

Г.К. Лавренченко, С.Г. Швец

Украинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 271, г. Одесса, Украина, 65026
e-mail: uasigma@paco.net

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ В КРИОГЕННЫХ УСТАНОВКАХ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Стремление снизить энергозатраты на получение криопродуктов приводит к разработке более эффективных технологических схем и нового машинного оборудования. С этой целью в современных криогенных установках применяют детандер-компрессорные агрегаты (ДКА), позволяющие использовать энергию расширения части воздуха для повышения его давления в компрессорной ступени. Включение ДКА в состав криогенных установок оправдано в тех случаях, когда реализуются циклы низкого давления. В установках среднего и высокого давлений, как показано в статье, следует применять двухступенчатое расширение. Описана схема ожижителя с ДКА, представляющим собой объединённые в один агрегат компрессорную и две детандерные ступени. Компрессорная ступень используется для повышения давления перед детандером низкого давления, т.е. для сжатия потока после детандера высокого давления. Показано, что в предложенной схеме с ДКА коэффициент ожижения на 34,2 % выше, чем в цикле Клода. Для таких криогенных установок ДКА необходимо создавать на основе многовальтной конструкции с компрессорной ступенью в виде многоступенчатого компрессора.

Ключевые слова: Криогенная установка. Детандер-компрессорный агрегат. Ожижитель воздуха. Двухступенчатое расширение. Компрессорная ступень. Многоступенчатое сжатие. Многовальная конструкция.

G.K. Lavrenchenko, S.G. Shvets

RESEARCH OF OPPORTUNITIES FOR AN EFFECTIVE UTILIZATION OF EXPANDER-COMPRESSOR UNITS IN CRYOGENIC PLANTS OF AVERAGE PRESSURE

The tendency to lower power inputs on reception cryoproducts results for development of more effective technological circuits and new machine equipment. With that view to modern cryogenic plants apply expander-compressor unit (ECU), allowing to use energy of expansion of air' part for increase of its pressure in compressor step. Inclusion ECU in structure of cryogenic plants is justified when cycles of low pressure are realized. In plants of average and high pressure as shown in article it is necessary to apply two-stage expansion. The circuit of liquefier with ECU representing incorporated in one unit compressor and two expander steps is described. The compressor step is used for increase of pressure before expander of low pressure, i.e. for compression of stream after expander of high pressure. It is shown that in the offered circuit with ECU the factor of liquefaction on 34,2 % is higher than in Claude's cycle. ECU for such cryogenic plants is necessary to create on a basis of multiple construction with compressor step as the multistage compressor.

Keywords: Cryogenic plant. Expander-compressor unit. Air liquefaction. Two-stage expansion. Compressor step. Multistage compression. Multiple construction.

1. ВВЕДЕНИЕ

При создании криогенных установок, предназначенных для разделения газовых смесей или ожижения различных технических газов, в первую очередь, стремятся минимизировать удельное энергопотребление. С этой целью оптимизируются их технологические

схемы и рабочие параметры, применяется современное эффективное оборудование.

В циклах криогенных установок для производства необходимого количества холода, в основном, применяют процессы дросселирования и расширения газа с совершением внешней работы. В современных установках рост эффективности обеспечивается в резуль-

тате использования энергии расширения части воздуха в турбодетандерах, например, для повышения давления перед ними. Для этого в состав таких установок вводятся детандер-компрессорные агрегаты (ДКА).

Применение ДКА в криогенных установках, реализующих термодинамические циклы высокого и среднего давлений по известной схеме с дожатием потока в компрессорной ступени перед детандером, оказывается значительно менее эффективным, чем в установках низкого давления. Обусловлено это существенными различиями в свойствах воздуха и других газов в области низких и средних давлений. Ранее было показано в [1], что использование ДКА в установках низкого давления способствует росту холодопроизводительности детандерной ступени охлаждения на 23 %, а в циклах среднего давления — не более чем на 16 %.

Проведённый нами анализ показал, что эффективность применения ДКА в криогенных установках среднего давления можно существенно увеличить за счёт перехода к оправданно более сложным, но в то же время и более эффективным схемным решениям.

При их разработке использовался следующий подход. В цикле расширение газа с совершением внешней работы необходимо последовательно проводить в двух детандерных ступенях высокого и низкого давлений. Работу, произведённую в этих ступенях, целесообразно использовать в компрессорной ступени, находящейся на одном валу со ступенями расширения, для дожатия воздуха перед подачей его в ступень расширения низкого давления. При таком способе производства холода часть его вырабатывается вначале в ступени высокого давления, в которую воздух подаётся с начальным давлением, равным давлению нагнетания компрессора криогенной установки. В этой ступени расширение воздуха осуществляется до промежуточного давления. Затем воздух, дополнительно сжатый в компрессорной ступени ДКА за счёт работы обеих детандерных ступеней, расширяется от достигнутого при этом давления до давления обратного потока установки в ступени низкого давления. Таким образом организованное расширение в ступени низкого давления ДКА позволяет внести ощутимый дополнительный вклад в холодопроизводительность установки.

Рассмотрим схемное решение, позволяющее существенно увеличить эффективность применения ДКА в составе охладителя воздуха среднего давления.

2. ПОКАЗАТЕЛИ ЦИКЛОВ ОЖИЖИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ДКА

Циклы охижения воздуха с включением в их состав детандер-компрессорных агрегатов были подробно проанализированы в работе [1]. Рассматривались два варианта работы ДКА с одноступенчатым расширением воздуха, которые можно охарактеризовать равенствами:

$$G_{\text{дс}} = DG_{\text{кс}}; \quad (1)$$

$$G_{\text{дс}} = G_{\text{кс}}, \quad (2)$$

где $G_{\text{дс}}$, $G_{\text{кс}}$ — массовые расходы воздуха через детандерную (ДС) и компрессорную (КС) ступени ДКА, соответственно; D — доля детандерного потока воздуха в общей его подаче основным компрессором.

В первом случае в КС сжимается весь поток воздуха, подаваемого основным компрессором, и лишь его часть, равная D , направляется на расширение в ДС ДКА. Во втором случае расходы через КС и ДС одинаковы и равны D .

Для оценки эффективности применения ДКА в составе охладителей используем коэффициент охижения $g_{\text{ж}}$, представляющий собой отношение массового расхода жидкого воздуха, отводимого из сборника жидкости, к массовому расходу воздуха, подаваемого основным компрессором. Также оценивались удельные энергозатраты на получение жидкого воздуха. Результаты проведённых расчётов для циклов низкого и среднего давлений сведены в таблицу.

Расчётные характеристики воздушных охижительных циклов

Особенности циклов	Коэффициент охижения $g_{\text{ж}}$	Рост коэффициента охижения $g_{\text{ж}}$, %	Удельные энергозатраты на охижение воздуха, МДж/кг
Циклы среднего давления			
Базовая схема	0,222	—	2,62
$G_{\text{дс}} = G_{\text{кс}}D$	0,250	12,5	2,33
$G_{\text{дс}} = G_{\text{кс}}$	0,258	16,0	2,26
Циклы низкого давления			
Базовая схема	0,098	—	2,98
$G_{\text{дс}} = G_{\text{кс}}D$	0,112	14,0	2,61
$G_{\text{дс}} = G_{\text{кс}}$	0,121	23,0	2,42

Примечание: Увеличение $g_{\text{ж}}$ соотносится с его значением для базовой схемы.

При расчётах принимались исходные данные, характерные для рассматриваемых циклов. Так, адиабатные КПД компрессорных ступеней $\eta_{\text{кс}}$ ДКА выбирались равными 0,75, а ДС $\eta_{\text{дс}}$ — 0,8. Давление нагнетания основного компрессора в цикле среднего давления принималось 6,5 МПа, а низкого давления — 0,8 МПа; давления в конце процессов расширения в ДС ДКА, используемых в циклах среднего и низкого давлений, — 0,1 МПа. Доли детандерного потока D и температуры воздуха перед ДС определялись, исходя из условия максимума $g_{\text{ж}}$, при этом обеспечивалась осуществимость теплообмена в детандерном рекуперативном теплообменнике с точки зрения Второго начала термодинамики.

Из анализа характеристик, приведённых в таблице, следует, что максимальная эффективность использования ДКА как в циклах среднего, так и в циклах низкого давлений, достигается при равенстве массовых расходов воздуха через компрессорную и детандерную ступени агрегата. Причём максимальный рост

величины $g_{ж}$ для циклов низкого давления, как отмечалось ранее, составляет 23 %, а для циклов среднего давления — 16 %.

Очевидно, что можно существенно увеличить коэффициент ожежения циклов среднего давления, используя двухступенчатое расширение воздуха. За основу был взят цикл с двухступенчатым расширением воздуха, описанный в [2]. Анализ цикла показал, что ожидаемого результата не удастся достичь, если работу расширения воздуха в обоих детандерах использовать для повышения его давления после основного компрессора, т.е. при реализации следующей схемы работы ДКА:

$$KM \rightarrow KC \rightarrow DC1 \rightarrow DC2,$$

где КМ — основной компрессор; КС, ДС1, ДС2 — компрессорная и детандерные ступени высокого и низкого давлений.

Из проведённых ранее расчётов (см. таблицу) видно, что наибольший эффект от применения ДКА достигается при низких давлениях в цикле. Объясняется это более высоким темпом изменения энтальпии при увеличении давления в области, характерной для данного цикла. Следовательно, более эффективной окажется схема:

$$KM \rightarrow DC1 \rightarrow KC \rightarrow DC2,$$

в которой работа расширения воздуха в обоих ДС используется в КС для повышения давления перед ДС2

— детандерной ступенью низкого давления. В этом случае обеспечивается существенный относительный рост холодопроизводительности, характерный для схем ожежителей, реализующих циклы низкого давления. При этом целесообразно расходы через компрессорную и детандерные ступени ДКА принимать одинаковыми и равными D . Схема и цикл такого ожежителя показаны на рис. 1.

Отличительной особенностью схемы ожежителя, изображённой на рис. 1, является наличие ДКА оригинальной конструкции и двух детандерных теплообменников. Работа детандерных ступеней охлаждения в этом ожежителе организуется следующим образом. Поток воздуха с давлением 6,5 МПа, подаваемый основным компрессором, предварительно охлаждается в теплообменнике I, после чего делится на две части, одна из которых, равная D , поступает на расширение в ДС1, вторая $(1-D)$ — направляется на дальнейшее охлаждение в теплообменниках I-IV. Расширение воздуха в ДС1 осуществляется до давления, несколько превышающего давление обратного потока, что обеспечивает температуру в конце процесса расширения 115-125 К. Холодный поток воздуха низкого давления последовательно проходит теплообменники III-I, в результате чего он нагревается за счёт теплообмена с прямым потоком до температуры T_7 и поступает на компримирование в КС. В КС происходит сжатие воздуха до давления 0,7-0,8 МПа. Далее воздух через теплообменник I поступает в ДС2, где расширяется до давления обратного потока, равного 0,1 МПа. При этом температура конца расширения сос-

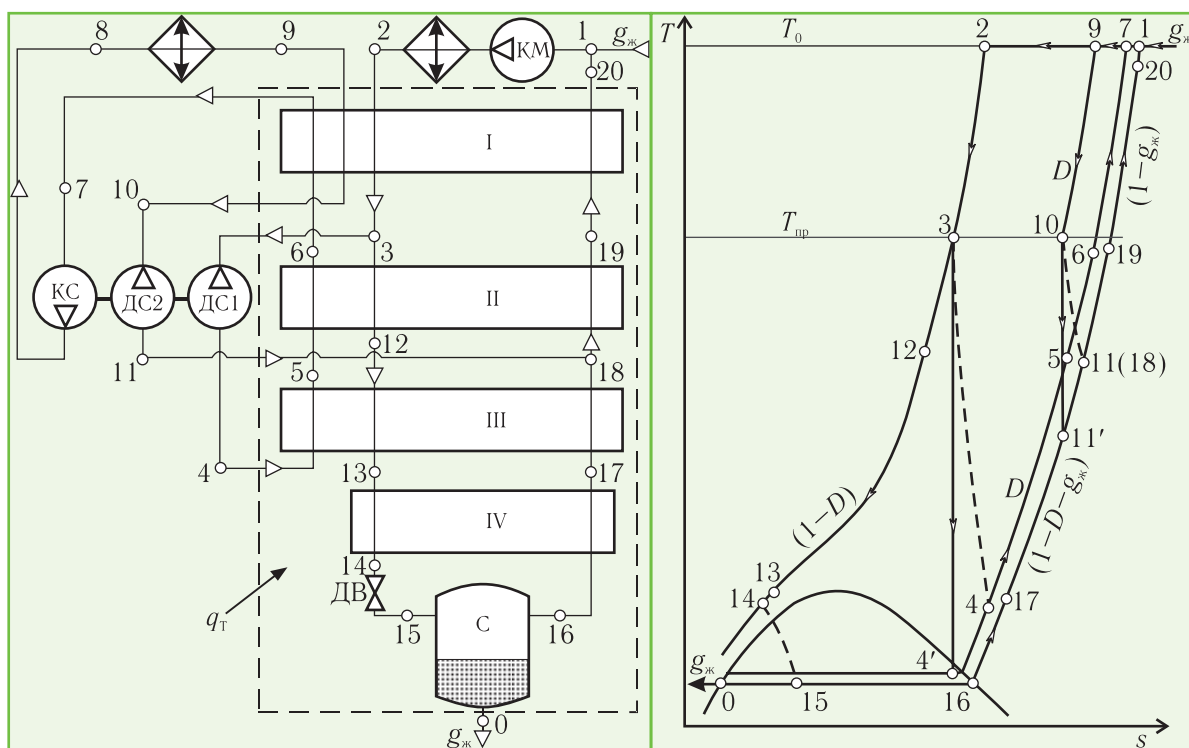


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) ожежителя воздуха среднего давления с двухступенчатым расширением и дожатием воздуха перед детандерной ступенью низкого давления: 0...20 — узловые точки схемы; I, II, III, IV — рекуперативные теплообменные аппараты; ДВ — дроссельный вентиль; КМ — основной компрессор; С — сборник жидкости; КС, ДС1, ДС2 — компрессорная и детандерные ступени ДКА

тавляет 150-160 К.

Энергетический баланс для выделенного на рис. 1, а контура имеет вид:

$$i_2 + Di_4 + Di_9 + Di_{11} + q_T = g_{ж} i_0 + Di_3 + Di_7 + Di_{10} + (1 - g_{ж}) i_{20}. \quad (3)$$

Из него следует, что

$$g_{ж} = \frac{\Delta i_{T_0} + D(\Delta i'_{T_0} + h_{ДС1} + h_{ДС2}) - q_H - q_T}{\Delta i_{ок} - q_H}, \quad (4)$$

где $\Delta i_{T_0} = i_2 - i_1$ — изотермический дроссель-эффект сжимаемого в основном компрессоре воздуха при температуре окружающей среды T_0 ; $\Delta i'_{T_0} = i_7 - i_9$ — изотермический дроссель-эффект, значение которого определяется давлениями процесса дожатия воздуха в КС в количестве D ; $h_{ДС1} = (i_3 - i_4) = h_{s1} \eta_{ДС1}$; $h_{ДС2} = (i_{10} - i_{11}) = h_{s2} \eta_{ДС2}$ — действительные перепады энтальпий в ДС1 и ДС2 ДКА; h_{s1} , h_{s2} — изоэнтропные перепады энтальпий в ДС1 и ДС2; η_{s1} , η_{s2} — изоэнтропные КПД ДС1 и ДС2; $q_H = i_1 - i_{20}$ — потеря от недорекуперации на тёплом конце теплообменника I; q_T — потеря от теплопритоков из окружающей среды; $\Delta i_{ок} = i_1 - i_0$ — удельные затраты холода на ожижение воздуха.

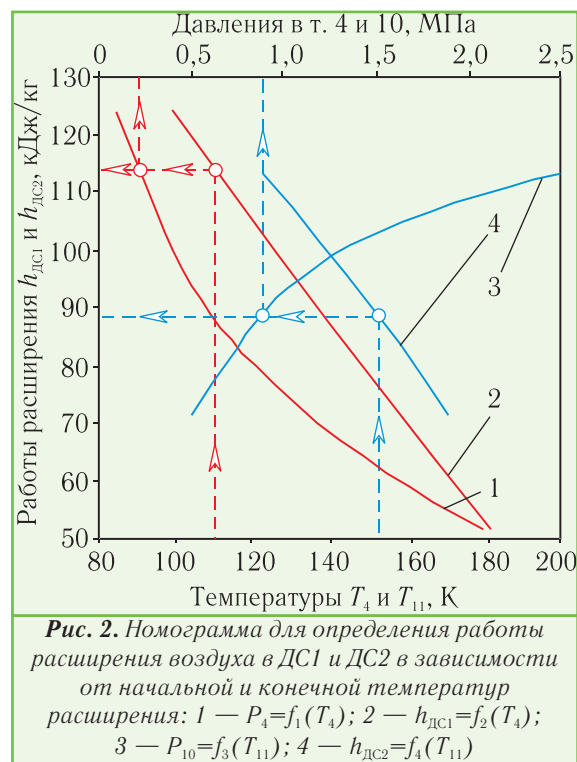
Расчёты показали, что при использовании предложенной схемы работы ДКА в составе ожижителя среднего давления можно достичь коэффициента ожижения, равного 0,298. Его значение на 34,2 % больше, чем для базового цикла, и на 15,5 % выше аналогичного показателя цикла среднего давления с ДКА обычной конструкции (см. таблицу). Удельные энергозатраты на ожижение воздуха в этом случае — 1,92 МДж/кг. При определении характеристик ожижительного цикла, работающего по предложенной нами схеме, принимались те же исходные данные, что и в работе [1].

Полученная величина $g_{ж} = 0,298$ не является предельной; её можно несколько увеличить путём введения предварительного охлаждения воздуха перед его расширением с помощью отдельной компрессорной холодильной машины. Имеются также и другие резервы повышения эффективности, например, за счёт нахождения оптимальных значений температур перед ДС1 и ДС2. В данном случае для упрощения расчётов принималось $T_3 = T_{10} = 245$ К. Однако более существенно на величину $g_{ж}$ и удельные затраты может повлиять оптимизация давления P_7 .

При расчётах параметров цикла, изображённого на рис. 1, б, основные сложности были связаны с определением режима работы ДКА, характеризуемого значениями параметров в точках 3, 4, 10 и 11. Так как требуемые данные не удаётся получить аналитически, то расчёты строились на основе ряда принимаемых величин, в частности, температуры предварительного охлаждения воздуха перед детандерными ступенями ДКА, температурами конца процесса расширения, промежуточным давлением P_7 и др. Для упрощения многовариантных расчётов был построен ряд номограмм, позволяющих определять холодопроизводи-

тельности ДС1 и ДС2, а также давления до и после КС, в зависимости от требуемой температуры охлаждения. Использование таких номограмм позволяет значительно упростить расчёты.

В порядке иллюстрации возможностей номограммы покажем, как её использовать в случае, когда $T_3 = T_{10} = 245$ К.



В качестве исходных данных для построения указанной номограммы были выбраны температуры воздуха перед его расширением в ДС1 и ДС2, а также температуры в конце процессов расширения. Для построения номограммы применялся следующий алгоритм расчёта.

На первом этапе выбираются температуры предварительного охлаждения воздуха и строятся зависимости $P_4 = f_1(T_4)$, $h_{ДС1} = f_2(T_4)$, $P_{10} = f_3(T_{11})$ и $h_{ДС2} = f_4(T_{11})$. Далее из энергетического баланса цикла вычисляется ряд значений температур T_4 , T_{11} , характеризующих температурные уровни воздуха в конце расширения в ДС1 и ДС2. По выбранным значениям температур с использованием номограммы определяются холодопроизводительности ступеней $h_{ДС1}$ и $h_{ДС2}$, а также давления P_4 и P_{10} . Полученные величины давлений характеризуют условия работы КС, а, следовательно, и удельную работу $l_{КС}$, расходуемую на сжатие в ней воздуха. Поскольку расходы через КС, ДС1 и ДС2 одинаковы, то

$$l_{КС} = (h_{ДС1} + h_{ДС2}) \eta_{мех}, \quad (5)$$

где $\eta_{мех}$ — коэффициент, учитывающий потери энергии в подшипниках ДКА.

В случае несоблюдения равенства необходимо скорректировать значения T_4 и T_{11} , а при необходи-

мости — и T_3 , и T_{10} .

Для рассматриваемого случая ($T_3=T_{10}=245$ К; $T_4=115$ К; $T_{11}=155$ К) $h_{дс1}=112,9$ кДж/кг, $h_{дс2}=89,4$ кДж/кг, а с учётом (5) $l_{кc}=194,2$ кДж/кг.

Из номограммы (см. рис. 2) следует, что степень повышения давления в компрессорной ступени равна $\pi_{кc}=0,9/0,2=4,5$. Высокое значение $\pi_{кc}$ приводит к необходимости при создании конструкции КС ДКА использовать многоступенчатое сжатие в центробежных ступенях.

Применение многоступенчатых центробежных компрессорных ступеней в составе ДКА будет оправдано при выполнении следующего условия:

$$\begin{cases} G_{кc} = G_{дс1} = G_{дс2}; \\ \pi_{кc} \ll (\pi_{дс1} + \pi_{дс2}) \end{cases} \quad (6)$$

или

$$l_{кc} G_{кc} \ll (l_{дс1} G_{дс1} + l_{дс2} G_{дс2}), \quad (7)$$

где $\pi_{дс1}$, $\pi_{дс2}$ — степени расширения в ДС1 и ДС2; $l_{кc}$, $l_{дс1}$, $l_{дс2}$ — удельные работы сжатия в КС и расширения в ДС1 и ДС2, соответственно.

Неравенства (6) и (7) можно использовать для предварительной оценки конструкции КС ДКА. Однако данные условия являются необходимыми, но недостаточными для применения многоступенчатых КС. Для того чтобы дополнить их, нужно определить предельно достижимую степень повышения давления в центробежной компрессорной ступени.

Рассмотрим возможные варианты конструкций ДКА, удовлетворяющие условиям работы в составе описанного выше ожижителя воздуха. Но вначале кратко остановимся на причинах, по которым следует переходить от одно- к многоступенчатому сжатию при высоких степенях повышения давления в КС.

3. ПРИЧИНЫ ПЕРЕХОДА НА МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ В КС ДКА

При проектировании стационарных центробежных компрессоров переход к многоступенчатому сжатию осуществляется с учётом ряда причин. В первую очередь — это ограничение степени повышения давления $\pi_{кc}$ в центробежной компрессорной ступени, накладываемое максимально допустимым значением окружной скорости рабочего колеса u_d . Современные материалы, из которых изготавливаются рабочие колеса центробежных компрессоров, допускают окружные скорости до 500 м/с. Однако в реальных конструкциях они не превышают 350-400 м/с [3]. При использовании этого ограничения с достаточной степенью точности $\pi_{кc}$ можно определить, воспользовавшись зависимостью:

$$\pi_{кc} = \left[1 + \frac{k-1}{\eta_{пол}} \psi M_u^2 \right]^{k\eta_{пол}/(k-1)}, \quad (8)$$

где k — показатель адиабаты; ψ — коэффициент напора; $M_u = u_d/a_u$ — число Маха; $\eta_{пол}$ — политропный КПД ступени; $a_u = (kRT_u)^{1/2}$ — скорость звука при начальных условиях; R — газовая постоянная; T_u — начальная температура.

Уравнение (8) устанавливает взаимосвязь между степенью повышения давления в КС и величинами, характеризующими условия её работы (ψ и u_d) и свойства сжимаемой среды (k , R и a_u). Нетрудно заметить, что максимальное значение $\pi_{кc}$, достижимое в одной ступени сжатия, будет тем меньше, чем выше газовая постоянная сжимаемого газа. Так, в одной ступени можно сжать воздух ($R=0,287$ кДж/кгК; $M_u=1,15$) до $\pi_{кc}=2,1$ (см. рис. 3).

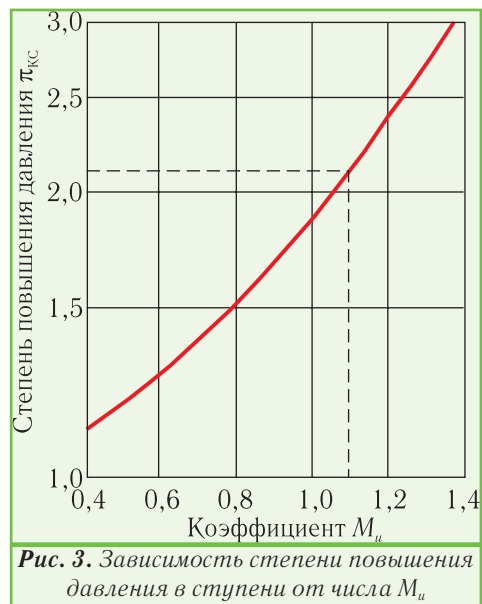


Рис. 3. Зависимость степени повышения давления в ступени от числа M_u

Интересно отметить, что максимальное значение $\pi_{кc}$ для метана ($R=0,518$ кДж/кгК; $M_u=0,89$), в соответствии с (8), равно 1,6, а для водорода ($R=4,124$ кДж/кгК; $M_u=0,31$) не превышает 1,1. При построении функции $\pi_{кc}=f_3(M_u)$ коэффициент напора принимался равным 0,5, а $\eta_{пол}=0,8$, допустимая окружная скорость $u_d=400$ м/с.

С другой стороны, известно, что при достижении звуковой или сверхзвуковой скоростей потоков, т.е. при $M_u \geq 1$, появляется дополнительное сопротивление, связанное с возникновением возмущающих волн или скачков уплотнения и отрывом потока, характерным для такого рода течения в связи с неустойчивостью его и обратным переходом к дозвуковым скоростям. Указанные явления оказывают влияние на увеличение гидравлических потерь и, как следствие, снижение эффективности работы турбокомпрессоров.

На основе этого можно сделать вывод, что в одной ступени КС целесообразно иметь степень повышения давления не более 1,9. Следовательно, для рассматриваемого ожижительного цикла количество ступеней сжатия КС будет равно $4,5/1,9=2,4$. Как правило, при расчёте стационарных многоступенчатых компрессоров количество ступеней округляют в

сторону большего числа. При создании же относительно малорасходного ДКА можно остановиться и на двух ступенях сжатия, несколько проиграв в эффективности, но значительно упростив его конструкцию.

Ещё одна причина перехода к многоступенчатому сжатию — стремление приблизить процесс компримирования к изотермическому путём межступенчатого охлаждения сжимаемого газа. Как известно, к промежуточному охлаждению, например, в воздушных компрессорах, прибегают при степенях повышения давления 3-5 [3]. При создании же многоступенчатых компрессорных ступеней ДКА с умеренными значениями $\pi_{\text{КС}}$ промежуточное охлаждение не следует применять ввиду усложнения его конструкции.

Конечно, можно найти такие режимы работы ДКА, при которых степень сжатия в его КС будет значительно ниже и позволит использовать более простые одноступенчатые конструкции, но на данном этапе исследования криогенных ожижительных циклов такая задача не ставилась. Хотя при этом надо учитывать, что при понижении степени повышения давления в КС будет уменьшаться и коэффициент ожижения цикла, в котором применяется такой ДКА.

Следует отметить, что переход от одно- к многоступенчатому сжатию в КС ДКА, реализующего предложенный способ работы, не является единственной сложностью. Непростой задачей является объединение в один агрегат двух детандеров и многоступенчатого компрессора при учёте взаимного влияния их параметров друг на друга. В первую очередь, это относится к скорости вращения общего для них вала [4]. Так, например, при определении коэффициента ожижения КПД ДКА принимался равным $\eta_{\text{ДКА}} = \eta_{\text{ДС}} \eta_{\text{КС}} = 0,8 \cdot 0,75 = 0,6$, что близко к его максимальному значению. В том случае, когда будет использоваться одновальная конструкция, его значение может снизиться на 10-15 % ввиду существенных различий в условиях работы его ступеней. Для нивелирования влияния недостатков одновальной конструкции ДКА необходимо переходить на редукторную схему, в которой есть возможность обеспечения оптимальных скоростей вращения для детандерных и компрессорной ступеней агрегата.

4. МНОГОВАЛЬНЫЕ ДКА

Обычно при разработке ДКА для криогенных установок ищут компромисс между относительной простотой конструкции и технологичностью агрегата и его эффективностью. В случае создания ДКА для установок низкого давления отдают предпочтение одновальным конструкциям. Снижение КПД в таких ДКА, вследствие негативного влияния характеристик ступеней друг на друга, менее заметно и составляет 5-7 %, так как в их состав входит только одна КС и одна ДС. Применительно к предложенной схеме ожижителя, реализующего цикл среднего давления, на упрощение конструкции ДКА идти не следует, так как это может привести к падению его КПД на 10-15 % и, как следствие, снижению коэффициента ожижения до

уровня аналогичных показателей базовой схемы.

Таким образом, в предложенной схеме ожижителя (см. рис. 1,а) предпочтительным является использование ДКА, представляющего собой многоступенчатый компрессор, соединенный с детандерными ступенями через редуктор (см. рис. 4).

ДКА, схема которого показана на рис. 4, присущи преимущества многовальных турбоагрегатов: обеспечение оптимальных оборотов для каждой из ступеней ДКА; отсутствие строгих ограничений на геометрические размеры ступеней. Немаловажным является также и то, что в такой конструкции удаётся отделить холодную (детандерную) и горячую (компрессорную) части ДКА друг от друга теплоизолирующим кожухом.

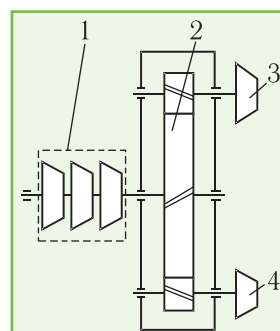


Рис. 4. Схема ДКА с редуктором:
1 — многоступенчатая КС; 2 — редуктор; 3, 4 — ДС низкого и высокого давлений, соответственно

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная схема ожижителя воздуха среднего давления с оригинальной схемой включения в его состав детандер-компрессорного агрегата позволяет повысить коэффициент ожижения на 34,2 % по сравнению с ожижителем, работающим по циклу Клода (базовый цикл).

Предпочтительной областью применения данных турбоагрегатов являются воздухоразделительные установки средней производительности, реализующие циклы высокого и среднего давлений, а также ожижители технических газов, в том числе и природного газа.

Следует отметить, что использование ДКА предложенной конструкции обеспечит существенное снижение затрат энергии на выработку необходимого количества холода в жидкостных воздухоразделительных установках. Это, в свою очередь, позволит отказаться от применения циклов высокого давления и перейти на схемы, базирующиеся на эффективных циклах среднего давления.

6. ЛИТЕРАТУРА

1. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Анализ характеристик циклов ожижения воздуха с детандер-компрессорными агрегатами// Технические газы. — 2007. — № 5. — С. 22-29.
2. Герш С.Я. Глубокое охлаждение. Ч.1. — М.: Госэнергоиздат, 1957. — 390 с.
3. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашины радиального типа. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. — 624 с.
4. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Оптимизация детандер-компрессорных агрегатов воздухоразделительных установок// Технические газы. — 2008. — № 5. — С. 13-18.