

Настоящее изобретение относится в основном к способам и устройствам для распределения нагрузки в группе компрессоров, работающих последовательно.

В частности, изобретение относится к способам распределения общей нагрузки в группе последовательно включенных компрессоров, предотвращающим избыточную рециркуляцию, когда возникает необходимость защищать компрессор от помпажа.

Когда два или больше компрессоров соединены последовательно, эффективность защиты от помпажа и экономичность процесса сжатия могут быть доведены до максимума, если рабочие точки компрессоров на их газодинамических характеристиках находятся на равных расстояниях от их границ помпажа при отсутствии рециркуляции и если равны их расходы на рециркуляцию, когда предотвращение помпажа невозможно без рециркуляции.

В настоящее время система автоматического управления группой последовательно включенных компрессоров включает в себе групповой мастер-регулятор, один регулятор распределения нагрузки, соответствующий каждому приводу, и один антипомпажный регулятор, соответствующий каждому компрессору.

Системы, подобные этой, обладают рядом дополнительных свойств, обеспечивающих, благодаря взаимодействию между соответствующими контурами регулирования, поддержание заданного значения давления или расхода при одновременном поддержании заданного распределения нагрузки и защите компрессоров от помпажа.

Одним из таких свойств является распределение нагрузки, обеспечивающее равное расстояние рабочих точек компрессоров от границ помпажа во избежание рециркуляции, если в ней отсутствует необходимость.

Целью настоящего изобретения является способ распределения общей нагрузки в группе последовательно включенных компрессоров, например в группе компрессоров газотранспортной системы магистрального газопровода, обладающих такой характеристикой, что их помпажные параметры изменяются в том же направлении, что и изменения частоты вращения в процессе распределения нагрузки.

Известно, что многие системы сжатия газа обладают подобными характеристиками и могут управляться с использованием предлагаемого способа, что подтверждает важную роль высокой экономичности процесса сжатия, которую обеспечивает предотвращение рециркуляции или выпуска газа при противопомпажном регулировании, пока такое предотвращение возможно.

Предлагаемое изобретение представляет собой такой способ распределения нагрузки, который обеспечивает минимальную рециркуляцию в процессе распределения нагрузки по

отношениям давлений или частотам вращения и прекращение рециркуляции к концу процесса распределения, пока она не становится неизбежной.

Предметом настоящего изобретения является выбор переменной для регулирования, а примерами используемых параметров могут служить частота (скорость) вращения, положение входных направляющих аппаратов и дроссельного клапана на входе в компрессор.

Для такого закона регулирования газодинамическая характеристика компрессора делится на три области (три региона) и небольшую переходную область (переходный регион), как показано на фиг. 1.

Область 1 (регион 1).

Когда компрессору не угрожает помпаж вследствие близости линии настройки противопомпажного регулятора значение таких переменных, как отношение давлений, частота вращения или мощность могут использоваться для заранее заданного распределения нагрузки между совместно работающими компрессорами, включенными последовательно.

Область 2 (регион 2).

Если любая из рабочих точек компрессоров на их газодинамических характеристиках перемещается в направлении линии настройки противопомпажного регулятора, то все компрессора могут удерживаться на равных расстояниях от их соответствующих линий настройки и таким образом предотвращать рециркуляцию любого из них, пока все совместно работающие компрессоры не достигнут линий настройки их противопомпажных регуляторов.

Область 3 (регион 3).

В области режимов, где все компрессоры работают с рециркуляцией, целесообразно так управлять режимами всех компрессоров, чтобы обеспечить равенство расходов рециркуляции.

Переходная область (переходный регион).

Эта область, расположенная между областями 1 и 2, предназначена для плавного перехода регулирования с одной переменной на другую между переменными, которые используются для регулирования в этих двух областях.

На фиг. 1 изображена газодинамическая характеристика компрессора с тремя границами между тремя областями регулирования и переходной областью;

на фиг. 2 - группа последовательно включенных компрессоров с измерительными преобразователями и органами управления системы управления группы;

на фиг. 3 - функциональная схема системы управления компрессора, работающего последовательно с другими компрессорами, включающая противопомпажный регулятор, подключенный к входу регулятора распределения нагрузки;

на фиг. 4 - функциональная зависимость параметра  $x$  от параметра  $S_{max}$ ;

на фиг. 5 - функциональная схема регулятора распределения нагрузки группы последовательно работающих компрессоров.

Когда все компрессоры группы могут работать "далеко от помпажа", рекомендуется распределять общее отношение давлений (общую степень сжатия) группы по заранее заданному закону.

Если компрессоры приводятся газотурбинными установками, то целью такого распределения может стать повышение коэффициента полезного действия (КПД) группы.

Для группы последовательно включенных компрессоров разумное распределение общей нагрузки группы обеспечивает как повышение КПД группы, так и предотвращение помпажа компрессоров.

На фиг. 2 изображена такая организация группы из двух последовательно включенных компрессоров 20, приводимых паровыми турбинами.

Каждый компрессор оснащается отдельной системой управления, включающей в себя устройства для получения таких входных сигналов по технологическому процессу, как перепад давления 21 на расходомерном устройстве, давление на всасывании 22 и давление в нагнетании 23.

Эта система включает в себя также следующие измерительные преобразователи: положения штока клапана рециркуляции 24, температуры на входе в клапан 25, частоты вращения 26, температуры на всасывании 27, перепада давления на компрессоре 28 и температуры на нагнетании 29.

Эти и другие сигналы взаимодействуют между собой и являются входами регулятора распределения нагрузки в качестве параметров, по которым осуществляется распределение нагрузки.

Работа с высоким КПД требует избегать рециркуляции или выпуска газа для предотвращения помпажа, пока это возможно (при сохранении безопасного расстояния до границы помпажа).

Это возможно при таком управлении работой группы, которое имеет целью минимизировать рециркуляцию, что означает предотвращение рециркуляции, пока это возможно, и предотвращение избыточной рециркуляции, когда она необходима для защиты компрессоров от помпажа.

Такой тип управления работой группы включает в себе поддержание равного расстояния до помпажа от рабочих точек всех компрессоров группы, когда они приближаются к области (региону) помпажа.

Алгоритмы распределения нагрузки описываются в настоящем разделе и иллюстрируются на фиг. 1 тремя границами между областями трех режимов управления и переходной областью.

Область 1 (далеко от помпажа).

Должно быть определено расстояние от линии настройки противопомпажного регулятора, на котором нет непосредственной угрозы помпажа.

Когда рабочие точки всех компрессоров находятся, по крайней мере, на этом расстоянии от линий настройки их противопомпажных регуляторов, режим работы компрессоров может устанавливаться с помощью распределения их отношений давлений.

Для большей гибкости для целей регулирования используется функция от отношения давлений  $f_2(R_c)$ .

Эта функция обеспечит значение параметра распределения нагрузки в описываемой области меньше единицы и позволит однозначно связать область 1 с областью 2 через переходную область.

Область 2 (близко к помпажу).

Когда рабочая точка компрессора находится на близком расстоянии к линии настройки противопомпажного регулятора, должен быть определен параметр, который описывает это расстояние для каждого компрессора.

Этот параметр должен поддерживаться равным для всех компрессоров. Возможен следующий параметр:

$$S_s = \frac{f_1(R_c)}{q_s^2},$$

где

$S_s$ -упомянутый помпажный параметр;

$R_c$ - отношение давлений после и до компрессора,  $R_c = P_d/P_s$ ;

$P_d$ - абсолютное давление на нагнетании;

$P_s$ - абсолютное давление на всасывании;

$q_s$ - приведенный расход компрессора на стороне всасывания,

$$q_s = \sqrt{\Delta P_{0,s} / P_s};$$

$\Delta P_{0,s}$  сигнал расходомерного устройства на всасывании.

Функция  $f_1$  соответствует значению  $q_s^2$  на границе помпажа для данного значения независимой переменной  $R_c$ . Таким образом  $S_s$  обращается в единицу на границе помпажа. Она меньше единицы с безопасной по помпажу (правой) стороны от границы помпажа. Ширина полосы безопасности "b" прибавляется к  $S_s$  для формирования линии настройки противопомпажного регулирования,  $S = S_s + b$ . При этом расстояние между рабочей точкой и линией настройки просто определяется как  $\delta = 1 - S$  и описывает параметр, который положителен в безопасной зоне (вправо от линии настройки) и равен нулю на линии настройки.

Распределение нагрузки вблизи линии настройки обеспечивает такое управление работой каждого компрессора, при котором величины "δ" всех компрессоров, умноженные на в общем случае неравные между собой константы, связа-

ны между собой таким образом, что все обращаются в нуль одновременно.

Таким образом, ни один компрессор не будет рециркулировать, пока все компрессоры не будут вынуждены рециркулировать.

Это улучшает КПД процесса, поскольку рециркуляция является разорительной потерей с точки зрения расхода энергии (но не с точки зрения безопасности по помпажу работы).

Кроме того, это не позволяет ни одному компрессору подвергаться большей опасности попасть в помпаж, чем любой другой - так они делают "опасную нагрузку".

Область 3 (рециркуляция).

Когда для безопасности машин необходима рециркуляция, другое ограничение должно учитываться, чтобы определить единственно правильный режим работы.

В качестве параметра распределения нагрузки мы определяем

$$S_p = S \left( 1 + \dot{m}_v \right) = S \left( 1 + C_v \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \cdot f_3(R_{c,v}) \right),$$

где

$S_p$  - параметр распределения нагрузки;

$\dot{m}$  - относительный массовый расход через клапан рециркуляции;

$C_v$  - коэффициент расхода клапана,  $f_v(V)$ ;

$v$  - положение штока клапана;

$P_1$  - давление газа на входе в клапан;

$T_1$  - температура газа на входе в клапан;

$f_3(R_{c,v}) = (1 - C_a(1 - 1/R_{c,v}))\sqrt{1 - 1/R_{c,v}}$

$$0.67 \leq 1 - C_a \left( 1 - \frac{1}{R_c} \right) \leq 1$$

$C_a$ -константа;

$R_{c,v}$ -отношение давлений до и после клапана.

Параметр  $S_p$  идентичен параметру  $S$  при закрытом клапане рециркуляции ( $\dot{m}_v = 0$ ), таким образом он может также использоваться в области 2.

Однако в отличие от  $S$ ,  $S_p$  увеличивается выше единицы, когда рабочая точка находится на линии настройки противопомпажного регулятора и клапан рециркуляции открыт.

Таким образом, распределение нагрузки по заданному соотношению величин параметра  $S_p$  дает в результате однозначное (единственное) распределение нагрузки для любых условий.

Чтобы сделать параметр  $S_p$  более гибким, в него может быть включена постоянная  $\beta$  следующим образом:

$$S_p^* = [1 - \beta(1 - S)] \left[ 1 + \dot{m}_v \right].$$

В таком виде параметр  $S_p$  может обеспечивать распределение нагрузки с учетом индивидуальных особенностей каждого компрессора, однако рабочие точки всех компрессоров будут прибывать на линию настройки их противопомпажных регуляторов одновременно.

На фиг. 3 показана функциональная схема блока вычисления параметра распределения нагрузки  $S_p^*$ , где выходные сигналы измерительных преобразователей параметров компрессора высокого давления (показанного на фиг.1) обрабатываются для определения  $S_p^*$  как входного сигнала регулятора распределения нагрузки.

На указанной фигуре модуль 30 вычисляет отношение давлений ( $R_c$ ), которое достаточно точно соответствует как компрессору, так и клапану рециркуляции.

Другой модуль 31 вычисляет приведенный расход через компрессор ( $q_s^2$ ), а два функциональных преобразователя 32, 33 формируют на базе вычисленного отношения давлений  $R_c$  заранее заданные функции  $[f_1(R_c), f_3(R_c)]$ .

Блок умножения 34 определяет относительный массовый расход рециркуляции ( $\dot{m}_v$ ) из функции от отношения давлений  $[f_3(R_c)]$ , абсолютного давления в нагнетании ( $P_{d,HP}$ ) 23 и с использованием числовых данных как от измерительного преобразователя положения штока клапана рециркуляции 24 через последовательно включенный функциональный преобразователь,  $[f_v(V)]$ , так и от измерительного преобразователя температуры 25 через последовательно включенный функциональный преобразователь  $(1/\sqrt{T_{1,HP}})$ .

После этого в сумматоре 35 к относительному массовому расходу рециркуляции прибавляется постоянная величина  $(1 + \dot{m}_v)$ .

Блок деления 36 позволяет определить помпажный параметр  $S_s$ , который подвергается дополнительной обработке в другом модуле 37, суммирующем величину параметра  $S_s$  с параметром ( $b$ ), характеризующим ширину полосы безопасности, в результате чего формируется помпажный параметр  $S$ .

Следуя последовательности операций над параметром  $S$ , суммирующий модуль 38 формирует функцию:

$$1 - \beta(1 - S),$$

которая умножается на сумму:

$$1 + \dot{m}_v,$$

в результате чего в блоке 39 определяется параметр распределения нагрузки  $S_p^*$ , который используется как входной сигнал регулятора распределения нагрузки 40.

Из сказанного выше следует, что при соответствующем выборе параметра распределения нагрузки в области рециркуляции 3 (Region 3) переход от области 2 к области 3 (и обратно) происходит автоматически.

Чтобы использовать различные переменные для распределения нагрузки, необходимо определить уставку и регулируемую переменную для контура регулирования как функцию положения рабочей точки компрессора на его газодинамической характеристике.

Один путь выполнения этого требования - определить параметр "x" следующим образом:

$$x = \begin{cases} 1 & \text{для } S_{\delta} \leq S_{\max} \\ \frac{S_{\max} - S^*}{S_{\delta} - S^*} & \text{для } S^* < S_{\max} < S_{\delta} \\ 0 & \text{для } S_{\max} \leq S^* \end{cases}$$

где

$S_{\max}$  - максимальное значение  $S$  (ближайшее к помпажу) для любого из совместно работающих компрессоров в данный момент;

$S^*$  - правая граница переходной области;

$S_{\delta}$  - левая граница переходной области.

Графическое изображение зависимости  $x$  от  $S_{\max}$  приведено на фиг.4.

Следует принять во внимание, что величина  $x$  одна и та же для всех компрессоров и вычисляется с использованием параметров, соответствующих компрессору, рабочая точка которого находится ближе всех к его границе помпажа.

На основании сказанного выше, параметр распределения нагрузки  $B$  может быть определен как функция от  $x$  следующим образом:

$$(a) \quad B = (1-x)f_2(R_c) + x[1-\beta(1-S)] \left[ 1 + \frac{\dot{m}}{m} \right] = \beta_2 + \beta_1 S_p^*$$

где, как нетрудно видеть:

$$\beta_1 = x \quad ; \quad \beta_2 = (1-x) \cdot f_2(R_c).$$

Функция отношения давлений  $f_2(R_c)$  в уравнении (a) должна быть монотонной и по величине всегда меньше, чем  $S_{\delta}$ , чтобы обеспечить также монотонность параметра  $B$ .

Уравнение (a) используется для определения как регулируемой переменной, так и уставки для каждого регулятора распределения нагрузки.

Для вычисления значения  $B$  каждого компрессора используется значение его регулируемой переменной  $S_p^*$ .

Для вычисления уставки определяется среднее значение, найденное из всех значений  $B$ .

На фиг. 5 изображена функциональная схема регулятора распределения нагрузки (показанного на фиг. 3) для группы из двух совместно работающих компрессоров. На ней подробно показано, как параметры распределения нагрузки ( $S_{p,1}^*$ ,  $S_{p,2}^*$ ) 50 обрабатываются в модуле 52, который формирует максимальное значение  $S$  ( $S_{\max}$ ), используемое для определения параметра ( $x$ ) 53.

Кроме этого показано как отношения давлений ( $R_{c,1}$ ,  $R_{c,2}$ ) 51 совместно с параметрами распределения нагрузки 50 и параметром  $x$  53 используются для вычисления как регулируемых переменных ( $PV_1$ ,  $PV_2$ ) 54, так и уставки ( $SP$ ) 55.

Потом по текущим значениям регулируемых переменных и уставки другой модуль 56 вычисляет ошибку регулирования ( $\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$ ) для каждого компрессора, используемую для формирования выходных сигналов 57, 58, которые

далее поступают в регуляторы скорости 59, 60 каждого компрессора.

Кроме описанного выше алгоритма распределение нагрузки по отношению давлений, для распределения нагрузки могут использоваться другие параметры.

Примерами таких параметров могут служить частота вращения, мощность и расстояние до ограничения по приводному двигателю.

Также могут использоваться другие выражения помпажного параметра  $S$ , например:

$$S = \frac{\Delta P_c}{\Delta P_0} \quad \text{и} \quad S = \frac{f(h_r)}{q_s^2}$$

где

$\Delta P_c$  - разность давлений после и до компрессора;

$h_r$  - приведенный напор;

$$h_r = \frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma},$$

$$\sigma = \frac{k-1}{k\eta_p},$$

$k$  - показатель изэнтропии;

$\eta_p$  - политропический КПД.

Распределение нагрузки при рециркуляции может быть выполнено без вычисления относительного массового расхода через клапан рециркуляции.

Например, возможно распределение нагрузки с использованием только комбинации функции от отношения давлений  $f_3(R_c)$  и функции от положения клапана рециркуляции  $f_v(v)$ , или даже только функции  $f_v(v)$ .

Кроме того, может быть выполнена компенсация по разностям температур газа перед клапанами.

Эти способы могут быть также использованы для параллельно работающих компрессоров.

Очевидно, что на базе вышеизложенного легко могут быть реализованы многие модификации и вариации настоящего изобретения.

Таким образом, должно быть понятно, что в объеме признаков настоящего изобретения оно может быть реализовано другим способом, что, в частности, описано выше.

## ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Способ управления системой сжатия газа, включающей в себя, по крайней мере, два компрессора, по крайней мере, один приводной двигатель и набор устройств, необходимых для варьирования режима работы упомянутых компрессоров, отличающийся тем, что включает следующие операции:

(a) определение помпажного параметра  $S$ , представляющего расстояние между рабочей точкой и линией настройки противопомпажного регулятора для каждого компрессора;

(b) задание значения  $S^*$ , упомянутого помпажного параметра для каждого компрессора;

(с) управление режимом упомянутых компрессоров для поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами и/или их приводными двигателями, когда расстояние рабочих точек всех компрессоров от помпажа превосходит упомянутое выше заданное значение  $S_*$ ; и

(d) управление режимом упомянутых компрессоров таким образом, что все компрессоры достигают их линий настройки противопомпажных регуляторов одновременно.

2. Способ по п.1, отличающийся тем, что операция по определению помпажного параметра  $S$  включает в себя следующие операции:

(а) построение линии настройки противопомпажного регулятора компрессора в двухмерном пространстве;

(b) определение функции  $f_1(\cdot)$ , которая связывает значение абсциссы при помпаже с заранее заданным значением переменной, используемой в качестве ординаты; и

(с) вычисление отношения функции  $f_1(\cdot)$  к значению абсциссы с использованием текущих значений переменных, используемых в качестве абсциссы и ординаты.

3. Способ по п.2, отличающийся тем, что в качестве абсциссы используется приведенный расход  $\Delta p_0/p$ , а в качестве ординаты используется отношение давлений  $R_c$ .

4. Способ по п.2, в котором в качестве абсциссы используется приведенный расход  $\Delta p_0/p$ , а в качестве ординаты используется приведенный напор  $h_r = (R_c^\sigma - 1)/\sigma$ .

5. Способ по п.2, отличающийся тем, что в качестве абсциссы используется перепад давления на расходомерном устройстве  $\Delta p_0$ , а в качестве ординаты используется разность давлений после и до компрессора  $\Delta p_c$ .

6. Способ по п.1, отличающийся тем, что операция поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами выполняется путем обеспечения равенства функций от отношения давлений  $R_c$ .

7. Способ по п.6, отличающийся тем, что отношение давлений вычисляется путем выполнения следующих операций:

(а) прием сигнала по давлению во всасывании упомянутого компрессора;

(b) прием сигнала по давлению в нагнетании упомянутого компрессора;

(с) коррекция величин упомянутых давлений всасывания и нагнетания приведением их к абсолютной шкале; и

(d) деление упомянутого откорректированного давления нагнетания на упомянутое откорректированное давление всасывания для вычисления отношения давлений.

8. Способ по п.1, отличающийся тем, что операция по поддержанию заранее заданного соотношения между всеми компрессорами вы-

полняется путем обеспечения равенства функций от мощности  $P$ .

9. Способ по п.8, отличающийся тем, что мощность определяется путем приема сигнала по мощности с помощью устройства измерения мощности и формирования сигнала по мощности, пропорционального мощности.

10. Способ по п.8, отличающийся тем, что величина, пропорциональная мощности, вычисляется путем выполнения следующих операций:

(а) прием сигнала по величине, пропорциональной давлению всасывания  $P_{s_1}$ ;

(b) прием сигнала по величине, пропорциональной температуре всасывания  $T_{s_1}$ ;

(с) прием сигнала по величине, пропорциональной давлению нагнетания  $P_{d_1}$ ;

(d) прием сигнала по величине, пропорциональной температуре нагнетания  $T_{d_1}$ ;

(е) прием сигнала по величине, пропорциональной перепаду давления на устройстве для измерения расхода  $\Delta P_0$ ;

(f) вычисление величины:

$$\sigma = \frac{\lg \frac{T_{d_1}}{T_{s_1}}}{\lg \frac{P_{d_1}}{P_{s_1}}};$$

(g) построение первой величины путем перемножения величин, пропорциональных температуре, давлению и перепаду давлений, всех для всасывания либо нагнетания упомянутого компрессора, и извлечение квадратного корня из упомянутого произведения;

(h) вычисление отношения давлений  $R_c$  путем деления упомянутого давления нагнетания на упомянутое давление всасывания;

(i) вычисление приведенного напора  $h_r$  путем возведения упомянутого отношения давлений в степень, равную упомянутой величине  $\sigma$ , вычитания единицы и деления разности на упомянутую величину  $\sigma$ ; и

(j) умножение упомянутой первой величины на упомянутый приведенный напор.

11. Способ по п.1, отличающийся тем, что операция по поддержанию заранее заданного соотношения между всеми приводными двигателями выполняется за счет распределения нагрузки по расстояниям от текущего режима упомянутых двигателей до ограничения.

12. Способ по п.11, отличающийся тем, что в качестве упомянутого ограничения используется ограничение по температуре приводного газотурбинного двигателя.

13. Способ по п.11, отличающийся тем, что в качестве упомянутого ограничения используется ограничение по максимальной скорости вращения упомянутого приводного двигателя.

14. Способ по п.11, отличающийся тем, что в качестве упомянутого ограничения используется ограничение по минимальной скорости вращения упомянутого приводного двигателя.

15. Способ по п.11, отличающийся тем, что в качестве упомянутого ограничения использу-

ется ограничение по максимальному вращающему моменту упомянутого приводного двигателя.

16. Способ по п.11, отличающийся тем, что в качестве упомянутого ограничения используется ограничение по максимальной мощности упомянутого приводного двигателя.

17. Способ по п.1, отличающийся тем, что операция по поддержанию заранее заданного соотношения между всеми компрессорами обеспечивается равенством функций скорости вращения  $N$ .

18. Способ по п.17, отличающийся тем, что скорость вращения определяется путем приема сигнала от устройства измерения скорости вращения и формирования сигнала по скорости вращения, пропорционального скорости вращения.

19. Способ управления системой сжатия газа, включающей, по крайней мере, два компрессора, по крайней мере, один приводной двигатель и набор устройств, необходимых для варьирования режима работы упомянутых компрессоров, вспомогательные средства перепуска газа и измерительные преобразователи, отличающийся тем, что включает следующие операции:

(а) определение помпажного параметра  $S$ , представляющего расстояние между рабочей точкой и линией настройки противоположного регулятора для каждого компрессора;

(б) вычисление значения  $S$  для каждого компрессора на основании сигналов от упомянутых измерительных преобразователей;

(с) определение максимального значения  $S_{\max}$  из всех значений  $S$  для всех компрессоров;

(д) задание значения  $S^*$  упомянутого помпажного параметра для каждого компрессора;

(е) задание значения  $S_\delta$  упомянутого помпажного параметра близко или ближе к помпажу, чем значение  $S^*$  для каждого компрессора;

(ф) построение для каждого компрессора функции  $f_2(\cdot)$  рабочего параметра компрессора, выбранного из группы, включающей отношение давлений  $R_c$ , мощность  $P$  и скорость вращения  $N$ , и являющегося одним и тем же для всех компрессоров;

(г) вычисление значения выбранного рабочего параметра для каждого компрессора;

(h) вычисление значения коэффициента масштабирования  $x$  ( $0 \leq x \leq 1$ );

(i) вычисление величины, представляющей собой функцию состояния упомянутых вспомогательных средств перепуска газа  $f_v(v)$ ;

(j) вычисление значения параметра распределения нагрузки

$$B = (1 - x)f_2(R_c) + x[1 - \beta(1 - S)] [1 + f_v(v)],$$

для каждого компрессора;

(к) определение значения уставки для упомянутого параметра распределения нагрузки для каждого компрессора; и

(l) управление режимом работы упомянутых компрессоров для обеспечения равенства упомянутых параметров распределения нагрузки упомянутой уставке для каждого компрессора.

20. Способ по п.19, отличающийся тем, что упомянутый коэффициент масштабирования вычисляется в следующем виде:

$$x = \min \left\{ 1, \max \left[ 0, \frac{S_{\max} - S}{S_\delta - S} \right] \right\}.$$

21. Способ по п.19, отличающийся тем, что переменная  $v$ , которая используется в качестве задания положения вспомогательных средств перепуска газа, является выходным сигналом (OUT), получаемым от противоположного регулятора и предназначенным для воздействия на вспомогательные средства перепуска газа.

22. Способ по п.19, отличающийся тем, что упомянутая функция  $f_2(\cdot)$  является также функцией отношения давлений  $R_c$  после и до компрессора.

23. Способ по п.19, отличающийся тем, что упомянутая функция  $f_2(\cdot)$  является также функцией величины массового расхода  $m$  через упомянутые вспомогательные средства перепуска газа.

24. Способ по п.23, отличающийся тем, что вычисление величины, пропорциональной упомянутой величине массового расхода  $m$ , через вспомогательные средства перепуска газа включает в себя следующие операции:

(а) построение функции от задания положения вспомогательных средств перепуска газа  $f_3(\text{OUT})$ , для представления коэффициента расхода  $C_v$  через вспомогательные средства для перепуска газа;

(б) построение функции отношения давлений до и после вспомогательных средств перепуска газа в соответствии с методикой ISA (Instrument Society of America) или изготовителя вспомогательных средств перепуска газа;

(с) вычисление первого произведения путем умножения упомянутой функции от упомянутого задания на упомянутую функцию от отношения давлений;

(д) вычисление второго произведения путем умножения упомянутого первого произведения на абсолютное давление  $P_1$  на входе упомянутых вспомогательных средств перепуска газа; и

(е) деление упомянутого второго произведения на квадратный корень из абсолютной температуры  $T_1$  на упомянутом входе в упомянутые вспомогательные средства перепуска газа.

25. Способ по п. 24, отличающийся тем, что функция от отношения давлений до и после вспомогательных средств перепуска газа вычисляется в следующем виде:

$$f_3\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left[1 - c_a \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)\right] \sqrt{1 - \frac{P_2}{P_1}}$$

26. Способ по п.24, отличающийся тем, что абсолютное давление  $P_1$  предполагается постоянным.

27. Способ по п.24, отличающийся тем, что абсолютная температура  $T_1$  предполагается постоянной.

28. Способ по п.23, отличающийся тем, что вычисление величины, пропорциональной величине упомянутого массового расхода  $m$ , через вспомогательные средства перепуска газа включает в себя следующие операции:

(а) прием сигнала по перепаду давления на устройстве для измерения расхода;

(б) прием сигнала по давлению вблизи от упомянутого устройства для измерения расхода;

(с) прием сигнала по температуре вблизи от упомянутого устройства для измерения расхода;

(д) вычисление произведения путем умножения величины упомянутого перепада давления на упомянутое давление; и

(е) деление упомянутого произведения на величину упомянутой температуры и извлечение квадратного корня из полученного числа.

29. Устройство для управления системой сжатия газа, включающей в себя, по крайней мере, два компрессора, по крайней мере, один приводной двигатель и набор устройств для варьирования режима работы упомянутых компрессоров, отличающееся тем, что оно включает в себя:

(а) средства для определения помпажного параметра  $S$ , представляющего расстояние между рабочей точкой и линией настройки противопомпажного регулятора для каждого компрессора;

(б) средства для определения значения  $S^*$  упомянутого помпажного параметра для каждого компрессора;

(с) средства для управления режимом работы упомянутых компрессоров для поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами и/или приводными двигателями, когда рабочие точки всех компрессоров находятся дальше от помпажа, чем упомянутое заданное значение  $S^*$ ; и

(д) средства для управления режимом работы упомянутых компрессоров таким образом, что все компрессора достигают их линий настройки противопомпажных регуляторов одновременно.

30. Устройство по п.29, отличающееся тем, что средства для определения помпажного параметра  $S$  включают в себя:

(а) средства построения линии настройки противопомпажного регулятора компрессора в двухмерном пространстве;

(б) средства для определения функции  $f_1(\cdot)$ , которая сопоставляет значение абсциссы при

помпаже с заранее заданным значением переменной, используемой в качестве ординаты; и

(с) средства для вычисления отношения  $f_1(\cdot)$  к величине абсциссы с использованием действительных значений переменных, используемых в качестве абсциссы и ординаты.

31. Устройство по п.30, отличающееся тем, что переменная, используемая в качестве абсциссы, представляет собой приведенный расход  $\Delta p_0/p$ , а переменная, используемая в качестве ординаты, представляет собой отношение давлений  $R_c$ .

32. Устройство по п.30, отличающееся тем, что переменная, используемая в качестве абсциссы, представляет собой приведенный расход  $\Delta p_0/p$ , а переменная, используемая в качестве ординаты, представляет собой приведенный напор  $h_r = (R_c^\sigma - 1)/\sigma$ .

33. Устройство по п.30, отличающееся тем, что переменная, используемая в качестве абсциссы, представляет собой перепад давления на устройстве для измерения расхода  $\Delta p_0$ , а переменная, используемая в качестве ординаты, представляет собой разность давлений после и до компрессора  $\Delta p_c$ .

34. Устройство по п.29, отличающееся тем, что средствами для поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами служат средства для обеспечения равенства функций отношения давлений  $R_c$ .

35. Устройство по п.34, отличающееся тем, что отношение давлений вычисляется с использованием:

(а) средств для приема сигнала по давлению во всасывании упомянутого компрессора;

(б) средств для приема сигнала по давлению в нагнетании упомянутого компрессора;

(с) средств корректировки величин упомянутых давлений всасывания и нагнетания для перевода их на абсолютную шкалу давлений; и

(д) средств для деления упомянутого откорректированного давления нагнетания на упомянутое откорректированное давление всасывания для вычисления отношения давлений.

36. Устройство по п.29, отличающееся тем, что средствами поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами служат средства для обеспечения равенства функций от мощности  $P$ .

37. Устройство по п.36, отличающееся тем, что мощность определяется путем приема сигнала по мощности с помощью устройства для измерения мощности и формирования сигнала по мощности, пропорционального мощности.

38. Устройство по п.36, отличающееся тем, что величина, пропорциональная мощности, вычисляется с использованием:

(а) средств для приема сигнала по величине, пропорциональной давлению на всасывании  $P_s$ ;

(b) средств для приема сигнала по величине, пропорциональной температуре на всасывании  $T_s$ ;

(c) средств для приема сигнала по величине, пропорциональной давлению в нагнетании  $P_d$ ;

(a) средств для приема сигнала по величине, пропорциональной температуре в нагнетании  $T_d$ ;

(e) средств для приема сигнала по величине, пропорциональной перепаду давления на устройстве для измерения расхода  $\Delta P_0$ ;

(f) средств для вычисления величины  $\sigma$ , где

$$\sigma = \frac{\lg \frac{T_d}{T_s}}{\lg \frac{P_d}{P_s}};$$

(g) средств для построения первой величины путем перемножения величин, пропорциональных температуре, давлению и перепаду давлений, всех в одном месте: во всасывании или в нагнетании упомянутого компрессора, и извлечение квадратного корня из упомянутого произведения;

(h) средств для вычисления отношения давлений  $R_c$  путем деления упомянутого давления нагнетания на упомянутое давление всасывания;

(i) средств для вычисления приведенного напора  $h$  путем возведения упомянутого отношения давлений в степень, равную упомянутой величине  $\sigma$ , вычитания единицы и деления разности на упомянутую величину  $\sigma$ ; и

(j) средств для умножения упомянутой первой величины на упомянутый приведенный напор.

39. Устройство по п.29, отличающееся тем, что средствами для поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами служат средства распределения нагрузки по упомянутым расстояниям от рабочей точки приводного двигателя до ограничения.

40. Устройство по п.39, отличающееся тем, что упомянутое ограничение представляет собой ограничение по температуре приводного газотурбинного двигателя.

41. Устройство по п.39, отличающееся тем, что упомянутое ограничение представляет собой ограничение по максимальной скорости вращения упомянутого приводного двигателя.

42. Устройство по п.39, отличающееся тем, что упомянутое ограничение представляет собой ограничение по минимальной скорости вращения упомянутого приводного двигателя.

43. Устройство по п.39, отличающееся тем, что упомянутое ограничение представляет собой ограничение по крутящему моменту упомянутого приводного двигателя.

44. Устройство по п.39, отличающееся тем, что упомянутое ограничение представляет со-

бой ограничение по мощности упомянутого приводного двигателя.

45. Устройство по п.29, отличающееся тем, что средства для поддержания заранее заданного соотношения между всеми компрессорами представляют собой средства обеспечения равенства функций скорости вращения  $N$ .

46. Устройство по п.45, отличающееся тем, что скорость вращения определяется путем приема сигнала по скорости вращения с помощью устройства для измерения скорости вращения и формирования сигнала по скорости вращения, пропорционального скорости вращения.

47. Устройство для управления системой сжатия газа, включающей в себя, по крайней мере, два компрессора, по крайней мере, один приводной двигатель, набор устройств для варьирования режима работы упомянутых компрессоров, вспомогательные средства перепуска газа и измерительные преобразователи, отличающееся тем, что включает в себя:

(a) средства для определения помпажного параметра  $S$ , представляющего расстояние между рабочей точкой и линией настройки противопомпажного регулятора для каждого компрессора;

(b) средства для вычисления значения  $S$  для каждого компрессора на основе сигналов от упомянутых измерительных преобразователей;

(c) средства для определения максимального значения  $S_{max}$  из всех значений  $S$  для всех компрессоров;

(d) средства для определения значения  $S^*$  упомянутого помпажного параметра для каждого компрессора;

(e) средства для определения значения  $S_c$  упомянутого помпажного параметра близко или ближе, чем  $S^*$  к границе помпажа;

(f) средства построения для каждого компрессора функции  $f_2(\cdot)$  рабочего параметра компрессора, выбранного из группы, включающей отношение давлений  $R_c$ , мощность  $P$  и скорость вращения  $N$ , и являющегося одним и тем же для всех компрессоров;

(g) средства вычисления значения выбранного рабочего параметра для каждого компрессора;

(h) средства для вычисления коэффициента масштабирования  $x$ , ( $0 \leq x \leq 1$ );

(i) средства для вычисления величины, являющейся функцией состояния упомянутых вспомогательных средств перепуска газа,  $f_1(v)$ ;

(j) средства для вычисления значения параметра распределения нагрузки,

$$B = (1 - x) f_2(R_c) + x [1 - \beta(1 - S)] [1 + f_1(v)],$$

для каждого компрессора;

(k) средства для определения значения установки для упомянутого параметра распределения нагрузки для каждого компрессора; и

(e) средства для управления режимом работы упомянутых компрессоров для обеспече-



ния равенства упомянутых параметров распределения нагрузки упомянутой уставке для каждого компрессора.

48. Устройство по п.47, отличающееся тем, что упомянутый коэффициент масштабирования вычисляется в виде:

$$k = \min \{1, \max [(S_{\max} - S \cdot) / (S_{\sigma} - S \cdot)]\}.$$

49. Устройство по п.47, отличающееся тем, что переменная  $v$ , которая используется в качестве задания положения вспомогательных средств перепуска газа, является выходным сигналом (OUT), получаемым от противопомпажного регулятора и предназначенным для воздействия на вспомогательные средства перепуска газа.

50. Устройство по п.47, отличающееся тем, что упомянутая функция,  $f_v(\cdot)$ , является также функцией отношения давлений  $R_c$  после и до компрессора.

51. Устройство по п.47, отличающееся тем, что упомянутая функция,  $f_v(\cdot)$ , является функцией массового расхода  $m$  через упомянутые вспомогательные средства перепуска газа.

52. Устройство по п.51, отличающееся тем, что средства для вычисления величины, пропорциональной упомянутому массовому расходу  $m$  через упомянутые вспомогательные средства перепуска газа, включают в себя:

(а) средства построения функции задания положения вспомогательных средств перепуска газа  $f_5(\text{OUT})$  для представления коэффициента расхода  $C_v$  вспомогательных средств перепуска газа;

(б) средства построения функции отношения давлений до и после вспомогательных средств перепуска газа в соответствии с методикой ISA (Instrument Society of America) или изготовителя средств перепуска газа;

(с) средства вычисления первого произведения путем умножения упомянутой функции задания на упомянутую функцию отношения давлений;

(d) средства вычисления второго произведения умножением упомянутого первого произведения на абсолютное давление  $P_1$  на входе в упомянутые вспомогательные средства перепуска газа; и

(е) средства деления упомянутого второго произведения на квадратный корень из абсолютной температуры  $T_1$  на упомянутом входе в упомянутые вспомогательные средства перепуска газа.

53. Устройство по п.52, отличающееся тем, что функция отношения давлений до и после клапана вычисляется в виде:

$$f_3\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left[1 - C_a \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)\right] \sqrt{1 - \frac{P_2}{P_1}}.$$

54. Устройство по п. 52, отличающееся тем, что абсолютное давление  $P_1$  предполагается постоянным.

55. Устройство по п.52, отличающееся тем, что абсолютная температура  $T_1$  предполагается постоянной.

56. Устройство по п.51, отличающееся тем, что средства вычисления величины, пропорциональной упомянутому массовому расходу  $m$ , через упомянутые вспомогательные средства перепуска газа, включают в себя:

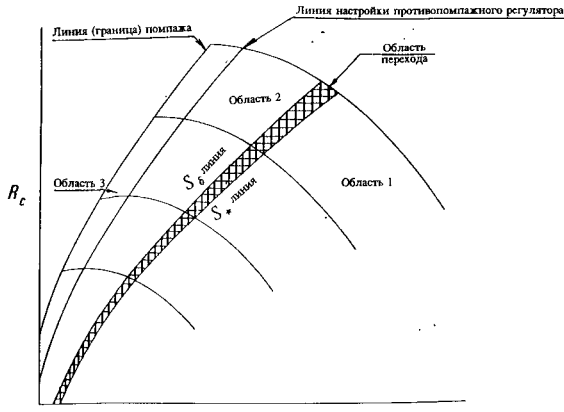
(а) средства для приема сигнала по перепаду давления на устройстве для измерения расхода;

(б) средства для приема сигнала по давлению поблизости от упомянутого устройства для измерения расхода;

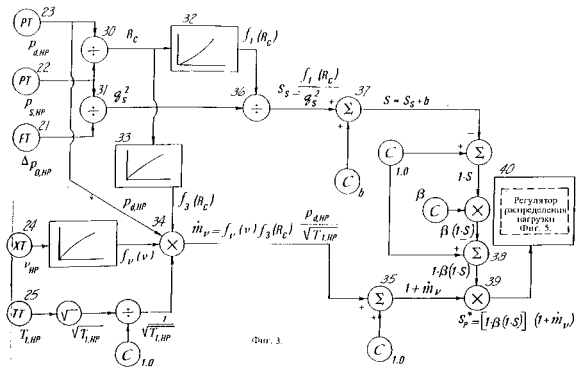
(с) средства для приема сигнала по температуре поблизости от упомянутого устройства для измерения расхода;

(d) средства для вычисления произведения умножением величины упомянутого перепада давления на упомянутое давление; и

(е) средства деления упомянутого произведения на упомянутую температуру и извлечения квадратного корня из полученного числа.

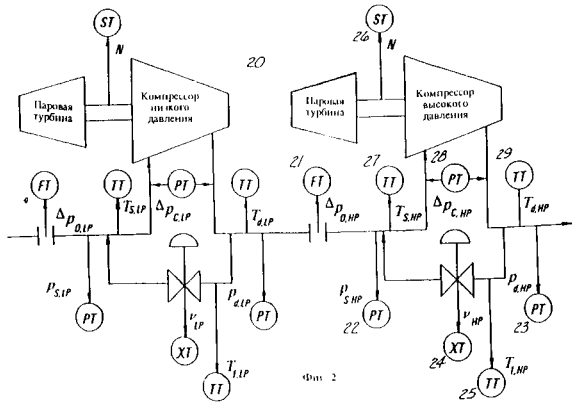


Фиг. 1.

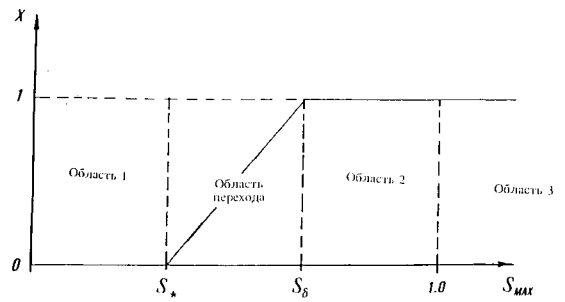


Фиг. 3.

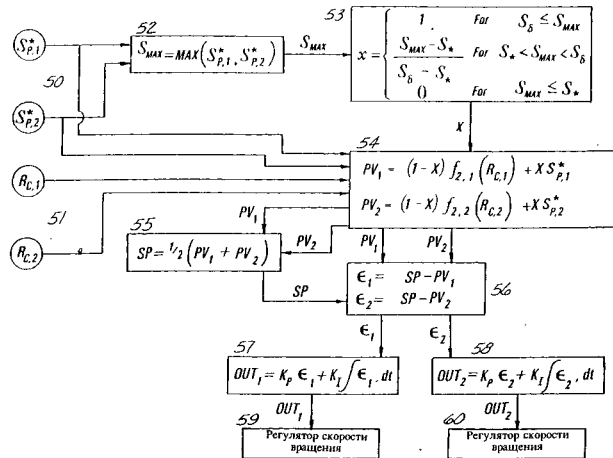
FT: Преобразователь перепада давления для измерения расхода  
 PT: Преобразователь давления  
 ST: Преобразователь скорости вращения  
 XT: Преобразователь положения клапана рециркуляции  
 TT: Преобразователь температуры



Фиг. 2.



Фиг. 4.



Фиг. 5.