплуатации в течение длительного времени. Для решения данной проблемы, применительно к воздушным многосекционным компрессорам, в [7,9-11] для реализации комбинированного охлаждения были предложены различные схемы, в которых предусмотрено использование конденсата водяного пара, образующегося в промежуточных и конечном холодильниках компрессора. Применение собственного конденсата, при правильной организации системы охлаждения, позволяет практически полностью отказаться от расхода обессоленной воды или конденсата от сторонних источников при установившемся режиме работы компрессора.

В-третьих, различные элементы проточной части воздушных компрессоров в среде кислорода воздуха, высоких влажности и температуре могут подвергаться коррозии. Кроме этого, подача воды в капельной фазе в поток воздуха, имеющий высокую скорость, как отмечается в [1,12], может вызывать эрозию элементов проточной части компрессора. Это предположение на самом деле опровергается проведёнными долговременными испытаниями воздушных турбокомпрессоров К-500, К-905 [4] и К-1500 [8].

В-четвёртых, наличие в многосекционных центробежных компрессорах промежуточных холодильников и развитых межступенчатых коммуникаций может приводить к накоплению воды в застойных зонах с

последующим забросом её в проточную часть в неконтролируемом количестве, что может создавать аварийные ситуации. Однако проведённые исследования воздушных турбокомпрессоров при подаче конденсата в проточную часть с целью промывки и водоиспарительного охлаждения газа [4,8] не подтвердили возможности образования застойных зон впрыскиваемой жидкости в работающей турбомашине.

Кроме этого, высказывались опасения, что впрыск жидкости в проточную часть центробежных компрессоров будет приводить к нарушению структуры потока, из-за чего может снижаться КПД машины.

Все перечисленные обстоятельства могут быть проверены только в процессе долговременных натуральных испытаний центробежных компрессоров с впрыском охлаждаемой жидкости в их проточные части.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ И АНАЛИЗ ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Основной задачей проведения таких экспериментов являлась оценка действительной эффективности комбинированного охлаждения в многосекционных воздушных центробежных компрессорах в условиях реальной эксплуатации. Объектами экспериментальных исследований были воздушные трёхсекционные центробежные компрессоры марок К-905 и К-500 [4], а также К-1500 [8] и К-1700 [13], эксплуатирующиеся в составе цехов разделения воздуха предприятий системы «Азот» и металлургических комбинатов.

Особое внимание при планировании экспериментов уделялось разработке мероприятий по технике безопасности при эксплуатации центробежных компрессоров с впрыском жидкости, а также созданию подходящих алгоритма проведения измерений рабочих параметров компрессоров и методики обработки полученных экспериментальных данных. Анализировались имеющиеся к тому времени рекомендации в области контактного испарительного охлаждения, многие из которых в ходе натуральных испытаний были частично или полностью опровергнуты.

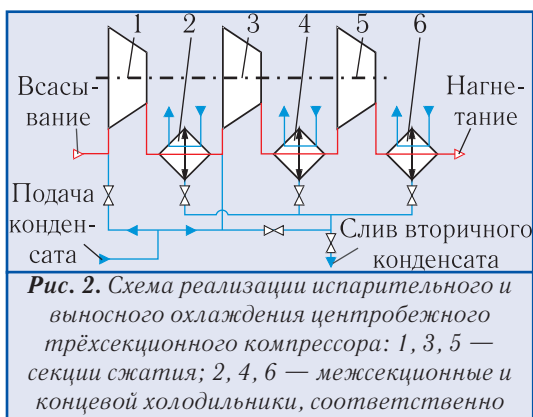
Так, например, в работах [1,14] отмечается, что одним из основных параметров, определяющих эффективность контактного испарительного охлаждения (полнота испарения впрыскиваемой жидкости), является дисперсность капель впрыскиваемой в проточную часть компрессора жидкости. Однако применительно к центробежным компрессорам, в секциях сжатия которого повышение температуры сжимаемого газа составляет 100-150 °С, указанная зависимость не выполняется. Так, при отсутствии распыла и подаче воды через сверления в корпусе и патрубках таких компрессоров полное испарение, вплоть до насыщения воздуха на выходе секции, достигалось без избытка жидкости. Это говорит о том, что процесс испарения происходит главным образом с поверхности смоченных элементов проточной части. Вклад же испарения с поверхности капель, распыленных в потоке

воздуха, играет значительно меньшую роль, чем предполагалось ранее.

Способ подачи и дисперсность распыла жидкости будут оказывать заметное влияние на процессы в поршневых компрессорах, так как неиспарившаяся в потоке газа жидкость может нарушать режим смазки трущихся пар, увеличивая тем самым их износ [15].

По итогам предварительных расчётов, выполненных авторами исследования [4], был сделан вывод: при впрыске во вторую секцию такого количества воды, при котором температура на выходе секции будет на 5-10 °С выше расчётной температуры насыщения (указанная разность температур необходима для предотвращения выпадения влаги непосредственно в процессе сжатия), подача воды в третью секцию будет нецелесообразна при удовлетворительной работе второго межсекционного холодильника.

С учётом сказанного на первых этапах апробации комбинированного охлаждения воздушных центробежных компрессоров была принята наиболее простая технологическая схема с подачей воды (конденсата) от стороннего источника (см. рис. 2).



Подача воды (конденсата) в проточную часть компрессора на входе в секции сжатия от постороннего источника (см. рис. 2) с целью организации испарительного охлаждения объясняется, прежде всего, стремлением максимально упростить экспериментальную установку и тем самым сократить время на её создание. Этому имеются и другие причины, подробно о которых будет сказано далее.

Основным параметром, определяющим пригодность конденсата для подачи его в проточную часть компрессора, является содержание солей жёсткости. Для этой цели на различных предприятиях применяли паровой конденсат котельной, глубокообессоленную воду с агрегата синтеза аммиака, паровой конденсат из технологической линии отделения конверсии, а также пожарохозяйственную воду.

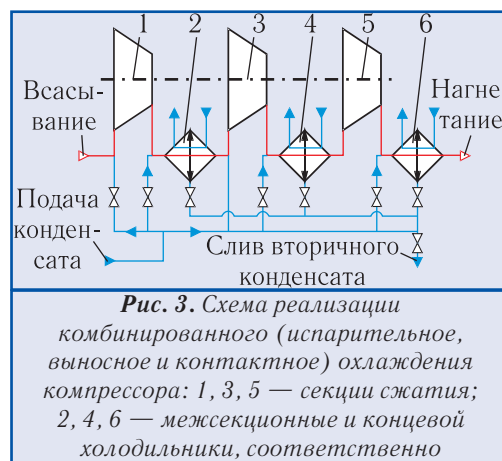
Поскольку выделенные для экспериментов компрессоры длительное время находились в эксплуатации, на их внутренних элементах накопилось значительное количество загрязнений. Поэтому конденсат, поступающий от постороннего источника, первоначально подавался по открытой схеме, т.е. со сливом

загрязненного вторичного конденсата из холодильников 2, 4 и 6 (см. рис. 2) в канализацию. Таким образом происходила очистка внутренних поверхностей компрессора.

Следует отметить, что очистка компрессоров «на ходу», т.е. без их остановки и разборки, является ещё одним положительным эффектом от подачи жидкости в проточную часть воздушных и газовых компрессоров.

Впрыск воды в компрессоры был внедрён на 8-ми технологических газотурбинных установках ГТТ-3 Невинномысского ПО «Азот». Вследствие малых степеней повышения давления влияние испарительного охлаждения впрыскиваемой воды вначале было невелико, и производительность возрастала на 1-2 %. Однако впрыск воды был очень полезен для очистки компрессоров «на ходу». Из-за этого их производительность увеличивалась на 3-4 % и существенно повышалась устойчивость работы [13].

На рис. 3 изображена упрощённая схема комбинированного охлаждения газа. Подача воды (конденсата) в проточную часть компрессора производится на входе в секции сжатия и на выходе из них от постоянного источника.



На рис. 4. приведён фрагмент картограммы самописца штатного расходомера воздушного центробежного компрессора марки К-905 при подаче в его проточную часть горячего конденсата с целью её промывки. Из рис. 4. следует, что по завершении подачи горячего конденсата в проточную часть производительность компрессора увеличилась на $\Delta V_3=4000 \text{ нм}^3/\text{ч}$ или на 8 %. Кроме этого, приведенная зависимость свидетельствует о больших возможностях применения комбинированного охлаждения. Так, при подаче конденсата на впрыск в первую секцию его производительность возросла на 10 %, а при одновременном впрыске в первую и вторую секции — на 20 % (с учётом эффекта от очистки проточной части — на 2 % и 12 %, соответственно).

После того как из дренажных линий холодильников начал стекать чистый вторичный конденсат, закрывали соответствующие вентили и подавали его на впрыск в первую и вторую секции компрессора. Количество подаваемого конденсата регулировалось

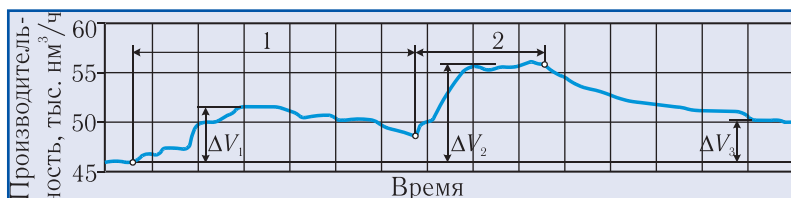


Рис. 4. Изменение объёмной производительности компрессора К-905 при подаче в его проточную часть горячего конденсата: 1 — впрыск конденсата в 1-ую секцию; 2 — впрыск конденсата в 1-ую и 2-ую секции; ΔV_1 , ΔV_2 — рост производительности компрессора при соответствующих режимах подачи конденсата; ΔV_3 — рост производительности за счёт очистки проточной части компрессора после прекращения подачи конденсата

таким образом, чтобы на выходе из секций сжатия не происходило насыщение воздуха парами воды. В таком режиме производительность компрессора была в среднем на 10-12 % выше, чем в обычном режиме работы, а удельное энергопотребление ниже на 7-8 %. При этом в нагнетательной магистрали компрессора не было замечено следов капельной влаги, т.е. в его секциях достигалось полное испарение подаваемого конденсата.

В процессе испытаний различных центробежных компрессоров было установлено, что эффективность испарительного охлаждения зависит не только от степени повышения давления в неохлаждаемых секциях, температур воздуха, конструкции и эксплуатационного состояния холодильников и др., но и от места впрыска. С целью выявления характера влияния впрыска конденсата в различные элементы проточной части авторами работы [13] было подробно исследован компрессор марки К-1700.

На рис. 5 показаны экспериментальные зависимости производительности компрессора К-1700 от места впрыска и расхода подаваемой воды.

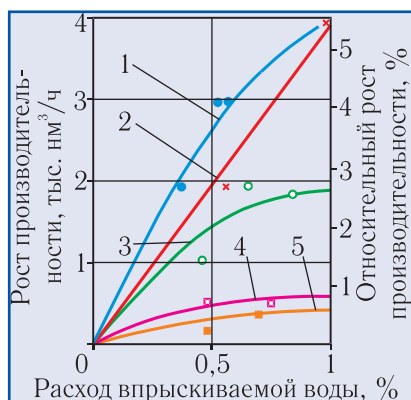


Рис. 5. Изменение производительности компрессора К-1700 в зависимости от расхода воды, подаваемой в его проточную часть: 1 — впрыск в первую секцию; 2, 3 и 4, 5 — впрыск воды за и перед первым и вторым промежуточными охладителями, соответственно

Из анализа полученных зависимостей видно, что

раздельный впрыск воды в первую и вторую секции данного компрессора повышал его производительность на 3-4 % (см. рис. 5, кривые 1, 2). Вместе с тем подача воды перед межсекционными охладителями (см. рис. 5, кривые 3, 5), направленная на повышение интенсивности теплообмена, соответствовала росту производительности не более, чем на 2 %. При одновременной подаче воды в первую и вторую секции компрессора рост его производительности составил 6 % при суммарном расходе впрыскиваемой воды 2,2 % от массово-го расхода воздуха через компрессор.

В ходе исследований контактного испарительного охлаждения компрессора К-1700 был подтверждён сделанный в [4] вывод о нецелесообразности впрыска воды в третью секцию сжатия компрессора. И действительно, при подаче воды только в третью секцию компрессора производительность увеличивалась всего на 0,5 % (см. рис. 5, кривая 4).

Аналогичные результаты были получены и на компрессорах К-1290. Здесь был достигнут рост объёмной производительности на 5-6 %. Причём компрессоры работали непрерывно с впрыском воды в течение года. Последующий осмотр проточной части не выявил наличия следов эрозии и коррозии. Важно отметить, что впрыск воды сопровождался увеличением осевого усилия вследствие повышенного расхода перерабатываемого воздуха и, соответственно, роста температуры масла в упорных подшипниках.

Так как все эксперименты проводились на воздушных центробежных компрессорах, характеризующихся разным эксплуатационным состоянием и отличающихся друг от друга рабочими характеристиками, представляет интерес сравнение результатов проведённых экспериментов с выполненным ранее расчётным анализом эффективности способов охлаждения компрессоров (см. рис. 1). С этой целью на рис. 6 совмещены экспериментальные расчётные значения удельных работ сжатия в трёхсекционном воздушном компрессоре с двумя выносными холодильниками и таком же компрессоре при комбинированном охлаждении. Указанные показатели отнесены к изотермической работе сжатия.

Из рис. 6 следует, что исходные данные и допущения, принятые при расчётных исследованиях процессов охлаждения центробежных компрессоров, дают вполне удовлетворительное совпадение с экспериментальными значениями. Таким образом, можно сделать вывод, что заметного снижения КПД компрессора при впрыске воды в проточную часть не наблюдается.

Как уже отмечалось, для снижения расхода или полного отказа от применения стороннего конденсата предлагается использовать собственный конденсат, образующийся при охлаждении сжатого воздуха в межсекционных и концевом холодильниках компрессора. Но для применения собственного конденсата необходимо соблюдение некоторых условий.

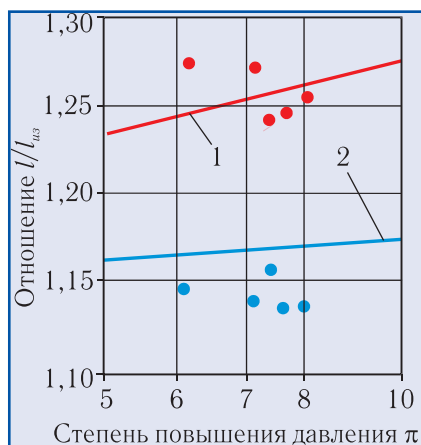


Рис. 6. Сопоставление расчётных и экспериментальных данных при охлаждении компримированного воздуха в выносных холодильниках (1) и при комбинированном охлаждении (2)

Анализ характеристик системы комбинированного охлаждения воздушных компрессоров показывает, что устойчивая работа компрессора с впрыском собственного конденсата возможна только в том случае, если абсолютное влагосодержание сжатого воздуха после конечного холодильника ниже, чем на входе в компрессор. Для иллюстрации этого на рис. 7 изображена диаграмма влажного воздуха при давлении 0,098 МПа (давление всасывания в компрессор) с нанесёнными на неё линиями постоянного абсолютного влагосодержания, соответствующими состоянию насыщения при давлении 0,7 МПа (давление нагнетания компрессора) и температуре сжатого воздуха после конечного холодильника.

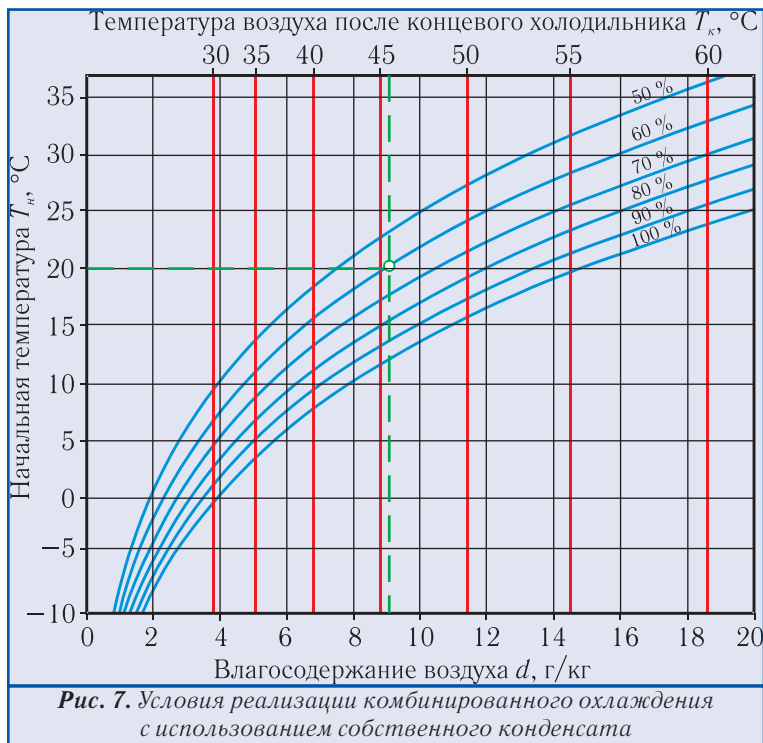


Рис. 7. Условия реализации комбинированного охлаждения с использованием собственного конденсата

Из рис. 7 видно, что при температуре всасываемого воздуха 20 °С и относительной влажности 60 % абсолютное влагосодержание составляет 9,1 г/кг. Для обеспечения автономного функционирования системы испарительного охлаждения необходимо обеспечить охлаждение сжатого воздуха в конечном холодильнике до 40-45 °С, что обычно не удаётся реализовать. Следовательно, контактное испарительное охлаждение с использованием только собственного конденсата в данных условиях не осуществимо.

Здесь проявляется ещё одна проблема — повышение температуры воздуха после конечного холодильника из-за увеличения его тепловой нагрузки. Экспериментально установлено, что при эксплуатации компрессора в режиме комбинированного охлаждения повышение температуры воздуха после конечного холодильника составляет 5-10 °С по сравнению с режимом без впрыска жидкости. Это обусловлено ростом массового расхода сжимаемого воздуха, а также повышением влагосодержания воздуха на входе в конечной охладитель, вследствие чего в нём происходит активная конденсация водяных паров с выделением большого количества теплоты. Таким образом, необходимо предпринимать дополнительные меры для интенсификации теплообмена в конечном холодильнике, например, за счёт увеличения расхода охлаждающей воды.

Кроме этого, даже в тех случаях, когда абсолютное влагосодержание атмосферного воздуха незначительно выше влагосодержания нагнетаемого воздуха накопления конденсата не наблюдается. Это обусловлено уносом влаги из конечного холодильника в капельной фазе при отсутствии сепараторов на линии нагнетания компрессора.

Несмотря на сложности, возникающие при организации возврата вторичного конденсата, это позволяет значительно сократить потребление конденсата от стороннего источника. Для рассмотренных условий ($T_n=20\text{ }^\circ\text{C}$; $\phi=60\%$; $T_k=50\text{ }^\circ\text{C}$) применительно к компрессору К-905 оптимальное количество конденсата, подаваемого на впрыск в первую секцию, составляет 35,5 г воды на кг воздуха, во вторую — 26 г/кг или 61,5 г/кг (3,8 т/ч) на обе секции. При возврате вторичного конденсата от стороннего источника необходимо только компенсировать разницу между влагосодержанием атмосферного воздуха и сжатого воздуха на выходе из конечного холодильника, что в данном случае не превышает 2 г/кг или 0,125 т/ч.

Отдельно стоит остановиться на вопросах эрозии и коррозии элементов проточной части центробежных компрессоров при комбинированном охлаждении.

По результатам ревизии компрессоров, на которых производился впрыск конденсата, было установлено, что каких-либо следов эрозии и коррозии подвижных и неподвижных элементов проточной части не обнаружено. Но в период эксплуатации неко-

торых компрессоров с периодической или длительной подачей конденсата в проточную часть наблюдалась коррозия цапф лопаток поворотного направляющего аппарата, подшипников оси заслонки обратного клапана, установленного на нагнетании компрессоров. Кроме этого, в одном из компрессоров при его вскрытии была обнаружена коррозия разъёма корпуса.

Обнаруженные дефекты в большей степени относятся к недостаткам конструкции компрессоров, а не к негативным последствиям использования комбинированного охлаждения. В большинстве эксплуатирующихся компрессоров, в том числе и без впрыска конденсата, данные недостатки были устранены заменой подверженных коррозии элементов на аналоги, изготовленные из нержавеющей стали. Что касается коррозии разъёма корпуса компрессора, то она может быть полностью устранена использованием эпоксидной смолы или других герметиков при сборке корпуса машины.

Из анализа полученных данных следует, что правильно организованный впрыск жидкости в проточную часть центробежных компрессоров может обеспечивать её очистку от накопившихся отложений и охлаждение воздуха в процессе его сжатия. Это бесспорно приведёт к снижению удельного энергопотребления компрессора без ухудшения его надёжности и безопасности. Однако для внедрения комбинированного охлаждения в промышленные системы необходима разработка надёжной системы автоматизации и защиты компрессора, алгоритмов управления им и др. Кроме этого, нужно стремиться к максимальному использованию существующего оборудования и трубопроводов, обеспечивающих охлаждение и подачу сжатого воздуха потребителю, например, крупнотоннажной ВРУ.

Покажем, каким образом можно реализовать достаточно простой и надёжный алгоритм регулирования системы комбинированного охлаждения. Приведём некоторые рекомендации по внедрению комбинированного охлаждения, полученные на основе анализа экспериментальных данных.

5. СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИИ КОМБИНИРОВАННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

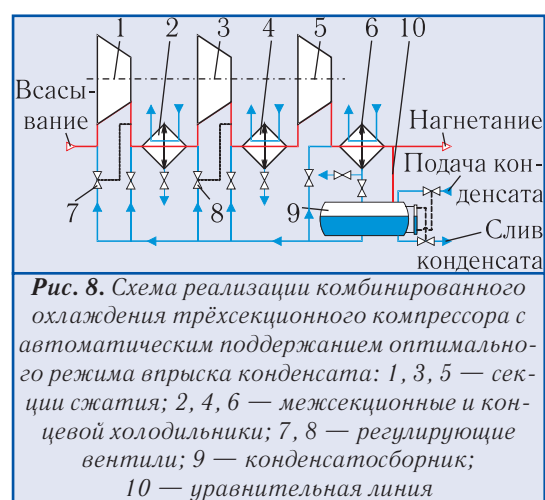
Экспериментальные исследования процессов комбинированного охлаждения, проведенные на нескольких машинах одного типа при различном их эксплуатационном состоянии, показали, что оптимальный режим подачи конденсата в проточную часть компрессора должен выбираться индивидуально для каждого из них. Общий расход конденсата и его распределение по секциям зависят от колебания температуры атмосферного воздуха, интенсивности его охлаждения в выносных холодильниках и др. Указанное говорит о необходимости создания автоматизированной системы регулирования расхода впрыскиваемого конденсата.

При планировании экспериментов требуемое количество конденсата, подаваемого на вход секции

сжатия, рассчитывалось из условия достижения состояния насыщения воздуха на выходе из данной секции при известном давлении нагнетания. В ходе натурных испытаний комбинированного охлаждения при постепенном увеличении расхода конденсата имело место строго пропорциональное снижение температуры воздуха на выходе секций вплоть до состояния близкого к насыщению. При дальнейшем увеличении подачи конденсата изменение температуры нагнетаемого воздуха не наблюдалось. Таким образом определялся максимальный расход конденсата, необходимый для реализации контактного испарительного охлаждения воздуха в процессе его сжатия, т.е. режим максимальной производительности и минимальных удельных затрат мощности. Более детальные исследования комбинированного охлаждения показали, что целесообразно поддерживать температуру на выходе из секций сжатия на 5-10 °С выше температуры насыщения при данном давлении нагнетания.

При работе компрессора с постоянным давлением нагнетания и, соответственно, неизменными степенями повышения давления по секциям в качестве управляющего параметра при регулировании расхода впрыскиваемого конденсата можно принимать температуру воздуха на выходе секций сжатия. Управление режимом впрыска по одному параметру даёт возможность выполнить автоматическую обратную связь между измерением температуры и количеством впрыскиваемой жидкости. При этом отпадает необходимость в дополнительном контроле соблюдения оптимального соотношения сжимаемого воздуха и жидкости, полученного расчётным путём. В результате имеется возможность осуществить надёжное регулирование этого процесса.

Для автоматического поддержания оптимального режима работы комбинированного охлаждения в [4] предложена технологическая схема, изображённая на рис. 8.



Оптимальный режим работы системы комбинированного охлаждения компрессора, т.е. поддержание заранее определённых температур после первой и второй секций сжатия, обеспечивается за счёт изменения расхода конденсата через автоматические регу-

лирующие вентили 7 и 8. Кроме этого, предусмотрено автоматическое поддержание уровня конденсата в конденсатосборнике 9. При необходимости пополнение конденсата осуществляется от стороннего источника. В случае накопления избыточного количества конденсата часть его сливают в канализацию с помощью соответствующих автоматических регулирующих вентилей. Давление в конденсатосборнике 9, необходимое для подачи конденсата в секции, обеспечивается при помощи уравнительной линии 10.

Что касается центробежных компрессоров, эксплуатирующихся в составе крупнотоннажных криогенных ВРУ, то в них целесообразно использовать несколько иную схему циркуляции конденсата. Отличительной особенностью схемы будет применение в компрессоре конечного холодильника скрубберного типа. Целесообразность применения конечного холодильника воздушного компрессора скрубберного типа, совмещённого со скруббером азотноводяного охлаждения, отмечалась ещё в [16]. Эта идея получила своё дальнейшее развитие в работах [17], [18] и др.

Схема комбинированного охлаждения центробежных компрессоров, обеспечивающих сжатым воздухом ВРУ, модернизированная с учётом указанных рекомендаций, представлена на рис. 9.

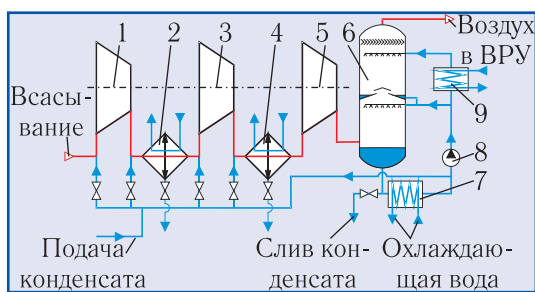


Рис. 9. Схема комбинированного охлаждения трёхсекционного компрессора с конечным холодильником скрубберного типа: 1, 3, 5 — секции сжатия; 2, 4 — межсекционные холодильники; 6 — скруббер; 7, 9 — теплообменники; 8 — насос

Принцип работы системы комбинированного охлаждения, показанной на рис. 9, близок описанной выше. Отличительной чертой предлагаемой схемы является использование конечного холодильника скрубберного типа, а также охлаждение конденсата перед его подачей в проточную часть компрессора. Причём, в данном случае скруббер 6 выполняет роль не только конечного холодильника, но и термостабилизатора, обеспечивающего поддержание оптимальной температуры на входе в блок осушки и комплексной очистки сжатого воздуха ВРУ. С этой целью скруббер разбит на две секции, а охлаждение конденсата, соответственно — на две ступени. В нижнюю секцию скруббера, которая представляет собой форсуночную камеру, подаётся конденсат, охлаждённый в теплообменнике 7 за счёт теплообмена с водой обратного охлаждающего контура; в верхнюю секцию — конденсат, дополнительно охлаждённый в тепло-

обменнике 9 за счёт работы холодильной машины или рекуперации холода отбросных потоков ВРУ.

Предварительное охлаждение конденсата, подаваемого на вход секций компрессора, обусловлено следующими соображениями. Во-первых, подача в проточную часть компрессора охлаждённого конденсата обеспечит увеличение теплосъёма за счёт использования не только теплоты фазового перехода, но и его нагрева до состояния насыщения, что позволит сократить количество конденсата, потребляемого со стороны. Во-вторых, применение охлажденного конденсата исключает возможность нагрева элементов проточной части компрессора, которое было замечено авторами [4] при подаче на впрыск конденсата с температурой 90 °С, и, следовательно, вредный подогрев воздуха на всасывании в секции сжатия [5].

Схемы комбинированного охлаждения центробежных компрессоров с предварительным охлаждением конденсата были впервые представлены в [7,9-11]. Кроме этого, в [11] предлагается применять холодильники скрубберного типа также и для межсекционного охлаждения компримируемого воздуха. Замена обычно используемых кожухотрубных холодильников помимо устранения известных недостатков, связанных с их эксплуатацией, позволяет сократить гидравлические сопротивления и тем самым снизить удельный расход энергии на сжатие газа на 4-6 %. Дополнительное сокращение эксплуатационных затрат при использовании предложенного решения будет достигаться за счёт снижения расхода воды внешнего охлаждающего циркуляционного контура.

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов, полученных в ходе экспериментального исследования центробежных воздушных компрессоров общего назначения с комбинированным охлаждением, проведённых авторами [4,8,13], даёт возможность сделать следующие выводы.

Использование комбинированного охлаждения в центробежных воздушных компрессорах позволяет добиться повышения их производительности на 12-15 % относительно машин с выносными холодильниками в зависимости от температуры и влажности всасываемого атмосферного воздуха. При этом происходит снижение удельных энергозатрат на компримирование воздуха на 8-10 %.

Периодическая подача воды на впрыск работающего компрессора с целью промывки его проточной части обеспечивает удаление накопившихся коксообразующих загрязнений и тем самым восстановление показателей его номинального режима работы [4]. Установлено, что для этого лучше всего использовать конденсат с температурой 80-90 °С.

При длительной эксплуатации компрессоров с системой комбинированного охлаждения в проточной части компрессора не наблюдаются следов активной коррозии и эрозии. Вместе с тем вспомогательные механизмы и арматура нуждаются в защите их от коррозии или в замене на нержавеющие аналоги.

Совпадение экспериментальных данных с расчётными (см. рис. 6) говорит о том, что негативное влияние впрыска жидкости на газодинамические характеристики центробежных компрессорных машин невелико и находится на уровне погрешности экспериментов.

При подаче конденсата в проточную часть работающего компрессора даже в избыточном количестве, залить машину невозможно, т.е. опасность гидроударов при накоплении жидкости в застойных зонах с последующим забросом её в проточную часть практически отсутствует, в том числе и при закрытых дренажных вентилях на холодильниках. Однако необходимо предусмотреть соответствующие меры безопасности, исключающие возможность залива компрессора в нерабочем положении, так как пуск машины в таком состоянии может привести в тяжёлой аварии.

Капитальные затраты на реализацию системы впрыска воды применительно к уже существующим центробежным компрессорам, реализованную, например, в соответствии со схемами рисунков 8 или 9, будут несопоставимо малы по сравнению с экономическим эффектом от её внедрения.

Таким образом, применение комбинированного охлаждения центробежных компрессоров, без необходимости привлечения значительных капитальных средств, позволяет повысить экономичность выработки сжатого воздуха, а в случае его подачи на разделение в ВРУ и удельных затрат на производство криопродуктов.

При рассмотрении возможности применения комбинированного охлаждения центробежных компрессоров не следует ограничиваться только воздушными машинами. Так, при сжатии различных газов в центробежных компрессорах и последующем их охлаждении в межступенчатых холодильниках образуется значительное количество конденсата, который может быть использован для впрыска в секции сжатия. В другом случае по условиям реализуемого технологического процесса будет возможна и экономически целесообразна подача конденсата от стороннего источника. В качестве примера, когда эффективно использовалось комбинированное охлаждение, можно назвать центробежные углекислотные компрессоры, обеспечивающие подачу CO_2 в колонны синтеза карбамида.

Кроме того, так как экспериментальные исследования комбинированного охлаждения центробежных компрессоров, рассмотренные в данной статье, проводились на серийных машинах, спроектированных без учёта впрыска конденсата в секции сжатия, то следует ожидать, что выявленный положительный эффект от внедрения комбинированного охлаждения в специально спроектированных компрессорах будет ещё выше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берман Я.А. Системы охлаждения компрессорных установок. — Л.: Машиностроение, 1984. — 228 с.
2. Лавренченко Г.К., Швец С.Г., Булавин Д.О. Осо-

бенности и характеристики воздушных винтовых компрессоров компании «Ингерсолл-Рэнд»// Компрессорная техника и пневматика. — 2003. — № 7. — С. 24-28.

3. Официальный сайт компании «Atlas Copco»: www.atlascopco.com.

4. Исследование работы воздушных центробежных компрессоров при подаче конденсата в проточную часть с целью промывки и водоиспарительного охлаждения: Технический отчёт. — М.: ГИАП, 1981. — 54 с.

5. Охлаждение компрессора ТВ-80-1,6 впрыском жидкости в проточную часть/ Я.А. Берман, В.Г. Булыгин, А.П. Рафалович и др.// Химическое и нефтяное машиностроение. — 1984. — № 12. — С. 27-28.

6. Добродеев В.П., Добродеев А.В. Влияние теплообмена на эффективность турбомашин// Компрессорная техника и пневматика. — 2003. — № 3. — С. 19-21.

7. Патент РФ № 2074335. Способ охлаждения компримированного воздуха и компрессорная установка/ Т.М. Сергеева, М.С. Ахмеров.

8. Исследование работы воздушных турбокомпрессоров при подаче обессоленного конденсата а проточную часть с целью промывки и водоиспарительного охлаждения газа: Технический отчёт. — Мончегорск: АО «Комбинат Североникель», 1996. — 29 с.

9. А.С. СССР № 737661. Компрессорная установка. В.Д. Доброхотов, И.Ф. Жилин, А.К. Клубничкин, В. С. Оксенгорн и др.

10. Патент РФ № 2059920. Способ охлаждения компримированного воздуха и компрессорная установка/ М.С. Ахмеров.

11. Патент РФ № 2208713. Способ охлаждения компримированного воздуха и компрессорная установка/ М.С. Ахмеров.

12. Центробежные компрессорные машины/ Ф.М. Чистяков, В.В. Игнатенко, Н.Т. Романенко и др. — М.: Машиностроение, 1969. — 328 с.

13. Повышение параметров компрессоров впрыском воды в проточную часть/ К.Д. Авдеев, А.Л. Беркович, В.Г. Полищук и др.// Труды 13-ой межд. научно-технической конференции по компрессоростроению. Т.1. — Сумы: Изд-во СумГУ, 2004. — С. 155-161.

14. Степанов А.И. О применении испарительного охлаждения центробежных компрессоров// Химическое и нефтяное машиностроение. — 1970. — № 6. — С. 4-6.

15. Зубков В.В., Сафин А.Х., Прошкин В.Г. Совершенствование систем охлаждения компрессорных установок// Химическое и нефтяное машиностроение. — 1980. — № 3. — С. 25-26.

16. Скрубберное водоиспарительное охлаждение воздуха/ Л.С. Аксельрод, В.В. Дильман, Г.Б. Наринский и др.// Кислород. — 1958. — № 6. — С. 15-22.

17. Криогенные системы. В двух томах. Т.2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем/ А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.П. Беляков и др. — М.: Машиностроение, 1999. — 720 с.

18. Писарев Ю.Г., Лебедев Л.Б., Довбиш А.Л. Совершенствование системы предварительного охлаждения вздухоразделительных установок// Технические газы. — 2004. — № 4. — С. 18-23.