

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(21) **202091729** (13) **A1**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОЙ ЗАЯВКЕ

(43) Дата публикации заявки
2020.10.05

(22) Дата подачи заявки
2019.01.17

(51) Int. Cl. **F04B 23/04** (2006.01)
F04B 23/00 (2006.01)
F04B 41/06 (2006.01)
F04D 17/12 (2006.01)
F04D 25/16 (2006.01)

(54) СЖАТИЕ ГАЗООБРАЗНОЙ ТЕКУЧЕЙ СРЕДЫ С ЧЕРЕДОВАНИЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ И МЕХАНИЧЕСКОГО СЖАТИЯ

(31) **62/618,720**

(32) **2018.01.18**

(33) **US**

(86) **PCT/US2019/014039**

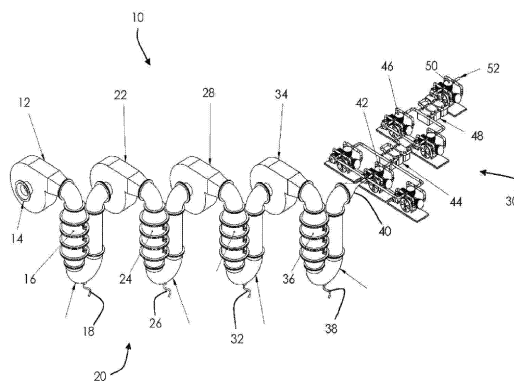
(87) **WO 2019/143835 2019.07.25**

(71)(72) Заявитель и изобретатель:
МЭЙНАРД МАРК ДЖ. (US)

(74) Представитель:

**Лебедев В.В., Угрюмов В.М.,
Глухарёва А.О., Гизатуллина Е.М.,
Строкова О.В., Костюшенкова М.Ю.,
Гизатуллин Ш.Ф., Парамонова К.В.
(RU)**

(57) Предложена газокompрессорная система (10) для сжатия газа от начального давления до выпускного давления, содержащая первый вентиляторный компрессорный блок (20) и второй механический компрессорный блок (30). Каждый компрессорный блок содержит множество ступеней сжатия газа, содержащих компрессор газообразной текучей среды (12, 22, 28, 34, 42, 46) и теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48). Теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) содержит каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) с высокотемпературной секцией (56), среднетемпературной секцией (58) и низкотемпературной секцией (60), причем каждая температурная секция содержит сердцевину (66) промежуточного холодильника. Каждая ступень вентиляторного компрессорного блока (20) содержит вентилятор (12, 22, 28, 34) высокого давления, и каждая ступень механического компрессорного блока (30) содержит механический компрессор (42, 46).



A1

202091729

202091729

A1

СЖАТИЕ ГАЗООБРАЗНОЙ ТЕКУЧЕЙ СРЕДЫ С ЧЕРЕДОВАНИЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ И МЕХАНИЧЕСКОГО СЖАТИЯ

ОПИСАНИЕ

Перекрестная ссылка на родственную заявку

[0001] Настоящая заявка испрашивает приоритет предварительной патентной заявки США № 62/618,720, поданной 18 января 2018 года, которая включена в настоящий документ посредством ссылки.

Область техники настоящего изобретения

[0002] Настоящее изобретение относится, в общем, к системам и способу сжатия газов. Более конкретно, в настоящем документе раскрыты система и способ сжатия воздуха и других газообразных текучих сред, в которых сжатие посредством работы механических компрессоров чередуется с теплоотводом и уменьшением обратного давления посредством работы хладагентного теплового насоса.

Уровень техники настоящего изобретения

[0003] В течение многих десятилетий существовала общепризнанная необходимость обеспечения повышенного коэффициента полезного действия при сжатии газообразной текучей среды. Были предприняты многочисленные попытки для достижения улучшенных термодинамических эксплуатационных характеристик и изящества конструкции при создании систем и способов сжатия газообразных текучих сред. Компетентные ученые и умелые изобретатели пытались применить принципы термодинамики, чтобы осуществлять сжатие газов, таких как воздух, с повышенным коэффициентом полезного действия и в результате этого обеспечивать сбережение энергии и общее развитие техники.

[0004] Например, в 1938 году Н. Ф. Parker подал заявку на воздушную компрессорную систему и получил соответствующий патент США № 2,280,845. В этой работе Parker поставил задачу большего приближения к идеальному изотермическому циклу по сравнению с тем, что было практически осуществимым на предшествующем уровне техники, с одновременным уменьшением энергопотребления, необходимого для

данной производительности. Parker предложил смешивать со сжатым газом несжимаемую теплопоглощающую и теплоносящую среду, а именно воду в форме аэрозоля, чтобы снижать температуру сжатого газа и в результате этого приближаться к идеальному изотермическому циклу. После сжатия Parker предложил отделять и удалять теплоносящую воду и вместе с ней большую часть производимого при сжатии тепла сжатого газа.

[0005] В более позднем патенте США № 8,572,959 (Ingersoll и др.) описаны системы, способы и устройства для управления теплоотводом в устройстве или системе для сжатия и/или расширения. В системе Ingersoll и др. жидкость движется в напорный резервуар для сжатия газа внутри напорного резервуара. В течение процесса сжатия и/или расширения тепло передается жидкости, используемой для сжатия воздуха, и система продувки жидкости удаляет по меньшей мере часть жидкости, которой была передана тепловая энергия. Жидкость может быть охлаждена и затем возвращена в систему.

[0006] Указанные и другие системы и способы сжатия газообразных текучих сред моделируют принципы термодинамики. Тепловые насосы и охлаждающие системы основаны на термодинамических циклах перекачивания тепла и охлаждения. В тепловом насосе тепло передается от теплового источника в другое место, представляющее собой тепловой сток, с применением механической работы или источника тепловой энергии. В нагревателе тепловой сток нагревается. В случае холодильника задача представляет собой охлаждение источника тепла.

[0007] В 1824 году Сади Карно математически изложил принцип цикла охлаждения. Тепловой насос или тепловой двигатель работает противоположным образом по отношению к циклу охлаждения. Тепловой насос и циклы охлаждения обычно классифицируют как поглощение пара, сжатие пара, газовый цикл или цикл Стирлинга.

[0008] В идеальном цикле сжатия пара хладагент в качестве рабочей текучей среды поступает в компрессор в форме пара и сжимается при постоянной энтропии перед выходом из компрессора в перегретом состоянии. Конденсатор принимает перегретый пар, охлаждает этот пар и конденсирует его в жидкость посредством отвода дополнительного тепла при постоянных значениях давления и температуры. Жидкий хладагент затем испытывает уменьшение давления, когда он проходит через расширительный клапан, что приводит к охлаждению и получению смеси жидкости и пара при меньших значениях температуры и давления. Эта смесь испаряется в змеевиках или трубах испарителя, и в результате этого охлаждается теплый воздух из охлаждаемого пространства, когда его продувают над змеевиками или трубами испарителя. Термодинамический цикл завершается, когда образующийся в результате пар хладагента

возвращается во впуск компрессора. Цикл абсорбции пара аналогичен циклу сжатия пара. Однако компрессор заменяет абсорбером, в котором хладагент растворяется в подходящей жидкости. Жидкостной насос повышает давление, и генератор удаляет пар хладагента из жидкости при высоком давлении. В тепловом двигателе с идеальным циклом Стирлинга механическая работа осуществляет передачу тепла в обратном направлении. В обратном цикле Карно четыре обратимых процесса, представляющие собой две изотермические стадии и две изоэнтропические (адиабатические) стадии, осуществляются в обратном направлении. Наконец, в газовом цикле газообразная рабочая текучая среда сжимается и расширяется, но не происходит фазовый переход.

[0009] Коэффициент полезного действия (КПД) представляет собой меру эффективности холодильника или теплового насоса. Коэффициент полезного действия представляет собой непосредственную меру соотношения между полезной мощностью охлаждения или нагревания и входной мощностью. В системе охлаждения коэффициент полезного действия может быть определен как соотношение мощности теплоотвода и входной мощности компрессора. В системе нагревания коэффициент полезного действия может быть определен как соотношение производимой тепловой мощности и входной мощности компрессора. Соответственно, более высокий коэффициент полезного действия характеризует более эффективную систему.

[0010] Аналогично любой другой системе, действующей на основе соотношения между тепловой и другими формами энергии, коэффициент полезного действия любой газокompessorной системы естественным образом ограничен законами термодинамики. Каждый автор изобретения, стремящийся к развитию техники сжатия газа, должен сократить до минимума потери эффективности и при этом увеличить до максимума эффективность используемых компонентов и процессов, чтобы в результате этого обеспечить оптимальные коэффициенты полезного действия.

[0011] Соответственно, несмотря на описанные выше и многие другие полезные усовершенствования в отношении сжатия газов, сохраняется тенденция к повышению коэффициента полезного действия в системах и способах сжатия газообразных текучих сред. В данном отношении признано, что охлаждение представляет собой эффективный способ, упрощающий сжатие газов. Однако признано также, что охлаждение имеет относительно узкий температурный диапазон, в пределах которого оно работает с высоким коэффициентом полезного действия. Дополнительное охлаждение ниже нижнего предела этого температурного диапазона может быть осуществлено только при значительном уменьшении коэффициента полезного действия.

[0012] Таким образом, автор настоящего изобретения понял, что имело бы огромное преимущество предложение системы и способа сжатия газообразной текучей среды, которое сокращает до минимума потери коэффициента полезного действия в течение сжатия текучей среды и которое использует эффективность охлаждения.

Краткое раскрытие настоящего изобретения

[0013] Таким образом, настоящее изобретение разработано для решения основной задачи, представляющей собой предложение системы и способа сжатия газов с повышенным коэффициентом полезного действия.

[0014] Родственная задача настоящего изобретения представляет собой предложение системы и способа сжатия газов, которое может быть осуществлено с пониженным энергопотреблением.

[0015] Следующая задача настоящего изобретения представляет собой предложение системы и способа сжатия газов с отводом тепла при высоком коэффициенте полезного действия (КПД).

[0016] Дополнительная задача вариантов осуществления настоящего изобретения представляет собой предложение системы и способа сжатия газообразной текучей среды с обеспечением возможности масштабирования.

[0017] Указанные и дополнительные задачи и преимущества настоящего изобретения становятся очевидными не только для тех, кто анализирует настоящее описание и фигуры, но также для тех, кто имеет возможность наблюдать в процессе эксплуатации систему и способ сжатия газообразной текучей среды, описанные в настоящем документе. Хотя может быть возможным и действительно предпочтительным решение каждой из представленных выше задач в рамках одного варианта осуществления настоящего изобретения, не во всех вариантах осуществления является желательной или необходимой реализация всех и каждого потенциальных преимуществ и функций. Тем не менее, все такие варианты осуществления следует рассматривать как находящиеся в пределах объема настоящего изобретения.

[0018] При решении одной или нескольких задач настоящего изобретения, сжимающая газообразную текучую среду система для сжатия газа от начального давления до выпускного давления согласно настоящему изобретению содержит первый компрессорный блок и второй компрессорный блок. Первый компрессорный блок содержит ступень сжатия газа, содержащую компрессор газообразной текучей среды и теплонасосный промежуточный холодильник, присоединенный с возможностью переноса

текучей среды к компрессору газообразной текучей среды. Первый компрессорный блок выполнен с возможностью сжатия газа от впускного давления до первого повышенного манометрического давления. Второй компрессорный блок содержит ступень сжатия газа, содержащую компрессор газообразной текучей среды и теплонасосный промежуточный холодильник, присоединенный с возможностью переноса текучей среды к компрессору газообразной текучей среды. Второй компрессорный блок выполнен с возможностью сжатия газа до выпускного давления. Выпускное давление составляет более чем первое повышенное манометрическое давление.

[0019] На практике в газокomppressorной системе теплонасосный промежуточный холодильник содержит каскадный теплонасосный промежуточный холодильник, имеющий множество секций промежуточного холодильника. Например, каскадный теплонасосный промежуточный холодильник может иметь высокотемпературную секцию и низкотемпературную секцию, причем каждая из высокотемпературной секции и низкотемпературной секции содержит сердцевину промежуточного холодильника. Каскадный теплонасосный промежуточный холодильник может дополнительно содержать среднетемпературные и, возможно, дополнительные температурные секции, расположенные с возможностью переноса текучей среды между высокотемпературной секцией и низкотемпературной секцией. Кроме того, водяная ловушка может быть присоединена с возможностью переноса текучей среды к каждому теплонасосному промежуточному холодильнику, причем она может быть выполнена с возможностью удаления сконденсированной воды.

[0020] Как описано в настоящем документе, первый компрессорный блок может содержать вентиляторный компрессорный блок. Компрессор газообразной текучей среды ступени сжатия газа первого компрессорного блока может содержать вентилятор высокого давления, и второй компрессорный блок может содержать механический компрессорный блок. Компрессор газообразной текучей среды ступени сжатия газа механического компрессорного блока может представлять собой механический компрессор, такой как ротационный компрессор или поршневой компрессор.

[0021] Кроме того, описано, что вентиляторный компрессорный блок может быть образован множеством ступеней сжатия газа, причем каждая ступень содержит вентиляторный компрессор газообразной текучей среды высокого давления и теплонасосный промежуточный холодильник, присоединенный с возможностью переноса текучей среды к вентиляторному компрессору газообразной текучей среды высокого давления. Аналогичным образом, механический компрессорный блок может содержать множество ступеней сжатия газа, причем каждая из множества ступеней содержит

механический компрессор газообразной текучей среды и теплонасосный промежуточный холодильник, присоединенный с возможностью переноса текучей среды к механическому компрессору газообразной текучей среды. Например, вентиляторный компрессорный блок может иметь по меньшей мере четыре ступени сжатия газа, причем каждая ступень содержит вентиляторный компрессор газообразной текучей среды высокого давления и теплонасосный промежуточный холодильник, присоединенный с возможностью переноса текучей среды к вентиляторному компрессору газообразной текучей среды высокого давления. Механический компрессорный блок может иметь по меньшей мере три ступени сжатия газа, причем каждая ступень содержит механический компрессор газообразной текучей среды и теплонасосный промежуточный холодильник, присоединенный с возможностью переноса текучей среды к механическому компрессору газообразной текучей среды.

[0022] Газокомпрессорная система может дополнительно содержать выпуск. Заключительная ступень сжатия газа может содержать механический компрессор газообразной текучей среды без теплонасосного промежуточного холодильника, расположенного с возможностью переноса текучей среды между механическим компрессором газообразной текучей среды и выпуском.

[0023] Кроме того, описано, что газопроводной генератор может быть присоединен с возможностью переноса текучей среды к выпуску для обеспечения производства электроэнергии в результате движения рабочей текучей среды посредством введения сжатого газа, получаемого из газокомпрессорной системы. Например, газопроводной генератор может содержать один или несколько протяженных гравитационных распределительных трубопроводов, причем каждый гравитационный распределительный трубопровод имеет верхний конец и нижний конец. Генератор может содержать один или несколько протяженных плавучих трубопроводов, причем каждый плавучий трубопровод имеет верхний конец и нижний конец. Верхний конец или концы плавучих трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с верхним концом или концами гравитационных распределительных трубопроводов, и нижний конец или концы гравитационных распределительных трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с нижним концом или концами плавучих трубопроводов. Благодаря этому, образуется замкнутый контур текучей среды между плавучими трубопроводами и гравитационным распределительным трубопроводом, причем рабочая текучая среда, вытекающая из верхних концов плавучих трубопроводов, поступает в верхний конец гравитационного распределительного трубопровода, и рабочая текучая среда, вытекающая вниз через гравитационный распределительный трубопровод,

поступает из нижнего конца распределительного трубопровода в нижние концы множества плавучих трубопроводов. Турбинная система текучей среды расположена с возможностью переноса текучей среды между нижним концом или концами гравитационного распределительного трубопровода или трубопроводов и нижним концом или концами плавучих трубопроводов. Газовая инжекционная система выполнена с возможностью введения сжатого газом компрессорной системой газа, такого как воздух, из выпуска в каждый из плавучих трубопроводов.

[0024] Можно видеть, что приведенное выше обсуждение широко представляет более важные определенные цели и признаки настоящего изобретения, что обеспечивает лучшее понимание подробного описания, которое приведено ниже, и лучше иллюстрирует технический вклад автора настоящего изобретения. Прежде чем будет подробно разъяснен какой-либо конкретный вариант осуществления или соответствующий аспект, следует понимать, что следующие подробные описания конструкции и иллюстрации концепций настоящего изобретения представляют собой просто примеры многочисленных возможных воплощений настоящего изобретения. Таким образом, следует понимать, что дополнительные признаки и преимущества настоящего изобретения становятся очевидными при ознакомлении с подробным описанием воплощений и вариантов осуществления, которые не представляют собой ограничения, и при рассмотрении прилагаемых фигур.

Краткое описание фигур

[0025] Дополнительные подробности и признаки системы и способа сжатия газообразной текучей среды, которые описаны в настоящем документе, становятся очевидными для специалиста в данной области техники после ознакомления с настоящим описанием и фигурами, причем:

[0026] на фиг. 1 представлено перспективное изображение газом компрессорной системы согласно настоящему изобретению;

[0027] на фиг. 2 представлено перспективное изображение вентиляторного компрессорного блока газом компрессорной системы;

[0028] на фиг. 3А представлено перспективное изображение вентилятора высокого давления и каскадного теплонасосного промежуточного холодильника ступени вентиляторного компрессорного блока;

[0029] на фиг. 3В представлен вид сбоку вентилятора высокого давления и каскадного теплонасосного промежуточного холодильника ступени вентиляторного компрессорного блока;

[0030] на фиг. 3С представлен вид спереди вентилятора высокого давления и каскадного теплонасосного промежуточного холодильника ступени вентиляторного компрессорного блока;

[0031] на фиг. 4А представлено перспективное изображение промежуточного холодильника ступени системы;

[0032] на фиг. 4В представлен вид сбоку промежуточного холодильника;

[0033] на фиг. 4С представлено изображение поперечного сечения промежуточного холодильника;

[0034] на фиг. 5 представлено перспективное изображение механического компрессорного блока газокompрессорной системы;

[0035] на фиг. 6А представлено перспективное изображение каскадного теплонасосного промежуточного холодильника;

[0036] на фиг. 6В представлен вид сверху каскадного теплонасосного промежуточного холодильника; и

[0037] на фиг. 7 представлено перспективное изображение пневмоприводного генератора, использующего газокompрессорную систему согласно настоящему изобретению; и

[0038] на фиг. 8 представлено перспективное изображение подсистем, обеспечивающих повышение коэффициента полезного действия в газокompрессорной системе согласно настоящему изобретению.

Подробное раскрытие настоящего изобретения

[0039] Система и способ сжатия газообразной текучей среды, которые описаны в настоящем документе, могут быть реализованы в разнообразных вариантах осуществления. Однако для обеспечения того, чтобы специалист в данной области техники смог понимать и в соответствующих случаях осуществлять на практике настоящее изобретение, определенные предпочтительные варианты осуществления более широкого изобретения, раскрытого в настоящем документе, описаны ниже и представлены на сопровождающих фигурах. Таким образом, прежде чем будет подробно разъяснен какой-либо конкретный вариант осуществления настоящего изобретения, должно быть ясно, что следующие подробности конструкции и иллюстрации концепций

настоящего изобретения представляют собой просто примеры многочисленных возможных воплощений настоящего изобретения.

[0040] Рассмотрим, в частности, фиг. 1, где газокompрессорная система 10 содержит первый компрессорный блок 20 для повышения манометрического давления газа внутри газокompрессорной системы 10 до первого уровня сжатия и второй компрессорный блок 30 для повышения манометрического давления внутри газокompрессорной системы 10 от первого уровня сжатия до конечного выпускного давления. Согласно настоящему изобретению первый компрессорный блок 20 может содержать вентиляторный компрессорный блок 20, и второй компрессорный блок 30 может содержать механический компрессорный блок 30. Вентиляторный компрессорный блок 20 проиллюстрирован отдельно на фиг. 2, и механический компрессорный блок 30 проиллюстрирован отдельно на фиг. 5. В настоящем документе газ может иногда называться воздухом, и при этом понятно, что сжатие других газов также является возможным в пределах объема настоящего изобретения.

[0041] Согласно одному практическому применению газокompрессорной системы 10 вентиляторный компрессорный блок 20 может быть предназначен для сжатия газа, такого как воздух, который втягивают или впускают в систему, от первого давления, такого как атмосферное давление, до повышенного манометрического давления, составляющего, например, от 20 фунтов на квадратный дюйм до 24 фунтов на квадратный дюйм. Механический компрессорный блок 30 может быть использован для осуществления дальнейшего сжатия в целях достижения выпускного давления.

[0042] В этом иллюстративном, но не ограничительном примере воздух втягивают в первый компрессорный блок 20 газокompрессорной системы 10 при манометрическом давлении, составляющем 0 фунтов на квадратный дюйм, и при температуре окружающей среды. На первой ступени системы 10 в составе вентиляторного компрессорного блока 20 вентилятор 12 высокого давления втягивает воздух через воздухозаборник 14 и сжимает воздух до первого повышенного давления, которое может зависеть от конфигурации газокompрессионной системы 10 и от других факторов. При этом сжатии текучей среды высвобождается адиабатическая теплота, и повышается температура вновь сжатого воздуха. Полная величина энергии, которая требуется для осуществления этого процесса, соответствует силе давления воздуха плюс адиабатическая теплота плюс скрытая теплота принудительной конденсации водяного пара в воздухе.

[0043] Каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 16 предназначен в качестве вторичного устройства для вентилятора 12 высокого давления в составе первой ступени вентиляторного компрессорного блока 20 газокompрессорной системы 10, чтобы

принимать сжатый воздух из вентилятора 12 высокого давления. Теплонасосный промежуточный холодильник 16 отводит адиабатическую теплоту сжатия плюс скрытую теплоту и снижает температуру сжатого воздуха, в результате чего уменьшается энергопотребление для дальнейшего сжатия воздуха. Это снижение температуры приводит к снижению давления на выходе из первой ступени. Согласно вариантам осуществления системы 10, например, предусмотрено снижение температуры ниже исходной температуры окружающей среды.

[0044] Вентиляторный компрессорный блок 20 содержит вторую ступень газокompрессорной системы 10 с вентилятором 22 высокого давления, который принимает воздух, сжатый и охлажденный на первой ступени вентиляторного компрессорного блока 20. В результате присутствия промежуточного холодильника 16 для вентилятора 22 высокого давления второй ступени требуется меньше энергии в целях осуществления сжатия, поскольку вентилятор 22 не должен преодолевать высвобождаемую адиабатическую теплоту, и поскольку температура принимаемого сжатого газа является ниже, чем исходная температура, представляющая собой температуру окружающей среды. Каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 24 предназначен в качестве вторичного устройства для вентилятора 22 высокого давления в составе второй ступени вентиляторного компрессорного блока 20 газокompрессорной системы 10, чтобы принимать сжатый воздух из вентилятора 22 высокого давления. Благодаря охлаждению, которое обеспечивает промежуточный холодильник 16 первой ступени газокompрессорной системы 10, энергопотребление для отвода адиабатической теплоты посредством теплонасосного промежуточного холодильника 24 второй ступени составляет значительно менее чем энергопотребление только для механического сжатия воздуха посредством вентиляторов 12 и 22.

[0045] Поскольку высокий коэффициент полезного действия единственного теплового насоса покрывает лишь узкий температурный диапазон, каскадные теплонасосные промежуточные холодильники 16, 24 используют для практического применения газокompрессорной системы 10, чтобы осуществлять эксплуатацию в более узких рабочих диапазонах и обеспечивать повышенный коэффициент полезного действия в процессе эксплуатации теплонасосных промежуточных холодильников 16, 24. В качестве документов предшествующего уровня техники в отношении каскадных тепловых насосов могут быть приведены, например, публикация патентной заявки США № 2010/0077788 (Lewis) на каскадный воздушный тепловой насос, патент США № 8,869,531 на содержание тепловых двигателей с каскадными циклами, а также публикация патентной заявки США № 2004/0011038 (Stringer и др.) на каскадный замкнутый

контурный цикл производства энергии. Каждый из перечисленных выше документов и каждый из процитированных в них документов включен в настоящий документ посредством ссылки.

[0046] Согласно настоящему изобретению, как дополнительно проиллюстрировано на фиг. 3А-3С, где представлена промежуточный холодильник 16 первой ступени, каждый используемый каскадный теплонасосный промежуточный холодильник можно рассматривать как имеющий высокотемпературную секцию 56, среднетемпературную секцию 58 и низкотемпературную секцию 60. Секции 56, 58 и 60 промежуточного холодильника 16 могут находиться в составе конструкции одного промежуточного холодильника. В качестве альтернативы, каждая секция может быть сама образована из того, что можно рассматривать и эксплуатировать в качестве отдельного промежуточного холодильника. При использовании в настоящем документе ссылки на промежуточный холодильник и секции промежуточного холодильника следует понимать как включающие единые и отдельные конструкции промежуточного холодильника, за исключением ограничения настоящего изобретения, которое может быть определено ограничено формулой изобретения. Промежуточные холодильники 16, 24, 30 и 36 и секции 56, 58 и 60 промежуточного холодильника могут быть сконструированы и, в качестве дополнения или в качестве альтернативы, калиброваны на температурный диапазон, в пределах которого предполагается эксплуатации теплового насоса.

[0047] Дополнительное понимание потенциальных воплощений промежуточных холодильников 16, 24, 30 и 36 может быть получено при рассмотрении фиг. 4А-4С, где проиллюстрирована высокотемпературная секция 56 каскадного теплонасосного промежуточного холодильника 16 первой ступени. Здесь секция 56 промежуточного холодильника, которая образует независимо эксплуатируемый промежуточный холодильник теплообменник, содержит сердцевину 66 промежуточного холодильника с впуском 68 газообразной текучей среды и выпуском 70 газообразной текучей среды. Сердцевина 66 промежуточного холодильника удерживается внутри корпуса 72. В такой конструкции сжатая текучая среда может быть принята из вентилятора 12 высокого давления, подвергнута промежуточному охлаждению и после этого выпущена, например, в среднетемпературную секцию 58 промежуточного холодильника, затем в низкотемпературную секцию 60 промежуточного холодильника и затем во вторую ступень газокompрессорной системы. Остальные промежуточные холодильники можно эксплуатировать аналогичным образом или, возможно, их можно конструировать и эксплуатировать иным образом.

[0048] Каскадные теплонасосные промежуточные холодильники 16, 24, 30 и 36 предотвращают потери коэффициента полезного действия, которые в иных условиях происходили бы в результате необходимости конденсации тепла при высоких дельта-температурах. В каскадных теплонасосных промежуточных холодильниках 16, 24, 30 и 36, используемых в рамках настоящего изобретения, в низкотемпературных тепловых насосах использован следующий блок высокотемпературной охлаждающей ванны в качестве основы для соответствующей температуры конденсации. Таким образом, тепловые насосы в составе промежуточных холодильников 16, 24, 30 и 36 индивидуально взаимодействуют для передачи больших количеств тепла при сокращенных до минимума требованиях индивидуальной теплопередачи и без индивидуально проявляющихся больших потерь коэффициента полезного действия.

[0049] Могут присутствовать подсистемы для дополнительного управления, сбора энергии и эксплуатации, которые дополнительно представлены на схематической диаграмме фиг. 8, которая обеспечивает лучшее понимание в отношении высоких коэффициентов полезного действия, которые могут быть достигнуты в конкретных практических приложениях настоящего изобретения. Здесь колебания температуры и значения дельта скомпенсированы и ограничены посредством применения охлаждающих ванн тепловых насосов, таких как охлаждающие ванны высокотемпературных тепловых насосов. При применении в рамках настоящего изобретения тепловые насосы могут собирать тепло, включая скрытую теплоту и теплоту трения, и передавать его для альтернативного или последующего применения. Тепло может быть использовано в последующей или параллельной операции, в которой может быть применено низкопотенциальное тепло для осуществления другой задачи, требующей ввода энергии. При этом передаваемая энергия эффективно используется несколько раз, например, первый раз для сжатия воздуха и второй раз для нагревания в следующей операции. Следующая операция может представлять собой, например, отопление помещения, нагревание воды, производство энергии в органическом цикле Ренкина или некоторые другие операции или их комбинации.

[0050] Как представлено на фиг. 8, подсистемы для сбора энергии, управления и эксплуатации могут быть расположены в составе чередующихся ступеней охлаждения и сжатия газокompрессорной системы 10. Например, при рассмотрении первой ступени системы 10 в качестве неограничительного примера, низкотемпературная охлаждающая ванна 82 может термодинамически взаимодействовать с низкотемпературной секцией 60 соответствующего промежуточного холодильника 16 с направлением текучей среды ванны по низкотемпературной секции 60 промежуточного холодильника 16.

Охлаждающая ванна 82 может иметь температуру ванны выше температуры замерзания воды, например, на уровне 33°F, чтобы предотвратить замерзание сконденсированной воды на змеевиках охлаждающей ванны 82. Низкотемпературный тепловой насос 84 присоединен с возможностью переноса текучей среды к охлаждающей ванне 82. Тепловой насос 84 может обычно выполнять функцию конденсации хладагента при высокой температуре окружающей среды, представляющей собой воздух, которая может составлять 100°F, при этом воздух имеет низкую способность теплопередачи, и в результате этого требуются повышенные дельта-температуры конденсатора для осуществления эффективной теплопередачи. Такие повышенные дельта-температуры могли бы значительно снижать КПД теплового насоса. Во избежание недостатков охлаждаемых атмосферным воздухом конденсаторов с повышенными значениями дельта, в низкотемпературном тепловом насосе 84 использована конденсирующаяся среда из среднетемпературной охлаждающей ванны 86. Это сохраняет дельта-температуру на уровне, составляющем приблизительно 30°F. Кроме того, низкотемпературный тепловой насос 84 теперь осуществляет теплообмен в жидкой среде, и при этом для эффективности требуются меньшие дельта-температуры. Это позволяет сохранять очень высокие значения КПД низкотемпературного теплового насоса 84.

[0051] Среднетемпературная охлаждающая ванна 86 присоединена с возможностью переноса текучей среды к низкотемпературной охлаждающей ванне 82, причем температура ванны составляет, например, приблизительно 60°F. Среднетемпературный тепловой насос 88 присоединен с возможностью переноса текучей среды к охлаждающей ванне 86. Среднетемпературная охлаждающая ванна 86 может термодинамически взаимодействовать со среднетемпературной секцией 58 соответствующего промежуточного холодильника 16 посредством направления текучей среды ванны по среднетемпературной секции 58 промежуточного холодильника 16. Тепловой насос 88 снова должен обычно конденсировать хладагент при высокой температуре окружающей среды, представляющей собой воздух, которая может составлять 100°F, и снова оказывается, что вследствие низкой способности воздуха к теплопередаче требуются повышенные дельта-температуры конденсатора для осуществления эффективной передачи тепла. Такие повышенные дельта-температуры могли бы значительно снижать КПД теплового насоса. Во избежание недостатков охлаждаемых атмосферным воздухом конденсаторов с повышенными значениями дельта, в среднетемпературном тепловом насосе 88 использована высокотемпературная охлаждающая ванна 90, которая термодинамически взаимодействует с высокотемпературной секцией 56 соответствующего промежуточного холодильника 16, причем текучую среду ванны

направляют по высокотемпературной секции 56 промежуточного холодильника 16 в качестве соответствующей конденсирующейся среды. Это позволяет сохранять дельта-температуру до приблизительно 60°F. Кроме того, среднетемпературный тепловой насос 88 в результате этого осуществляет теплообмен в жидкой среде, и для эффективности этого процесса требуются пониженные дельта-температуры. Это позволяет сохранять очень высокие значения КПД среднетемпературного теплового насоса 88. После этой секции температура повышается, например, до 120°F.

[0052] Высокотемпературная охлаждающая ванна 90 присоединена с возможностью переноса текучей среды к среднетемпературному тепловому насосу 88 и имеет температуру ванны, составляющую приблизительно 120°F, что соответствует высокотемпературной секции 56 промежуточного холодильника 16. Высокотемпературный тепловой насос 92, который присоединен с возможностью переноса текучей среды к высокотемпературной охлаждающей ванне 90, снова должен обычно конденсировать хладагент при высокой температуре окружающей среды, представляющей собой воздух, которая может составлять 100°F. Хотя температура окружающей среды в этом конденсаторе представляет собой решающее условие для высокого КПД, неудовлетворительный воздухообмен требует повышения дельта-температуры и требует больше энергии. Повышенные дельта-температуры привели бы к небольшому снижению КПД теплового насоса 92. Во избежание недостатков охлаждаемых атмосферным воздухом конденсаторов с повышенными значениями дельта, в высокотемпературном тепловом насосе 92 использована высокотемпературная форсированная охлаждающая ванна 94 в качестве соответствующей конденсирующейся среды. Это позволяет сохранить дельта-температуру до приблизительно 80°F. Кроме того, текучая среда теперь присутствует при температуре применяемого низкопотенциального тепла, которое может быть использовано для других нагревательных операций. Это позволяет сохранять очень высокие значения КПД высокотемпературного теплового насоса 92. После этой секции температура дополнительно повышается, например, до 200°F.

[0053] Могут быть введены один или более дополнительных форсированных теплонасосных циклов, причем каждый из них содержит тепловой насос 96 и охлаждающую ванну 98, для дополнительного повышения температуры в целях улучшения качества низкопотенциального тепла таким образом, чтобы оно могло быть использовано в большем количестве разнообразных приложений низкопотенциального тепла. В каждом форсированном цикле температура может быть дополнительно увеличена, например, дополнительно увеличена на 80°F-100°F. Таким способом один

дополнительный форсированный цикл может повышать температуру, например, до 290°F, и второй дополнительный форсированный цикл может дополнительно повышать температуру, например, до 380°F. В таких высокотемпературных форсированных циклах конденсирующие змеевики могут быть расположены в фактическом конечном пользовательском устройстве, таком как газоприводной генератор, бытовое горячее водоснабжение, отопление помещений или другие устройства.

[0054] В любом случае, рассмотрим снова фиг. 1 и 2, где, например, стадии сжатия и промежуточного охлаждения повторяются в настоящей газокompрессорной системе 10, причем происходит последовательное сжатие газа с промежуточными стадиями сбора тепла посредством промежуточного охлаждения. В проиллюстрированном практическом применении газокompрессорной системы 10 сжатие и промежуточное охлаждение повторяются на нескольких, в частности, четырех последовательных ступенях в составе вентиляторного компрессорного блока 20 в целях сжатия газа, втягиваемого или выпускаемого в систему, до повышенного манометрического давления на выходе первого блока. Следует отметить, что в вентиляторный компрессорный блок 20 может присутствовать большее или меньшее число ступеней, обеспечивающих сжатие посредством компрессионного вентилятора и промежуточное охлаждение посредством каскадного теплонасосного промежуточного холодильника на каждой из нескольких ступеней.

[0055] Согласно этому варианту осуществления в вентиляторном компрессорном блоке 20 использована третья ступень, содержащая вентилятор высокого давления 28, который принимает воздух, сжатый и охлажденный на второй ступени вентиляторного компрессорного блока 20. Вентилятор 28 высокого давления третьей ступени осуществляет дополнительное сжатие воздуха, принимаемого из второй ступени, причем снова требуется меньше энергии для осуществления сжатия, поскольку вентилятор 28 принимает воздух с пониженной адиабатической теплотой вследствие работы каскадного теплонасосного промежуточного холодильника 24. Каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 30 установлен в составе третьей ступени вентиляторного компрессорного блока 20, чтобы принимать сжатый воздух из вентилятора 28 высокого давления.

[0056] В документах предшествующего уровня техники раскрыты вентиляторные компрессорные системы высокого давления. Соответствующие описания можно найти, например, в патенте США № 2,849,173 на компрессорную систему, в патенте США № 3,014,639 на воздушный компрессор высокого давления, в патенте США № 5,461,861 на способ сжатия газообразной среды, в патенте США № 6,695,591 на многоступенчатую

газокомпрессорную систему, в публикации патентной заявки США № 2009/0257902 на компрессорное устройство. Все указанные документы включены в настоящий документ посредством ссылки.

[0057] Вентиляторы 12, 22, 28 и 34 высокого давления, которые описаны в настоящем документе, в качестве неограничительного примера, могут содержать центробежные вентиляторы высокого давления. Вентилятор 12 высокого давления первой ступени, например, может работать в диапазоне от 4500 до 20000 кубических футов в минуту, и вентилятор 22 высокого давления второй ступени, например, также может работать в диапазоне от 4500 до 20000 кубических футов в минуту. Указанные скорости относятся к работе в атмосферных условиях. Однако предусмотрено, что вентиляторы 22, 28 и 34, установленные после первого вентилятора 12, могут работать при объемной скорости потока, уменьшенной, например, приблизительно на 25%, вследствие увеличения давления и охлаждения ниже температуры окружающей среды. Согласно теории, на последующих ступенях могут быть использованы вентиляторы 22, 28 и 34 меньшей мощности, поскольку вследствие сжатия воздуха уменьшается фактический физический объем воздуха, который должен быть пропущен. Один тип эффективного вентилятора высокого давления, например, представляют собой вентиляторы НР с высоким радиальным давлением, имеющие колесную конструкцию, которые поставляет New York Blower Company (Уиллоубрук, штат Иллинойс, США).

[0058] На четвертой ступени вентиляторного компрессорного блока 20 вентилятор 34 высокого давления принимает воздух, сжатый и охлажденный на третьей ступени. Вентилятор 34 высокого давления четвертой ступени осуществляет дополнительное сжатие воздуха, принимаемого из третьей ступени, причем для осуществления сжатия требуется меньше энергии, поскольку вентилятор 34 принимает воздух с пониженной адиабатической теплотой вследствие работы каскадного теплонасосного промежуточного холодильника 24. Каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 36 установлен в составе четвертой ступени вентиляторного компрессорного блока 20, чтобы принимать сжатый воздух из вентилятора 34 высокого давления.

[0059] Автор настоящего изобретения считает, что после одной или несколько ступеней, включающих сжатие посредством вентиляторного компрессора, будет достигнуто повышенное давление сжатого воздуха, выше которого сжатие посредством вентилятора высокого давления становится непрактичным и неэффективным. Согласно настоящему изобретению в системе 10 дополнительное сжатие может быть достигнуто посредством механического сжатия, например, посредством применения одного или нескольких поршневых компрессоров. Промежуточное охлаждение посредством

каскадного теплонасосного промежуточного холодильника также может быть использовано после каждой стадии сжатия. Таким образом, вентиляторы 12, 22, 28 и 34 высокого давления вентиляторного компрессорного блока 20 открывают путь к ступеням поршневых механических компрессоров 42, 46 и 50 с установленными промежуточными холодильниками 44 и 48 в составе механического компрессорного блока 30. Сжатие выше первого уровня достигнуто посредством вентиляторного компрессорного блока 20, поршневые компрессоры 42, 46 и 50 дополнительно повышают давление газа с более высокой эффективностью, чем вентиляторы. Механические компрессоры, в данном случае поршневые компрессоры могут работать в диапазоне от 150 до 300 кубических футов в минуту. Поскольку газ теперь является сжатым до значительно меньшего объема, чем первоначальный объем воздуха, может быть использовано меньшее число компрессоров 42, 46 и 50 для достижения желательного конечного высокого давления.

[0060] Внутри механического компрессорного блока 30 сжатый и подвергнутый промежуточному охлаждению воздух принимают при выпускном давлении вентиляторного компрессорного блока из заключительного промежуточного холодильника 36 вентиляторного компрессорного блока 20 через соединение 40 с возможностью передачи текучей среды и в первую механическую компрессорную группу 42, которая образует пятую ступень газокompessorной системы 10. Первая механическая компрессорная группа 42 может содержать лишь единственный механический компрессор или множество механических компрессоров. Механические компрессоры компрессорных групп 42, 46 и 50, например, могут содержать ротационные компрессоры или поршневые компрессоры. На этом изображении три механических компрессора работают параллельно в первой механической компрессорной группе 42. Первая механическая компрессорная группа 42 сжимает газ до следующего повышенного давления, и принимаемый газ имеет повышенную температуру. Этот дополнительный сжатый газ пропускают в каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 44 первой ступени первой механической компрессорной группы 42, чтобы отводить теплоту сжатия и уменьшать температуру сжатого воздуха и в результате этого снижать энергопотребление на дополнительное сжатие воздуха.

[0061] Механический компрессорный блок 30 согласно этому варианту осуществления содержит вторую и третью механические компрессорные группы 46 и 50, которые образуют шестую и седьмую ступени газокompessorной системы 10. На шестой ступени вторая механическая компрессорная группа 46, которую образуют два механических компрессора, работающих параллельно в этом примере, принимает воздух, сжатый и охлажденный на пятой ступени механического компрессорного блока 30.

Механическая компрессорная группа 46 шестой ступени осуществляет дополнительное сжатие воздуха, принимаемого с пятой ступени, и каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 48 расположен в составе шестой ступени механического компрессорного блока 30, чтобы принимать сжатый воздух от компрессорной группы 46 пятой ступени. На седьмой (заключительной) ступени газоконпрессорной системы 10, третья механическая компрессорная группа 50, которую образует единственный механический компрессор согласно этому варианту осуществления, принимает воздух, сжатый и охлажденный на шестой ступени механического компрессорного блока 30, и дополнительно сжимает газ перед направлением сжатого газа через выпуск 52.

[0062] Согласно настоящему изобретению, как показывает также фиг. 7, сжатие газа посредством газоконпрессорной системы 10 может быть использовано преимущественно для приведения в действие следующих и более крупных систем. В качестве примера, а не ограничения, газ, сжатый посредством системы 10, может быть использован в качестве сжатого газа, предназначенного для возбуждения циклического движения рабочей текучей среды в пневмоприводном генераторе 100, который предложил автор настоящего изобретения в рассматриваемых параллельно с настоящей заявкой патентной заявке США № 16/115,531 и международной патентной заявке РСТ № РСТ/US 18/48413, которые были поданы одновременно 28 августа 2018 года. Полное описание обеих этих заявок включено в настоящий документ посредством ссылки. В таких приложениях газоконпрессорной системы 10 оказывается возможным, что может отсутствовать охлаждение газа посредством промежуточного охлаждения после заключительной ступени, и дополнительное нагревание и возникающее в результате давление могут упрощать введение воздуха в плавучие трубопроводы пневмоприводного генератора 100 для вытеснения жидкой рабочей текучей среды.

[0063] Таким образом, как представлено на фиг. 7, получен пневмоприводной генератор для производства электроэнергии в результате движения рабочей текучей среды, который содержит один или несколько протяженных гравитационных распределительных трубопроводов, причем каждый из них имеет верхний конец и нижний конец, и один или несколько протяженных плавучих трубопроводов, причем каждый плавучий трубопровод имеет верхний конец и нижний конец. Верхний конец или концы плавучих трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с верхним концом или концами гравитационных распределительных трубопроводов, и нижний конец или концы гравитационных распределительных трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с нижним концом или концами плавучих трубопроводов, в результате чего образуется

замкнутый контур текучей среды между плавучими трубопроводами и гравитационным распределительным трубопроводом, причем рабочая текучая среда, вытекающая из верхних концов плавучих трубопроводов, поступает в верхний конец гравитационного распределительного трубопровода, и рабочая текучая среда, вытекающая вниз через гравитационный распределительный трубопровод, поступает из нижнего конца распределительного трубопровода в нижние концы множества плавучих трубопроводов. Турбинная система текучей среды расположена с возможностью переноса текучей среды между нижним концом или концами гравитационного распределительного трубопровода или трубопроводов и нижним концом или концами плавучих трубопроводов. Воздушная инжекционная система выполнена с возможностью введения воздуха в каждый из плавучих трубопроводов, причем воздух сжимают посредством газокompрессорной системы 10, описанной в настоящем документе. Воздух, производимый посредством газокompрессорной системы 10 и поступающий в рабочую текучую среду, находящуюся в плавучих трубопроводах, будет стремиться к возбуждению восходящего потока рабочей текучей среды в плавучих трубопроводах, и рабочая текучая среда, поступающая в верхний конец гравитационного распределительного трубопровода, будет создавать нисходящий поток внутри гравитационного распределительного трубопровода, чтобы приводить в действие турбинную систему текучей среды. Таким образом, в объединенных описаниях настоящего изобретения и цитируемых документов, которые включены в настоящий документ посредством ссылки, раскрыт пневмоприводной генератор 100, принимающий газ, сжатый с применением настоящей газокompрессорной системы 10.

[0064] Кроме того, согласно термодинамике способа и системы 10, которые описаны в настоящем документе, величина энергии, которую используют в эксплуатации тепловых насосов каскадных промежуточных холодильников 16, 24, 30, 36, 44 и 48, может быть аккумулирована тепловыми насосами и использована для вторичных целей, чтобы увеличивать общий коэффициент полезного действия еще большей системы с потоком текучей среды. В качестве примера, а не ограничения, тепло, собранное посредством тепловых насосов каскадных промежуточных холодильников 16, 24, 30, 36, 44 и 48, может быть аккумулировано и использовано для нагревания рабочих текучих сред в пневмоприводном генераторе который предложил автор настоящего изобретения в рассматриваемых параллельно с настоящей заявкой патентной заявке США № 16/115,531 и международной патентной заявке PCT № PCT/US 18/48413, чтобы в результате этого повышать коэффициент полезного действия пневмоприводного генератора 100, описанного и обеспеченного патентной охраной посредством указанных заявок.

[0065] При этом дополнительное тепло может быть аккумулировано и использовано, например, посредством перегрева текучей среды в пневмоприводном генераторе 100 в большей степени, чем в случае одной адиабатической теплоты, и перерасширения сжатого воздуха, вводимого в плавучие трубопроводы пневмоприводного генератора 100. Такое перерасширение газообразной текучей среды в плавучих трубопроводах пневмоприводного генератора 100 приводит к вытеснению большего объема рабочей текучей среды для создания большей движущей силы, которая, в свою очередь, производит больше энергии.

[0066] В частности, в начальных циклах сжатия системы 10 оказывается желательным, что температура каскадных охлаждающих теплонасосных промежуточных холодильников 16, 24, 30 и 36 поддерживается выше температуры замерзания, таким образом, что сконденсированный водяной пар не осаждается на охлаждающих змеевиках сердцевин 66 промежуточного холодильника. Это способствует удалению водяного пара, содержащегося в воздухе, и уменьшает энергопотребление при сжатии. Когда воздух является сжатым, этот воздух не может больше удерживать такое количество водяного пара, как до сжатия, и это заставляет пар, конденсирующийся с образованием жидкой воды, высвободить скрытую теплоту. Высвобождение скрытой теплоты в системе 10 поддерживает работу теплонасосных промежуточных холодильников 16, 24, 30 и 36 в диапазоне высоких коэффициентов полезного действия. Отвод скрытой теплоты, а также теплоты трения снижает обратное давление на компрессоры 12, 22, 28 и 34, а также снижает энергопотребление при сжатии воздуха.

[0067] На последующих ступенях воздух механически сжимают, чтобы увеличивать высвобождение адиабатической теплоты, а также повышать температуру воздуха в достаточной степени, чтобы возвращать температуру воздуха в диапазон высоких коэффициентов полезного действия теплонасосных охлаждающих систем 44 и 48. Этот нагретый и сжатый воздух теперь повторно охлаждают посредством охлаждающего теплонасосного цикла обратно до низкой температуры, чтобы уменьшать энергопотребление при сжатии воздуха. Это чередование механического цикла и низкотемпературного цикла охлаждения многократно повторяют до достижения желательного конечного давления.

[0068] После нескольких циклов механического сжатия/охлаждения содержание водяного пара в воздухе является достаточно низким для промежуточного охлаждения нагретого сжатого воздуха в целях снижения температуры ниже температуры замерзания, что дополнительно уменьшает энергопотребления при сжатии. Чем больше низкотемпературный цикл охлаждения заменяет цикл механического сжатия, тем ниже

полное энергопотребление при сжатии воздуха до конечного высокого давления. Как описано в настоящем документе, поскольку тепловые насосы имеют весьма ограниченный температурный диапазон, в котором они работают с очень высокими коэффициентами полезного действия, теплонасосный испарительный блок присутствует в конфигурации каскадных охлаждающих промежуточных холодильниках с множеством каскадных промежуточных холодильников при охлаждении с более высокой температурой в начале промежуточного холодильника, чем в одном или нескольких низкотемпературных промежуточных холодильниках.

[0069] Эта конфигурация каскадных промежуточных холодильников также служит для сохранения очень высоких коэффициентов полезного действия тепловых насосов посредством уменьшения разности дельта-температур конденсатора и испарителя в каждом цикле. Это осуществлено за счет того, что имеющий минимальную температуру охлаждающий тепловой насос передает свое тепло в испарительную секцию следующего имеющего более высокую температуру охлаждающего теплового насоса вместо рассеяния тепла в помещении с повышенной или более высокой температурой. Признано, что чем выше температура каждого охлаждающего теплового насоса, тем более высокую теплоемкость он должен иметь, чтобы аккумулировать тепловую энергию не только промежуточного холодильника этого температурного диапазона, но также тепло следующего дополнительно охлаждающего теплонасосного промежуточного холодильника. Таким образом, температура испарителей может быть повышена до очень высокой температуры, когда все тепло достигает наиболее высокотемпературного теплового насоса. Помимо адиабатической теплоты, охлаждающие тепловые насосы также собирают тепло, производимое вследствие трения, а также скрытую теплоту конденсации водяного пара.

[0070] Могут быть представлены конкретные примеры и вычисления, на которых основаны прогнозируемый коэффициент полезного действия системы 10 сжатия газообразной текучей среды, причем следует понимать, что никакие представления в отношении фактического коэффициента полезного действия не предназначены в качестве надежной основы. В качестве одного иллюстративный, но не ограничительного примера, воздух втягивают в газокompрессорную систему 10 при манометрическом давлении 0 фунтов на квадратный дюйм и при температуре окружающей среды, которая может быть предположена равной 70°F. Вентилятор 12 высокого давления принимает воздух через воздухозаборник 14 и сжимает воздух до уровня, составляющего, например, приблизительно от 3,75 до 5,5 фунтов на квадратный дюйм в зависимости от конфигурации газокompрессионной системы 10 и других факторов. При этом сжатии

текучей среды высвобождается адиабатическая теплота, и температура вновь сжатого воздуха повышается до уровня от 140°F до 170°F. Каскадный теплонасосный промежуточный холодильник 16 отводит адиабатическую теплоту, и в результате этого дополнительно снижается энергопотребление при сжатии воздуха. Теплонасосный промежуточный холодильник 16 уменьшает температуру сжатого воздуха, что приводит к снижению давления. Согласно вариантам осуществления системы 10, например, температура может быть уменьшена до уровня, который ниже приблизительно на 33°F, чем первоначальная температура окружающей среды. Согласно вычислениям уменьшение чистого усилия, которое должен производить вентилятор 12 высокого давления, представляет собой манометрическое давление от 2 до 3 фунтов на квадратный дюйм.

[0071] Далее рассмотрим фиг. 2, где воздух поступает в высокотемпературную секцию первого каскадного промежуточного холодильника 16. Воздух охлаждается от 140°F-170°F до приблизительно 100°F-80°F. После этого воздух поступает в среднетемпературную секцию промежуточного холодильника 16. Здесь воздух охлаждается от 100°F-80°F до приблизительно до 60°F-50°F. После этого воздух поступает в низкотемпературную секцию промежуточного холодильника 16. Здесь воздух охлаждается от 60°F-50°F до приблизительно 33°F. Водяная ловушка 18 выполнена с возможностью удаления любой сконденсированной воды, которая может быть использована в пневмоприводном генераторе 100.

[0072] На второй ступени вентиляторного компрессорного блока 20 воздух поступает во второй вентилятор 22 высокого давления при манометрическом давлении от 3,75 фунтов на квадратный дюйм до 5,5 фунтов на квадратный дюйм и температуре 33°F, и воздух сжимается до манометрического давления от 4 фунтов на квадратный дюйм до 5,5 фунтов на квадратный дюйм и снова нагревается до температуры от 140°F до 170°F. При этом совокупное увеличение давления представляет собой манометрическое давление от 8 фунтов на квадратный дюйм до 11 фунтов на квадратный дюйм. Воздух затем поступает в высокотемпературную секцию второго каскадного промежуточного холодильника 22, где он охлаждается от 140°F-170°F до приблизительно 100°F-80°F. Воздух затем поступает в среднетемпературную секцию промежуточного холодильника 22, где он охлаждается от 100°F-80°F до приблизительно 60°F-50°F. После этого воздух поступает в низкотемпературную секцию промежуточного холодильника 22, где он охлаждается от 60°F-50°F до приблизительно 33°F. Водяная ловушка 26 своим действием удаляет любую сконденсированную воду, и эта вода может быть собрана для применения в пневмоприводном генераторе 100.

[0073] На третьей ступени вентиляторного компрессорного блока 20 воздух поступает в третий вентилятор высокого давления 28 при манометрическом давлении от 8 фунтов на квадратный дюйм до 11 фунтов на квадратный дюйм и температуре 33°F, и воздух сжимается до манометрического давления от 4 фунтов на квадратный дюйм до 5,5 фунтов на квадратный дюйм и снова нагревается до температуры от 140°F до 170°F. При этом совокупное увеличение давления представляет собой манометрическое давление от 16 фунтов на квадратный дюйм до 18 фунтов на квадратный дюйм. Воздух затем поступает в высокотемпературную секцию третьего каскадного промежуточного холодильника 30, где он охлаждается от 140°F-170°F до приблизительно 100°F-80°F. Воздух затем поступает в среднетемпературную секцию промежуточного холодильника 30, где он охлаждается от 100°F-80°F до приблизительно до 60°F-50°F. После этого воздух поступает в низкотемпературную секцию промежуточного холодильника 30, где он охлаждается от 60°F-50°F до приблизительно 33°F. Водяная ловушка 32 своим действием удаляет любую сконденсированную воду, и эта вода может быть собрана для применения в пневмоприводном генераторе 100.

[0074] На четвертой ступени вентиляторного компрессорного блока 20 воздух поступает в четвертый вентилятор 34 высокого давления при манометрическом давлении от 16 фунтов на квадратный дюйм до 18 фунтов на квадратный дюйм и температуре 33°F, и воздух сжимается до манометрического давления от 5 фунтов на квадратный дюйм до 5,5 фунтов на квадратный дюйм и снова нагревается до температуры от 140°F до 170°F. При этом совокупное увеличение давления представляет собой манометрическое давление от 18 фунтов на квадратный дюйм до 22 фунтов на квадратный дюйм. Воздух затем поступает в высокотемпературную секцию четвертого каскадного промежуточного холодильника 36, где он охлаждается от 140°F-170°F до приблизительно 100°F-80°F. Воздух затем поступает в среднетемпературную секцию промежуточного холодильника 36, где он охлаждается от 100°F-80°F до приблизительно 60°F-50°F. После этого воздух поступает в низкотемпературную секцию промежуточного холодильника 36, где он охлаждается от 60°F-50°F до приблизительно 33°F. Водяная ловушка 38 своим действием удаляет любую сконденсированную воду, и эта вода может быть собрана для применения в пневмоприводном генераторе 100.

[0075] Воздух, выходящий из вентиляторного компрессорного блока 20, поступает в механический компрессорный блок 30, где вентиляторы 12, 22, 28 и 34 высокого давления заменены механическими компрессорными группами 42, 46 и 50 с поршневыми компрессорами. Воздух поступает в первую группу 42 поршневых компрессоров на пятой ступени сжатия при манометрическом давлении от 18 фунтов на квадратный дюйм до 22

фунтов на квадратный дюйм и температуре 33°F. Воздух сжимается до манометрического давления от 20 фунтов на квадратный дюйм до 30 фунтов на квадратный дюйм и снова нагревается до температуры от 140°F до 170°F. При этом совокупное увеличение давления представляет собой манометрическое давление от 40 фунтов на квадратный дюйм до 65 фунтов на квадратный дюйм. Воздух затем поступает в высокотемпературную секцию пятого каскадного промежуточного холодильника 44, где он охлаждается от 140°F-170°F до приблизительно 100°F-80°F. После этого воздух поступает в среднетемпературную секцию каскадного промежуточного холодильника 44, где он охлаждается от 100°F-80°F до приблизительно 60°F-50°F. Воздух затем поступает в низкотемпературную секцию промежуточного холодильника 44, где он охлаждается от 60°F-50°F до приблизительно 33°F. Водяная ловушка может удалять сконденсированную воду и собирать ее, например, для применения в пневмоприводном генераторе 100.

[0076] Воздух поступает во вторую группу 46 поршневых компрессоров на шестой ступени сжатия при манометрическом давлении от 40 фунтов на квадратный дюйм до 65 фунтов на квадратный дюйм и температуре 33°F. Воздух сжимается до манометрического давления от 20 фунтов на квадратный дюйм до 30 фунтов на квадратный дюйм и снова нагревается до 140°F до 170°F. Совокупное увеличение давления представляет собой манометрическое давление от 65 фунтов на квадратный дюйм до 85 фунтов на квадратный дюйм. После этого воздух поступает в высокотемпературную секцию пятого каскадного промежуточного холодильника 48, где он охлаждается от 140°F-170°F до приблизительно 100°F-80°F. После этого воздух поступает в среднетемпературную секцию каскадного промежуточного холодильника 48, где он охлаждается от 100°F-80°F до приблизительно 60°F-50°F. Воздух затем поступает в низкотемпературную секцию промежуточного холодильника 48, где он охлаждается от 60°F-50°F до приблизительно 33°F. Водяная ловушка может удалять сконденсированную воду и собирать ее, например, для применения в пневмоприводном генераторе 100.

[0077] На седьмой ступени сжатия воздух поступает в третью группу 50 поршневых компрессоров, которая может содержать единственный компрессор, при манометрическом давлении от 65 фунтов на квадратный дюйм до 85 фунтов на квадратный дюйм и температуре 33°F. Воздух сжимается до манометрического давления от 50 фунтов на квадратный дюйм до 150 фунтов на квадратный дюйм и снова нагревается от 140°F до 170°F. Совокупное увеличение давления представляет собой манометрическое давление от 125 фунтов на квадратный дюйм до 250 фунтов на квадратный дюйм. Если требуются более высокие давления, то могут быть введены дополнительные ступени для достижения желательного уровня давления. После заключительной ступени сжатия

воздух не охлаждается, и таким образом, дополнительное тепло и возникающее в результате давление можно использовать для введения воздуха в пневмоприводной генератор 100 в целях вытеснения рабочей текучей среды.

[0078] Согласно вычислениям описанные в настоящем документе газокompрессорная система 10 и способ, которые были представлены в отношении воздуха, но которые могут быть использованы в отношении других газов, могут уменьшать энергопотребление более чем на 50%. В газокompрессионной системе 10 применено чередование компрессоров и охлаждающих тепловых насосов для отвода адиабатической теплоты и снижения обратного давления, что, в свою очередь, снижает энергопотребление при сжатии воздуха. Это снижает энергопотребление механических компрессоров приблизительно на 60%.

[0079] После раскрытия определенных деталей и вариантов осуществления настоящего изобретения в отношении описанной системы 10 сжатия газообразной текучей среды для специалиста в данной области техники становится очевидным, что могут быть произведены соответствующие многочисленные изменения и дополнения без отклонения от идеи и выхода за пределы объема настоящего изобретения. Это верно, в частности, если учитывать, что представленные предпочтительные варианты осуществления представляют собой просто примеры, шире иллюстрирующие настоящее изобретение, раскрытое в данном документе. В качестве одного неограничительного примера, в имеющих меньший объем системах могут быть использованы только поршневые компрессоры или, теоретически, только вентиляторные компрессоры высокого давления. Соответственно, становится очевидным, что с учетом основных признаков настоящего изобретения можно создавать варианты осуществления, которые включают эти основные признаки и при этом не включают все признаки, присутствующие в предпочтительных вариантах осуществления.

[0080] Таким образом, следующая формула изобретения предназначена для определения объема патентной охраны, которая должна быть предоставлена автору настоящего изобретения. Пункты этой формулы изобретения следует рассматривать как включающие эквивалентные конструкции, при том условии, что они не отклоняются от идеи и не выходят за пределы объема настоящего изобретения. Кроме того, необходимо отметить, что во множестве пунктов следующей формулы изобретения могут быть отражены определенные элементы в качестве средства для осуществления конкретной функции, иногда без представления конструкции или материала. Согласно требованиям закона указанную формулу изобретения следует истолковывать как распространяющуюся не только на соответствующие конструкции и материалы, определенно представленные в

настоящем описании, но также на все соответствующие эквиваленты, признаваемые на законных основаниях.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Газокомпрессорная система (10) для сжатия газа от начального давления до выпускного давления, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) содержит:

первый компрессорный блок (20), причем первый компрессорный блок (20) содержит ступень сжатия газа с компрессором (12) газообразной текучей среды и теплонасосным промежуточным холодильником (16), присоединенным с возможностью переноса текучей среды к компрессору (12) газообразной текучей среды, причем первый компрессорный блок (20) выполнен с возможностью сжатия газа от впускного давления до первого повышенного манометрического давления; и

второй компрессорный блок (30), соединенный с возможностью переноса текучей среды для приема газа из первого компрессорного блока (20), причем второй компрессорный блок (30) содержит ступень сжатия газа с компрессором (12) газообразной текучей среды и теплонасосным промежуточным холодильником (16), присоединенным с возможностью переноса текучей среды к компрессору (12) газообразной текучей среды, причем второй компрессорный блок (30) выполнен с возможностью сжатия газа до выпускного давления.

2. Газокомпрессорная система (10) по п. 1, отличающаяся тем, что выпускное давление составляет более чем первое повышенное манометрическое давление.

3. Газокомпрессорная система (10) по п. 1, отличающаяся тем, что теплонасосный промежуточный холодильник (16) содержит каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16) с множеством секций промежуточного холодильника.

4. Газокомпрессорная система (10) по п. 3, отличающаяся тем, что каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16) содержит высокотемпературную секцию (56) и низкотемпературную секцию (60), причем каждая из высокотемпературной секции (56) и низкотемпературной секции (60) содержит сердцевину (66) промежуточного холодильника.

5. Газокомпрессорная система (10) по п. 4, отличающаяся тем, что каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16) дополнительно содержит среднетемпературную секцию (58), расположенную с возможностью переноса текучей среды между высокотемпературной секцией (56) и низкотемпературной секцией (60).

6. Газокомпрессорная система (10) по п. 1, отличающаяся тем, что первый компрессорный блок (20) содержит вентиляторный компрессорный блок (20), причем компрессор (12) газообразной текучей среды ступени сжатия газа первого компрессорного блока (20) содержит вентилятор (22) высокого давления, и при этом второй

компрессорный блок (30) содержит механический компрессорный блок (30), причем компрессор газообразной текучей среды (42) ступени сжатия газа механического компрессорного блока (30) содержит механический компрессор (42).

7. Газокомпрессорная система (10) по п. 6, отличающаяся тем, что компрессор газообразной текучей среды (42) ступени сжатия газа механического компрессорного блока (30) содержит механический компрессор (42), представляющий собой ротационный компрессор или поршневой компрессор.

8. Газокомпрессорная система (10) по п. 7, отличающаяся тем, что компрессор газообразной текучей среды (42) ступени сжатия газа механического компрессорного блока (30) содержит поршневой компрессор.

9. Газокомпрессорная система (10) по п. 6, отличающаяся тем, что вентиляторный компрессорный блок (20) содержит множество ступеней сжатия газа, причем каждая ступень содержит вентиляторный компрессор (12, 22, 28, 34) газообразной текучей среды высокого давления и теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к вентиляторному компрессору (12, 22, 28, 34) газообразной текучей среды высокого давления, и при этом механический компрессорный блок (30) содержит множество ступеней сжатия газа, причем каждая из множества ступеней содержит механический компрессор газообразной текучей среды (42, 46, 50) и теплонасосный промежуточный холодильник (44, 48), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к механическому компрессору (12) газообразной текучей среды.

10. Газокомпрессорная система (10) по п. 9, отличающаяся тем, что вентиляторный компрессорный блок (20) содержит по меньшей мере четыре ступени сжатия газа, причем каждая ступень содержит вентиляторный компрессор (12) газообразной текучей среды высокого давления и теплонасосный промежуточный холодильник (16), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к вентиляторному компрессору (12) газообразной текучей среды высокого давления.

11. Газокомпрессорная система (10) по п. 10, отличающаяся тем, что механический компрессорный блок (30) содержит по меньшей мере три ступени сжатия газа, причем каждая ступень содержит механический компрессор (42, 46) газообразной текучей среды и теплонасосный промежуточный холодильник (44, 48), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к механическому компрессору (42, 46) газообразной текучей среды.

12. Газокомпрессорная система (10) по п. 9, отличающаяся тем, что теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) каждой ступени сжатия газа содержит

каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) с множеством секций промежуточного холодильника.

13. Газокомпрессорная система (10) по п. 12, отличающаяся тем, что каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) содержит высокотемпературную секцию (56) и низкотемпературную секцию (60), причем каждая из высокотемпературной секции (56) и низкотемпературной секции (60) содержит сердцевину (66) промежуточного холодильника.

14. Газокомпрессорная система (10) по п. 13, отличающаяся тем, что каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) дополнительно содержит среднетемпературную секцию (58), расположенную с возможностью переноса текучей среды между высокотемпературной секцией (56) и низкотемпературной секцией (60).

15. Газокомпрессорная система (10) по п. 9, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) дополнительно содержит выпуск (52) газокомпрессорной системы (10), и при этом механический компрессорный блок (30) дополнительно содержит заключительная ступень сжатия газа, причем заключительная ступень содержит механический компрессор (50) газообразной текучей среды без теплонасосного промежуточного холодильника, расположенного с возможностью переноса текучей среды между механическим компрессором (50) газообразной текучей среды и выпуском (52).

16. Газокомпрессорная система (10) по п. 1, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) дополнительно содержит выпуск (52) газокомпрессорной системы (10) и дополнительно содержит газоприводной генератор (100) для производства электроэнергии в результате движения рабочей текучей среды, причем газоприводной генератор (100) присоединен с возможностью переноса текучей среды к выпуску (52).

17. Газокомпрессорная система (10) по п. 16, отличающаяся тем, что газоприводной генератор (100) содержит один или несколько протяженных гравитационных распределительных трубопроводов, причем каждый гравитационный распределительный трубопровод имеет верхний конец и нижний конец; и один или несколько протяженных плавучих трубопроводов, причем каждый плавучий трубопровод имеет верхний конец и нижний конец; при этом верхний конец или концы плавучих трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с верхним концом или концами гравитационных распределительных трубопроводов, и при этом нижний конец или концы в гравитационных распределительных трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с нижним концом или концами плавучих трубопроводов, в результате чего образуется замкнутый контур

текучей среды между плавучими трубопроводами и гравитационным распределительным трубопроводом с рабочей текучей средой, вытекающей из верхних концов плавучих трубопроводов и поступающей в верхний конец гравитационного распределительного трубопровода, и рабочей текучей средой, вытекающей вниз через гравитационный распределительный трубопровод и поступающей из нижнего конца распределительного трубопровода в нижние концы множества плавучих трубопроводов; причем турбинная система текучей среды расположена с возможностью переноса текучей среды между нижним концом или концами гравитационного распределительного трубопровода или трубопроводов и нижним концом или концами плавучих трубопроводов; и при этом воздушная инжекционная система выполнена с возможностью введения воздуха из выпуска (52) и в каждый из плавучих трубопроводов.

18. Газокомпрессорная система (10) по п. 9, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) дополнительно содержит водяную ловушку (18), присоединенную с возможностью переноса текучей среды к каждому теплонасосному промежуточному холодильнику (16), причем водяная ловушка (18) выполнена с возможностью удаления сконденсированной воды.

19. Газокомпрессорная система (10) для сжатия газа от начального давления до выпускного давления, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) содержит:

первый компрессорный блок (20), содержащий множество ступеней сжатия газа, причем каждая ступень содержит компрессор газообразной текучей среды (12, 22, 28, 34, 42, 46) и теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к компрессору (12) газообразной текучей среды.

20. Газокомпрессорная система (10) по п. 19, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) дополнительно содержит второй компрессорный блок (30), соединенный с возможностью переноса текучей среды для приема газа из первого компрессорного блока (20), причем второй компрессорный блок (30) содержит множество ступеней сжатия газа с компрессором (12, 22, 28, 34, 42, 46) газообразной текучей среды и теплонасосным промежуточным холодильником (16, 24, 30, 36, 44, 48), присоединенным с возможностью переноса текучей среды к компрессору (12, 22, 28, 34, 42, 46) газообразной текучей среды, причем второй компрессорный блок (30) выполнен с возможностью сжатия газа до выпускного давления.

21. Газокомпрессорная система (10) по п. 19, отличающаяся тем, что теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) по меньшей мере одной из ступеней содержит каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48), имеющий множество секций промежуточного холодильника.

22. Газокомпрессорная система (10) по п. 21, отличающаяся тем, что теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) каждой из ступеней содержит каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48), имеющий множество секций промежуточного холодильника.

23. Газокомпрессорная система (10) по п. 22, отличающаяся тем, что каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) содержит высокотемпературную секцию (56) и низкотемпературную секцию (60), причем каждая из высокотемпературной секции (56) и низкотемпературной секции (60) содержит сердцевину (66) промежуточного холодильника.

24. Газокомпрессорная система (10) по п. 23, отличающаяся тем, что каскадный теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36, 44, 48) дополнительно содержит среднетемпературную секцию (58), расположенный с возможностью переноса текучей среды между высокотемпературной секцией (56) и низкотемпературной секцией (60).

25. Газокомпрессорная система (10) по п. 20, отличающаяся тем, что первый компрессорный блок (20) содержит вентиляторный компрессорный блок, причем компрессор газообразной текучей среды каждой ступени сжатия газа первого компрессорного блока (20) содержит вентилятор (12, 22, 28, 34) высокого давления, и при этом второй компрессорный блок содержит механический компрессорный блок (30), причем компрессор газообразной текучей среды (42, 46) каждой ступени сжатия газа механического компрессорного блока (30) содержит механический компрессор (42, 46).

26. Газокомпрессорная система (10) по п. 25, отличающаяся тем, что механический компрессор (42, 46) содержит ротационный компрессор или поршневой компрессор.

27. Газокомпрессорная система (10) по п. 26, отличающаяся тем, что компрессор газообразной текучей среды (42, 46) содержит поршневой компрессор.

28. Газокомпрессорная система (10) по п. 25, отличающаяся тем, что вентиляторный компрессорный блок (20) содержит по меньшей мере четыре ступени сжатия газа, причем каждая ступень содержит вентиляторный компрессор (12, 22, 28, 34) газообразной текучей среды высокого давления и теплонасосный промежуточный холодильник (16, 24, 30, 36), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к вентиляторному компрессору (12, 22, 28, 34) газообразной текучей среды высокого давления.

29. Газокомпрессорная система (10) по п. 28, отличающаяся тем, что механический компрессорный блок (30) содержит по меньшей мере три ступени сжатия газа, причем каждая ступень содержит механический компрессор газообразной текучей среды (42, 46)

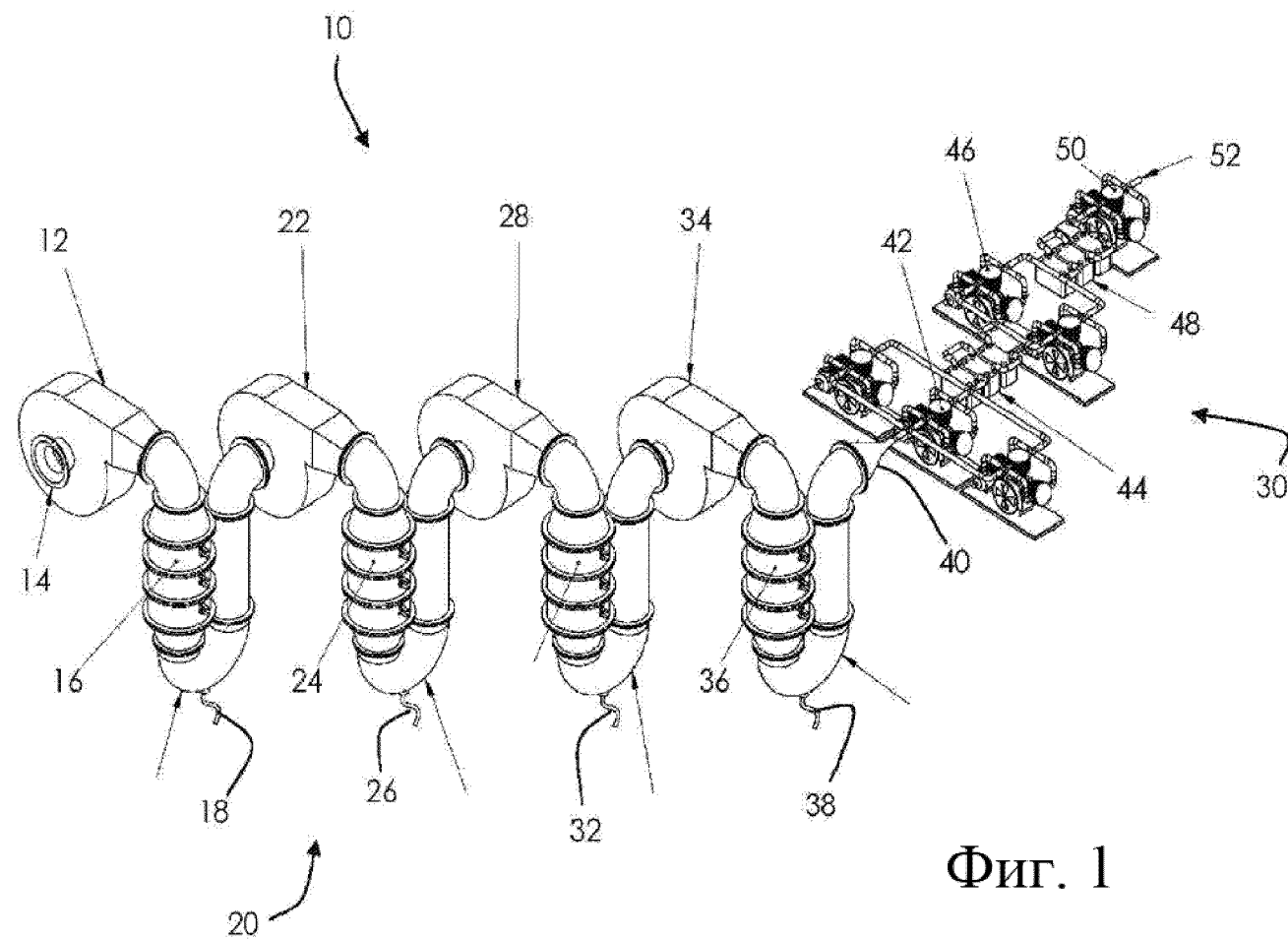
и теплонасосный промежуточный холодильник (44, 48), присоединенный с возможностью переноса текучей среды к механическому компрессору газообразной текучей среды (42, 46).

30. Газокомпрессорная система (10) по п. 19, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) дополнительно содержит выпуск (52) газокомпрессорной системы (10) и дополнительно содержит заключительную ступень сжатия газа, причем заключительная ступень содержит механический компрессор (50) газообразной текучей среды без теплонасосного промежуточного холодильника, расположенного с возможностью переноса текучей среды между механическим компрессором (50) газообразной текучей среды и выпуском (52).

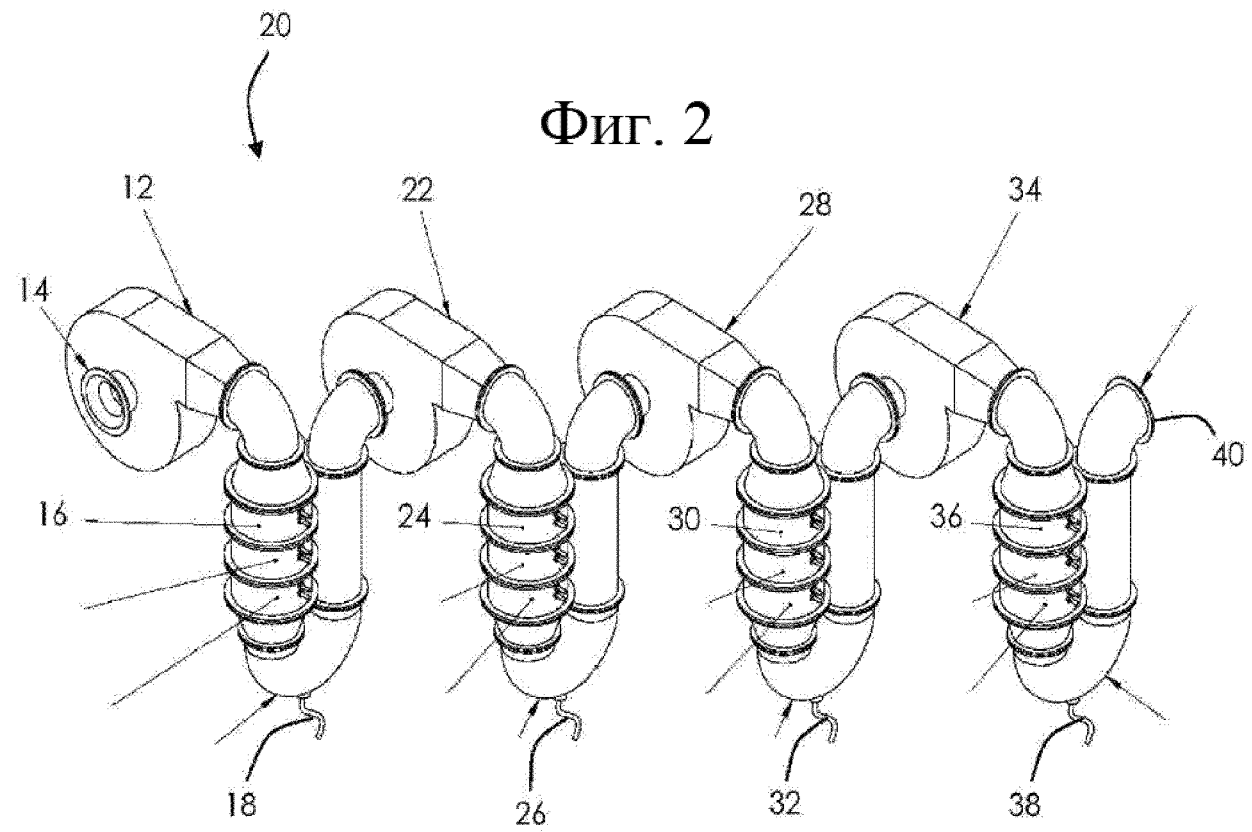
31. Газокомпрессорная система (10) по п. 19, отличающаяся тем, что газокомпрессорная система (10) дополнительно содержит выпуск (52) газокомпрессорной системы (10) и дополнительно содержит газопроводной генератор (100) для производства электроэнергии в результате движения рабочей текучей среды, причем газопроводной генератор (100) присоединен с возможностью переноса текучей среды к выпуску (52).

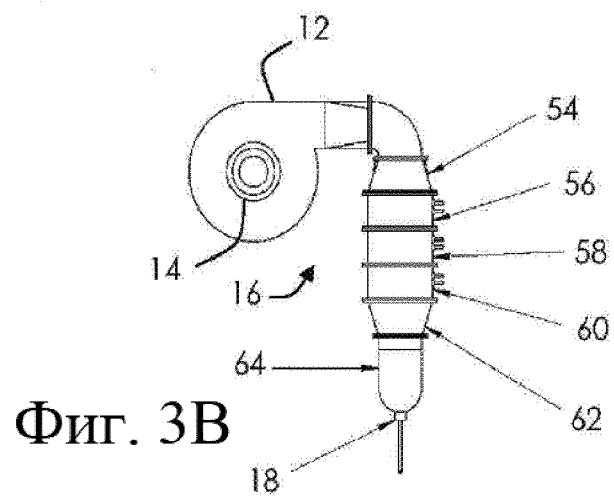
32. Газокомпрессорная система (10) по п. 31, отличающаяся тем, что газопроводной генератор (100) содержит один или несколько протяженных гравитационных распределительных трубопроводов, причем каждый гравитационный распределительный трубопровод имеет верхний конец и нижний конец, а также один или несколько протяженных плавучих трубопроводов, при этом каждый плавучий трубопровод имеет верхний конец и нижний конец; причем верхний конец или концы плавучих трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с верхним концом или концами гравитационных распределительных трубопроводов, и при этом нижний конец или концы гравитационных распределительных трубопроводов находятся в соединении с возможностью переноса текучей среды с нижним концом или концами плавучих трубопроводов, в результате чего образуется замкнутый контур текучей среды между плавучими трубопроводами и гравитационным распределительным трубопроводом, причем рабочая текучая среда, вытекающая из верхних концов плавучих трубопроводов, поступает в верхний конец гравитационного распределительного трубопровода, и рабочая текучая среда, вытекающая вниз через гравитационный распределительный трубопровод, поступает из нижнего конца распределительного трубопровода в нижние концы множества плавучих трубопроводов; причем турбинная система текучей среды расположена с возможностью переноса текучей среды между нижним концом или концами гравитационного распределительного трубопровода или трубопроводов и нижним концом или концами плавучих трубопроводов; и при этом

воздушная инжекционная система выполнена с возможностью введения воздуха из выпуска (52) и в каждый из плавучих трубопроводов.

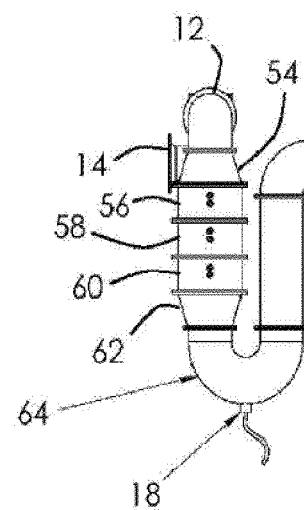


Фиг. 2

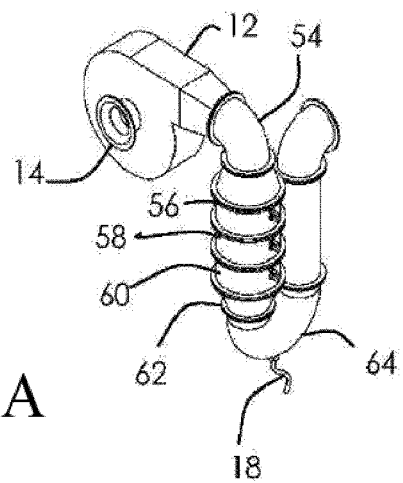




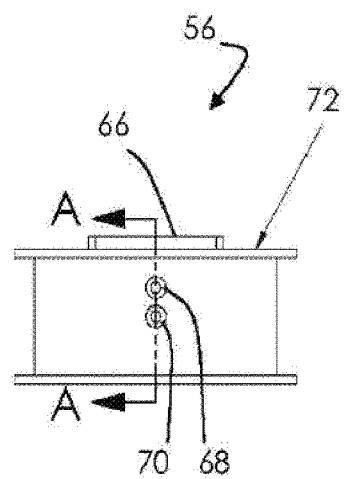
Фиг. 3В



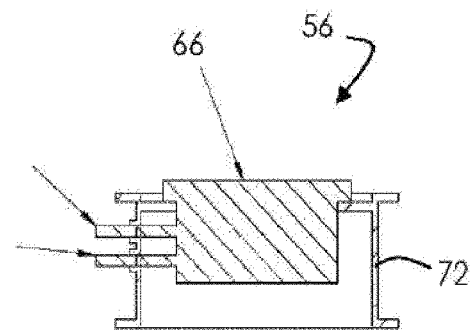
Фиг. 3С



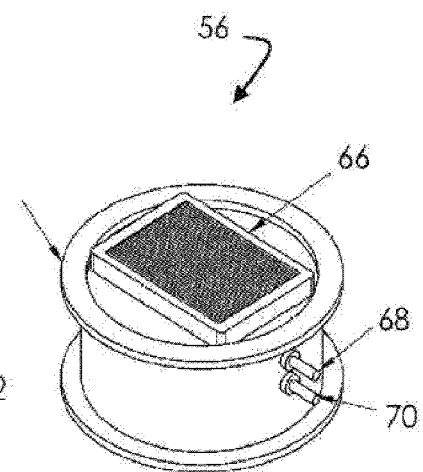
Фиг. 3А



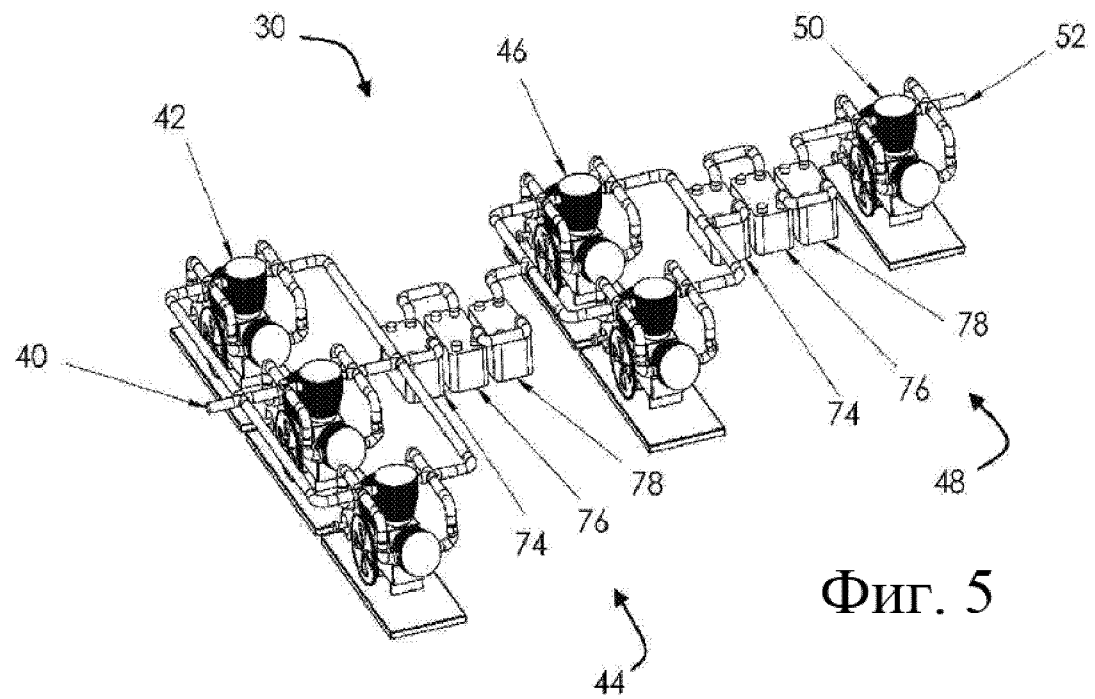
Фиг. 4В



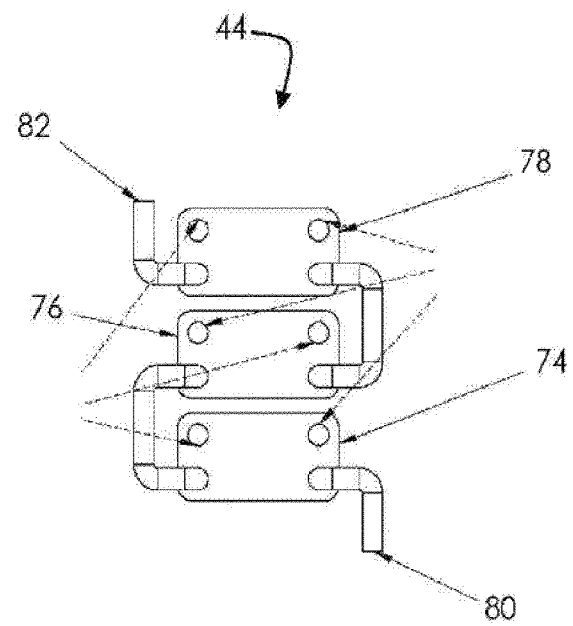
Разрез А-А
Фиг. 4С



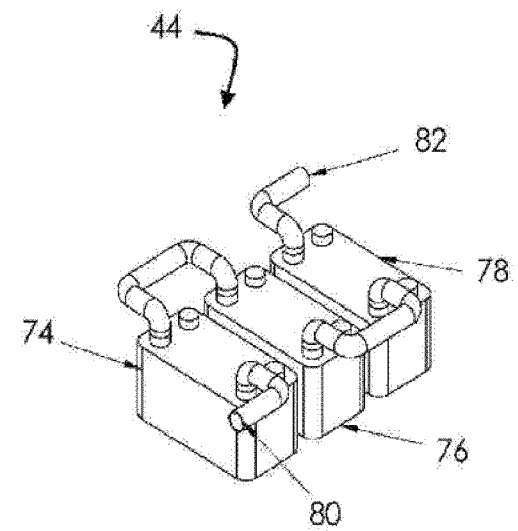
Фиг. 4А



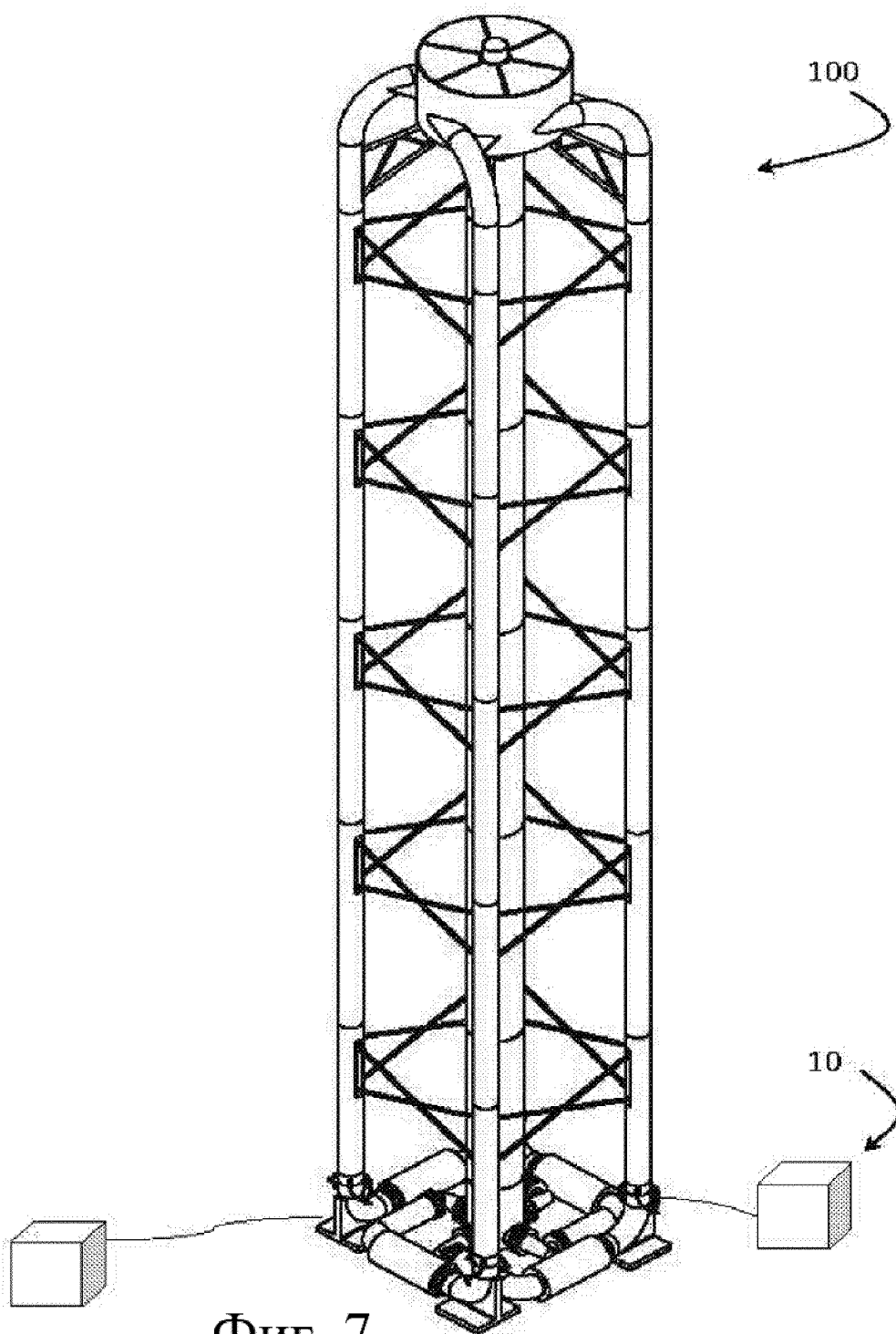
ФИГ. 5

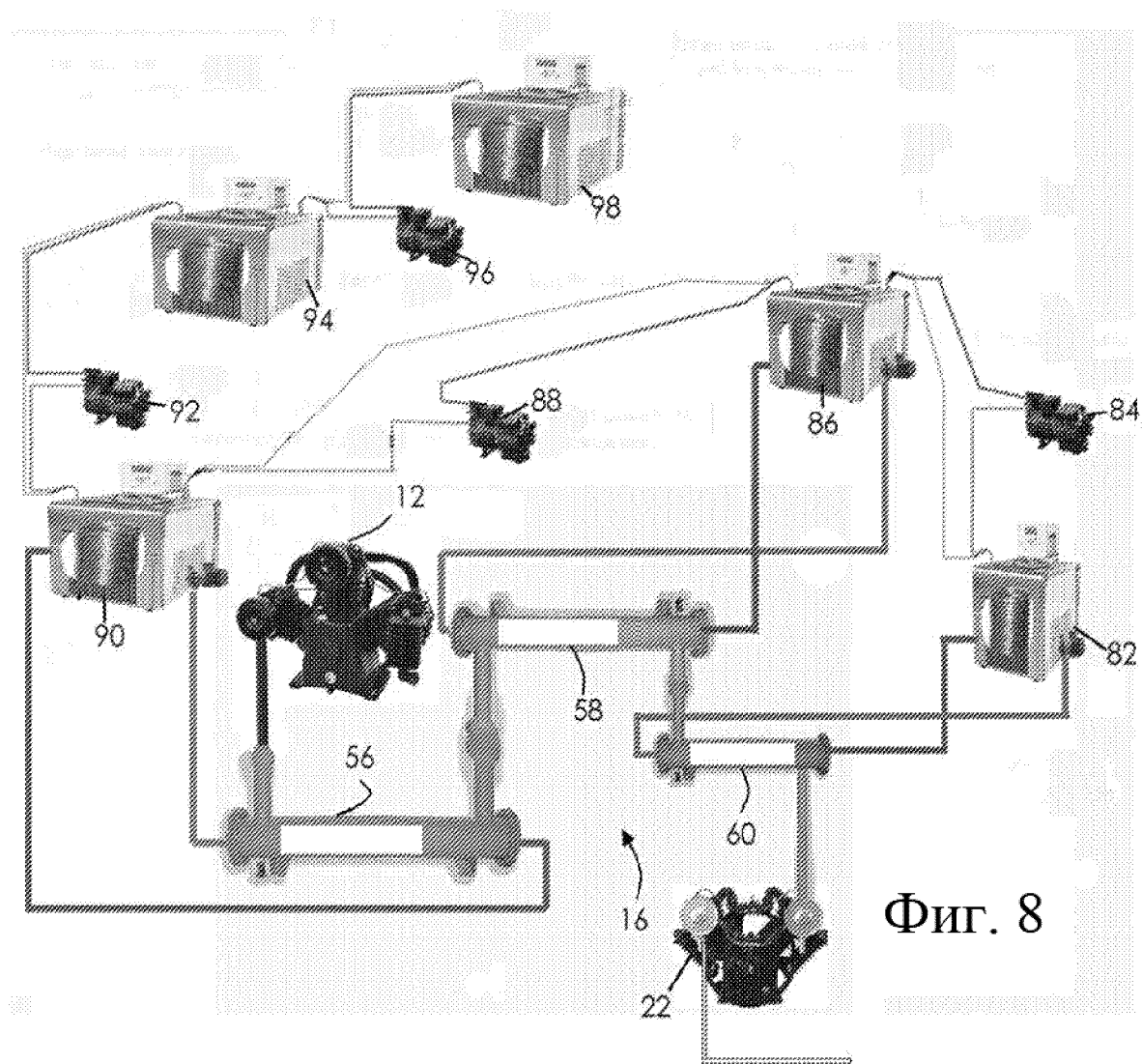


Фиг. 6В



Фиг. 6А





ФИГ. 8