

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

СНИЖЕНИЕ УДЕЛЬНОГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЖИДКОГО КИСЛОРОДА В ВРУ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

В криогенных воздухоразделительных установках (ВРУ), предназначенных для получения газообразных продуктов, производимый холод используется для покрытия потерь холодопроизводительности. В установках же для получения жидкого кислорода большая часть энергии (до 70 %) затрачивается на производство холода, который компенсирует его потерю из-за отбора кислорода в жидком виде. Поэтому эффективность жидкостных ВРУ зависит от экономичности используемого в них криогенного термодинамического цикла. Применение детандер-компрессорных агрегатов (ДКА) в циклах таких установок позволяет значительно повысить их энергетическую эффективность. На основе расчётного исследования рефрижераторных циклов среднего давления показано, что применение эффективных ДКА с двухступенчатым расширением и дожатием воздуха перед детандерной ступенью низкого давления позволяет повысить холодильный коэффициент рефрижераторного цикла на 38 % по сравнению с циклом Клода. Удельное энергопотребление при производстве жидкого кислорода можно снизить на 17,6 %. Показано, что применение эффективных ДКА, при неизменной производительности установки по целевому продукту, позволяет уменьшить давление воздуха в цикле с 6,5 до 3,1 МПа. Отмечается перспективность создания жидкостных установок на базе предложенного холодильного цикла с использованием только машин динамического действия.

Ключевые слова: Разделение воздуха. Кислород. Азот. Жидкий кислород. Воздухоразделительная криогенная установка. Детандер-компрессорный агрегат. Воздушный рефрижераторный цикл. Двухступенчатое расширение. Компрессорная ступень. Эффективность.

G.K. Lavrenchenko, S.G. Shvets

DECREASE OF SPECIFIC ENERGY CONSUMPTION DURING MANUFACTURE OF LIQUID OXYGEN IN ASP OF AVERAGE PRESSURE

In cryogenic air separation plant (ASP) which intended for reception of gaseous products, the made cold is used for a covering of refrigerating capacity losses. In plants for reception of liquid oxygen the most part of energy (up to 70 %) is spent on manufacture of cold which compensates its loss because of selection of oxygen in liquid type. Therefore the efficiency of liquid ASP depends on profitability of cryogenic thermodynamic cycle used in them. Application of expander-compressor units (ECU) in cycles of such plants allows to increase their power efficiency considerably. On the basis of calculated research of refrigerator cycles of average pressure it is shown that application of effective ECU with two-stage expansion and exert additional pressure on air before expander step of low pressure allows to increase refrigerating factor of refrigerator cycle on 38 % in comparison with Claude's cycle. Specific energy consumption by manufacture of liquid oxygen it is possible to lower on 17,6 %. Application of effective ECU is shown that at constant productivity of plant on a target product allows to reduce pressure of air in a cycle with 6,5 up to 3,1 MPa. Perspectivity of creation of liquid plants is marked on the basis of the offered refrigerating cycle with use only machines of dynamic action.

Keywords: Air separation. Oxygen. Nitrogen. Liquid oxygen. Air separation cryogenic plant. Expander-compressor unit. Air refrigerator cycle. Two-stage expansion. Compressor step. Efficiency.

1. ВВЕДЕНИЕ

Холодопроизводительность криогенных воздухо-разделительных установок (ВРУ), производящих газообразные кислород и азот, должна обеспечивать покрытие потерь холода от недорекуперации и теплопритоков из окружающей среды [1]. При производстве в ВРУ криопродуктов в жидком виде необходимо дополнительно компенсировать потери холода, обусловленные выдачей из установки жидких криопродуктов. Таким образом, удельная холодопроизводительность жидкостных ВРУ должна быть существенно выше по сравнению с холодопроизводительностью ВРУ, производящих газообразные продукты.

Для эффективного производства холода в жидкостных ВРУ выбирают термодинамические циклы среднего и высокого давлений, характеризующихся более высокими значениями удельной холодопроизводительности, чем циклы низкого давления [1]. Указанное ещё раз свидетельствует о том, что, согласно [2], при производстве жидких криопродуктов удельный расход энергии будет зависеть в основном от эффективности цикла охлаждения, а при получении газообразных продуктов — от принятого метода разделения воздуха. Следовательно, при создании жидкостных установок, в первую очередь, необходимо уделять внимание повышению эффективности применяемых холодильных термодинамических циклов.

Известны различные способы снижения удельных затрат в криогенных ВРУ среднего давления. Основные из них подробно описаны в работе [3]. Одним из наиболее эффективных, как показывает анализ, является использование энергии расширения части воздуха в турбодетандере для повышения давления перед ним. Для этого в схемы ВРУ вводят детандер-компрессорные агрегаты (ДКА).

На основе анализа воздушных рефрижераторных циклов рассмотрим различные схемные решения с применением ДКА, позволяющие существенно улучшить их энергетические показатели.

2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДКА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ ЦИКЛОВ

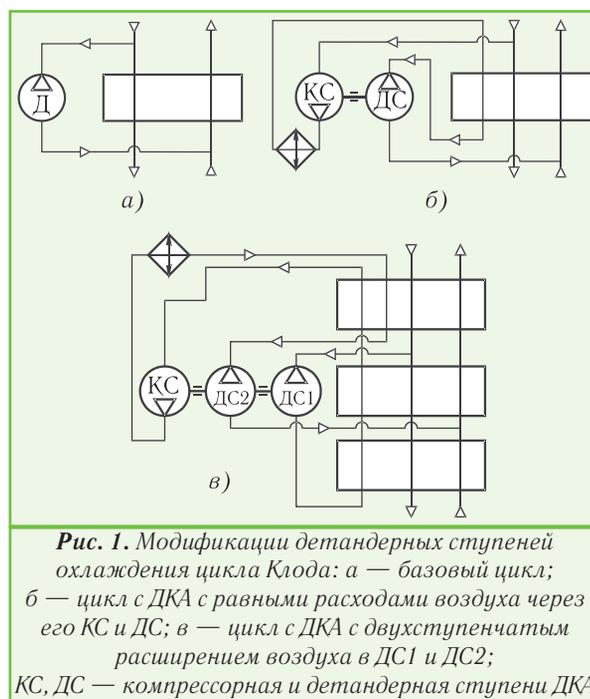
Для повышения эффективности криогенных циклов используются следующие приёмы: применение высокоэффективного машинного оборудования; уменьшение потерь холода от теплопритоков через изоляцию и недорекуперации в теплообменных аппаратах; снижение гидравлических сопротивлений на пути от компрессора до турбодетандера; введение ступени предварительного охлаждения воздуха с низкотемпературной холодильной машиной; использование детандер-компрессорных агрегатов и др.

Анализ показывает, что изменение отдельных параметров оказывает различное влияние на эффективность рассматриваемых криогенных циклов. Наиболее важными из них являются давление и температура воздуха перед детандером, а также совершенство

процесса расширения в нём. Хорошие результаты также даёт применение низкотемпературной холодильной машины для переохлаждения части воздуха, поступающего на расширение в детандер [3].

Все указанные приёмы могут быть реализованы как в циклах низкого, так и среднего и высокого давлений. Более подробно остановимся на повышении эффективности криогенных циклов среднего давления за счёт использования энергии расширения воздуха в детандере для повышения давления перед ним. Будем рассматривать и предложенный нами более эффективный цикл с двухступенчатым расширением воздуха [4].

Так как будут исследоваться по сути различные модификации воздушного рефрижераторного цикла среднего давления (цикла Клода), отличающиеся только способом включения в его состав ступеней ДКА, то на рис. 1, для упрощения, покажем только его детандерные ступени охлаждения.



В работе [5] был проанализирован ряд схем воздушных ожижительных и рефрижераторных циклов среднего давления с различным включением в них ДКА. Было показано, что применение ДКА в цикле среднего давления позволяет увеличивать его холодопроизводительность от 10 до 14 % по сравнению с циклом Клода, который был выбран в качестве базового. В этом цикле (см. рис. 1,а) работа расширения не используется. В то же время рост холодопроизводительности циклов низкого давления достигал 23 %.

При определении характеристик циклов среднего давления принимались следующие исходные данные: температура окружающей среды 293 К; давления прямого и обратного потоков 6,5 МПа и 0,1 МПа, соответственно; адиабатные КПД основного компрессора и компрессорных ступеней ДКА (КС) 0,75, а де-

тандерных ступеней (ДС) — 0,8. Доли детандерного потока D и температуры воздуха перед ДС определялись, исходя из условия максимума холодопроизводительности цикла и работоспособности рекуперативных теплообменных аппаратов. В последующих расчётах будем пользоваться теми же исходными данными.

Располагаемые удельные холодопроизводительности воздушных рефрижераторов при использовании в них различных вариантов детандерных ступеней охлаждения, приведённых на рис. 1, будут характеризоваться следующими выражениями:

$$q_x^{(A)} = \Delta i_{T_0} + Dh_{Д}; \quad (1)$$

$$q_x^{(B)} = \Delta i_{T_0} + D(\Delta i'_{T_0} + h_{ДС}); \quad (2)$$

$$q_x^{(B)} = \Delta i_{T_0} + D(\Delta i'_{T_0} + h_{ДС1} + h_{ДС2}), \quad (3)$$

где $q_x^{(A)}$, $q_x^{(B)}$, $q_x^{(B)}$ — удельные холодопроизводительности рефрижераторных циклов, детандерные ступени охлаждения которых показаны на рис. 1, соответственно; Δi_{T_0} — изотермический дроссель-эффект сжимаемого в основном компрессоре воздуха при температуре окружающей среды T_0 ; D — доля детандерного потока; $h_{Д}$, $h_{ДС}$, $h_{ДС1}$, $h_{ДС2}$ — действительные перепады энтальпий в детандере и детандерных ступенях ДКА; $\Delta i'_{T_0}$ — изотермический дроссель-эффект воздуха, сжимаемого в КС ДКА.

В выражениях (1)-(3) пока не учитываются потери холодопроизводительности, обусловленные недорекуперацией $q_{н}$ и теплопритоками $q_{т}$. Однако, как отмечалось, принимаются во внимание потери от необратимости в детандерных и компрессорных ступенях ДКА, а также и в основном компрессоре.

Из анализа уравнений (1)-(3) следует, что холодопроизводительность цикла повышается при использовании в нем ДКА. Рост величины q_x обусловлен, во-первых, увеличением располагаемого теплоперепада из-за повышения давления воздуха перед его расширением и, во-вторых, дополнительным дроссель-эффектом $\Delta i'_{T_0}$, величина которого определяется, исходя из степени дожатия в КС части воздуха, равной D .

Таким образом, для предельного увеличения холодопроизводительности цикла и, следовательно, повышения его холодильного коэффициента ϵ , необходимо обеспечить максимальную эффективность использования энергии расширения воздуха в ДС ДКА. Холодильный коэффициент будем определять как

$$\epsilon = q_x / l, \quad (4)$$

где $l = l_{ис} / \eta_{ис}$ — удельная работа сжатия воздуха в основном компрессоре до давления прямого потока; $l_{ис}$, $\eta_{ис}$ — изотермическая работа сжатия и изотермический КПД основного компрессора.

Указанное может достигаться при работе КС в режиме максимальной степени повышения давления, что обеспечивает наибольший дополнительный дроссель-эффект, а ДС — максимальной холодопроиз-

водительности [6]. Такой подход является наиболее общим и может быть реализован в самых различных рефрижераторных циклах с включением в их состав ДКА, например, как в цикле Б (рис. 1,б). В результате, холодильный коэффициент может быть увеличен с 0,142, что характерно для базового цикла (см. рис. 1,а) до 0,160 или на 12,7 % (см. табл. 1).

Дальнейшее увеличение холодильного коэффициента может быть достигнуто за счёт оптимизации схемы работы ДКА и способа включения его в рассматриваемый цикл. Так, например, в [7] при высоких степенях расширения, характерных для детандеров, работающих в циклах высокого и среднего давлений, рекомендуется переходить на двухступенчатое расширение. Реализацию и дальнейшее развитие эта идея получила в схеме, предложенной и подробно описанной в работе [4]. Отличительной особенностью цикла В является наличие ДКА, объединяющего в один агрегат две детандерные и одну компрессорную ступени (см. рис. 1,в). Причём работа ДКА организуется наиболее рациональным способом. Так, часть воздуха, сжатого в основном компрессоре, поступает на расширение в детандерную ступень высокого давления ДС1, в которой происходит расширение воздуха до давления, несколько превышающего давление обратного потока. Далее поток воздуха направляется в ряд теплообменников, где подогревается практически до температуры окружающей среды и затем подаётся на сжатие в компрессорную ступень за счёт работы, произведённой в ДС1 и ДС2. Сжатый в КС воздух охлаждается и поступает на расширение в ДС2 низкого давления. Такой способ работы ДКА обеспечивает относительно высокий рост холодопроизводительности, характерный для циклов низкого давления. Применение ДКА описанной конструкции, как следует из табл. 1, позволяет повысить холодильный коэффициент до 0,186 или на 30,9 % по сравнению с базовым циклом.

Во всех рассмотренных выше случаях рост холодильного коэффициента в циклах Б и В обеспечивался только за счёт увеличения удельной холодопроизводительности q_x до её максимального значения $q_{x \max}$ при $l = \text{idem}$. При этом сжатие воздуха в основном воздушном компрессоре осуществляется до одного и того же давления равного 6,5 МПа. Следовательно, в этом случае и затраты энергии на сжатие оказываются тоже одинаковыми.

Значения $q_{x \max}$ и ϵ_{\max} при $P_2 = \text{idem}$ достигаются за счёт нахождения для каждого из циклов (см. рис. 1) оптимальных D , температур на входе в детандер (цикл А) или детандерные ступени (циклы Б и В). При расчётом нахождении этих параметров обращалось внимание на реализуемость теплообмена в рекуперативных теплообменниках соответствующих схем и обеспечение $\Delta T \geq \Delta T_{\min}$ в их наиболее напряжённых для теплопередачи сечениях.

Более правильным будет сравнение рассматриваемых вариантов циклов при $q_x = \text{idem}$, когда можно в более эффективных циклах уменьшать энергопотребление компрессора за счёт снижения его давления нагнетания. Этого, конечно, можно добиться и кор-

Таблица 1. Характеристики рефрижераторных циклов среднего давления при $l=\text{idem}$ и $q_{x\text{max}}$

Параметр	Ед. изм.	Тип цикла		
		А (рис. 1,а)	Б (рис. 1,б)	В (рис. 1,в)
Давление нагнетания	МПа	6,5	6,5	6,5
Работа сжатия основного компрессора l	кДж/кг	582,8	582,8	582,8
Изотермический дроссель-эффект Δi_{T_0}		14,5	14,5	14,5
Изотермический дроссель-эффект воздуха, сжимаемого в КС ДКА $D\Delta i'_{T_0}$		—	9,8	0,4
Холодопроизводительность детандерной ступени охлаждения h		123,9	125,2	164,1
Холодопроизводительность цикла q_x		82,6	93,1	108,4
Холодильный коэффициент ϵ		—	0,142	0,160

Таблица 2. Характеристики рефрижераторных циклов среднего давления при $q_x=\text{idem}$ и $l=\text{var}$

Параметр	Ед. изм.	Тип цикла		
		А (рис. 1,а)	Б (рис. 1,б)	В (рис. 1,в)
Давление нагнетания	МПа	6,5	3,4	2,1
Работа сжатия основного компрессора l	кДж/кг	582,8	492,9	420,3
Изотермический дроссель-эффект Δi_{T_0}		14,5	7,8	4,8
Изотермический дроссель-эффект воздуха, сжимаемого в КС ДКА $D\Delta i'_{T_0}$		—	6,7	0,5
Холодопроизводительность детандерной ступени охлаждения h		123,9	125,3	137,3
Холодопроизводительность цикла q_x		82,6	82,6	82,6
Холодильный коэффициент ϵ		—	0,142	0,167

ректировкой расхода сжимаемого воздуха, но в рамках данной работы этот способ снижения удельного энергопотребления не рассматривается для того, чтобы обеспечить одинаковые условия работы узлов разделения ВРУ.

Результаты расчётов рефрижераторных циклов среднего давления с разными ДКА, исходя из условий $q_{x\text{max}}$ и $l=\text{idem}$, а также $q_x=\text{idem}$ и $l=\text{var}$ сведены в таблицы 1 и 2.

Проведённые расчёты подтвердили, что применение ДКА позволяет значительно повышать холодильный коэффициент рефрижераторных циклов среднего давления. Так, при использовании ДКА согласно схеме рис. 1,б рост ϵ составляет 17,6 %, а применении ДКА с двухступенчатой ДС (см. рис. 1,в) — 38 %. Одновременно с этим при выполнении условия $q_x=\text{idem}$ (см. табл. 2) появляется возможность снижать давление прямого потока с 6,5 МПа до 3,4 и даже — 2,1 МПа, что, в свою очередь, позволит применять в указанных эффективных циклах компрессорные машины динамического действия. Рост холодильного коэффициента циклов Б и В объясняется более эффективным использованием в них работы расширения воздуха, и, как следствие, более эффективной работой ДКА в области относительно низких давлений.

Из анализа полученных данных видно, что для достижения максимального значения холодильного

коэффициента рефрижераторного цикла недостаточно решать задачу максимизации удельной холодопроизводительности q_x и отдельных её составляющих. Параллельно с этим нужно определять оптимальные параметры работы системы «ДКА — основной компрессор». При этом в качестве варьируемых параметров должны выступать не только температура начала процесса расширения, степень сжатия КС, доля детандерного потока, но и давление нагнетания основного компрессора.

Несмотря на то, что при расчётах показателей рефрижераторных циклов был принят ряд допущений, в частности, давление после ДС полагались равным 0,1 МПа, не учитывались потери холодопроизводительности, а также гидравлические сопротивления трубопроводов и аппаратов, приведённые в табл. 1 данные свидетельствуют о том, что применение ДКА в составе криогенных циклов позволяет существенно повысить их эффективность. Рассмотрим, каким же образом это отразится на энергетических характеристиках жидкостных ВРУ, создаваемых на основе анализируемых криогенных циклов.

3. СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЖИДКОГО КИСЛОРОДА

Известно, что при производстве в ВРУ жидких криопродуктов, например, кислорода, необходимо компенсировать не только потери холода от теплопритоков и недорекуперации, но и холод, выводимый из установки вместе с жидким продуктом. Следовательно, чем выше будет холодопроизводительность используемого криогенного цикла, тем большее количество продукта может быть выдано ВРУ.

В [1] при переходе от одного цикла к другому с более высокой холодопроизводительностью оценивали увеличение выхода жидкого кислорода. Такой приём не всегда возможен, так как надо учитывать, что рост производительности ВРУ по целевому продукту за счёт только увеличения холодопроизводительности цикла может быть ограничен достижимым в базовом цикле (цикл А) коэффициентом извлечения кислорода. Для этого цикла в [1] рекомендуется коэффициент извлечения кислорода $K=0,123$ кмоль O_2 /кмоль п.в. (0,134 кг O_2 /кг п.в.).

Примем, что в ВРУ, реализующих циклы А, Б и В, потери от неполноты рекуперации холода равны 6 кДж/кг, а потери холода в окружающую среду — 6,5 кДж/кг. Полные затраты холода на покрытие этих по-

Таблица 3. Характеристики циклов жидкостных ВРУ среднего давления при $l=idem$ и $q_{x,max}$

Параметр	Ед. изм.	Тип цикла		
		А (рис. 1,а)	Б (рис. 1,б)	В (рис. 1,в)
Давление нагнетания	МПа	6,5	6,5	6,5
Работа сжатия основного компрессора l		582,8	582,8	582,8
Изотермический дроссель-эффект Δi_{τ_0}		14,5	14,5	14,5
Изотермический дроссель-эффект воздуха, сжимаемого в КС ДКА $D\Delta i'_{\tau_0}$	кДж/кг	—	9,3	0,3
Холодопроизводительность детандерной ступени охлаждения h		87,8	95,4	122,8
Холодопроизводительность цикла q_x		75,9	90,6	102

Таблица 4. Характеристики циклов жидкостных ВРУ среднего давления при $q_x=idem$ и $l=var$

Параметр	Ед. изм.	Тип цикла		
		А (рис. 1,а)	Б (рис. 1,б)	В (рис. 1,в)
Давление нагнетания	МПа	6,5	3,7	3,1
Работа сжатия основного компрессора l		582,8	505,1	480,4
Изотермический дроссель-эффект Δi_{τ_0}		14,5	8,4	7,1
Изотермический дроссель-эффект воздуха, сжимаемого в КС ДКА $D\Delta i'_{\tau_0}$	кДж/кг	—	5,8	0,4
Холодопроизводительность детандерной ступени охлаждения h		87,8	89,2	96,5
Холодопроизводительность цикла q_x		75,9	75,9	75,9

терь составят 12,5 кДж/кг [1].

Определим, как будет изменяться удельный расход энергии при производстве жидкого кислорода в ВРУ, построенных по циклам среднего давления с различными способами включения в их состав ДКА. При расчётах примем, что во всех случаях производительность по жидкому кислороду одинакова и определяется используемым в расчётах коэффициентом разделения [1]. Кроме этого также будем учитывать, что давление конца процесса расширения воздуха в детандерных ступенях ДС (цикл Б) и ДС2 (цикл В) должно соответствовать давлению в нижней ректификационной колонне (0,6 МПа). Результаты расчётов характеристик циклов среднего давления сведены в табл. 3.

В табл. 3 приведены характеристики рассматриваемых рефрижераторных циклов при $l=idem$ и $q_{x,max}$, которые осуществляются с учётом особенностей работы ожижительных ВРУ среднего давления ($P_2=6,5$ МПа, давление конца процесса расширения 0,6 МПа). Для оценки удельных затрат при получении одного и того же количества жидкого кислорода, определяли, на сколько можно снизить давление нагнетания основного компрессора в циклах Б и В, чтобы реализовать режим работы $q_x=idem$, где q_x — удельная холодопроизводительность цикла А. Результаты расчётов приведены в табл. 4.

Из анализа данных табл. 4 следует, что применение ДКА в жидкостных ВРУ позволяет снизить удельное энергопотребление при получении жидкого кис-

лорода на 13,3 % (цикл Б) и 17,6 % (цикл В). Некоторое уменьшение выигрыша от применения ДКА при переходе от рефрижераторных циклов к циклам жидкостных ВРУ объясняется необходимостью поддерживать давление за детандером на уровне 0,6 МПа, превышающем 0,1 МПа.

Покажем, каким может быть вклад ДКА, реализующего цикл В в составе ВРУ, в её холодопроизводительность. Для этого воспользуемся упрощённой схемой (см. рис. 2), в которой из перерабатываемого воздуха производится жидкий кислород и отбросный азот.

Из энергетического баланса выделенного на рис. 2 контура получим:

$$V\Delta i_{\tau_0} + DB(h_{ДС1} + \Delta i'_{\tau_0} + h_{ДС2}) = A(i_1 - i_{10}) + K_{ж}(i_1 - i_9) + Vq_T + Vq_{Н1}, \quad (5)$$

где $V, A, K_{ж}$ — расходы воздуха и соответствующих продуктов его разделения; $\Delta i_{\tau_0} = i_1 - i_2$ — изотермический дроссель-эффект сжатого до давления прямого потока пе-

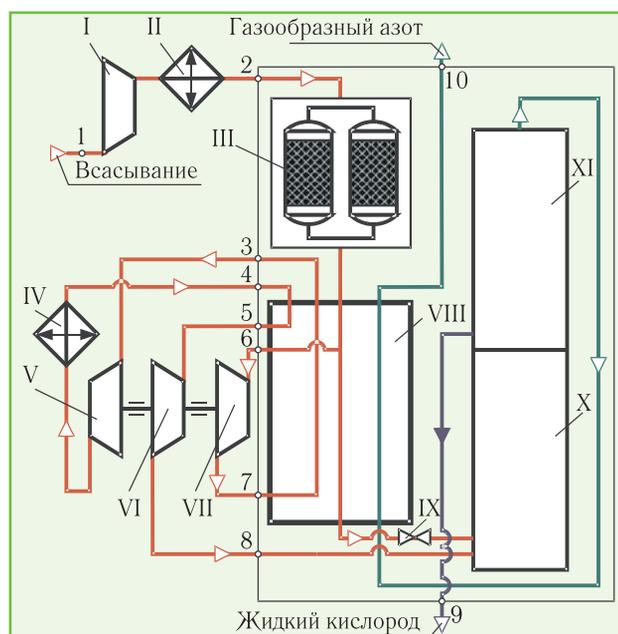


Рис. 2. Схема ВРУ среднего давления с ДКА, реализующего двухступенчатое расширение воздуха: I — компрессор; II, IV — концевые холодильники; III — блок комплексной очистки и осушки воздуха; V — компрессорная ступень; VI, VII — детандерные ступени низкого и высокого давлений; VIII — основной теплообменник; IX — дроссельный вентиль; X, XI — нижняя и верхняя ректификационные колонны; 1...10 — расчётные точки

перерабатываемого воздуха; $h_{ДС1}=(i_6-i_7)$, $h_{ДС2}=(i_5-i_8)$ — действительные перепады энтальпий в ДС1, ДС2, соответственно; $\Delta i'_{T_0}=i_4-i_3$ — дополнительный дроссель-эффект, обусловленный дожатием воздуха в КС ДКА; q_T — удельный теплоприток к низкотемпературной части ВРУ; q_H — потери от недорекуперации в основном теплообменнике.

Из выражения (5) следует, что холодопроизводительность установки возрастает при включении в неё ДКА. Причём, использование работы расширения воздуха для его компримирования в КС до давления начала процесса расширения в ДС2, приводит к росту холодопроизводительности, обусловленному дополнительным дроссель-эффектом воздуха $\Delta i'_{T_0}$ из-за его дожатия в КС и увеличением располагаемого теплоперепада $h_{ДС2}$ в ДС2.

Более подробно алгоритм и особенности расчёта цикла, в составе которого применяется ДКА с двухступенчатым расширением и многоступенчатой КС, размещённой между ДС высокого и низкого давлений, рассмотрены в работе [4].

Из анализа (5) следует вывод, аналогичный выводу, сделанному при рассмотрении рефрижераторных циклов: для предельного увеличения дополнительного дроссель-эффекта нужно КС разрабатывать на режим максимально возможной степени повышения давления; ДС же следует проектировать для работы в режиме наибольшей холодопроизводительности на определённом температурном уровне.

Таким образом, предложенные технические решения с одинаковым успехом могут применяться в различных криогенных циклах. Более того, использование ДКА с двухступенчатой ДС позволит эффективно распорядиться энергией расширения воздуха не только в ВРУ среднего, но и высокого давлений, где ДКА традиционной (одновальной) конструкции оказывается малоэффективным.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведённый расчётный анализ циклов среднего давления показал, что модернизация детандерной ступени охлаждения с применением эффективных ДКА позволит понизить удельное энергопотребление при

производстве жидкого кислорода до 17,6 % по сравнению с ВРУ, базирующимися на обычном цикле Клода. Примечательно, что этот результат может быть достигнут в существующих ВРУ без замены ректификационной колонны путём перехода на более низкое давление нагнетания.

Создание новых жидкостных ВРУ на базе цикла с высокой располагаемой холодопроизводительностью позволит понизить давление нагнетания воздушного компрессора до величины, которую могут обеспечить машины динамического действия. И, что немаловажно, удельное энергопотребление таких установок окажется ниже аналогов с более высокими давлениями воздуха в цикле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения. В двух томах. Т.1. Термодинамические основы разделения воздуха, схемы и аппараты воздуходелительных установок/ Под ред. **В.И. Епифановой, Л.С. Аксельрода**. — М.: Машиностроение, 1973. — 468 с.
2. **Герш С.Я.** Эффективные циклы глубокого охлаждения и новые принципы разделения воздуха. — М.: Гос. научно-техн. изд-во машиностр. лит-ры, 1946. — 120 с.
3. **Горенштейн И.В., Лавренченко Г.К.** Анализ способов увеличения выхода жидких продуктов в воздуходелительных установках среднего давления// Технические газы. — 2003. — № 3. — С. 33-37.
4. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Исследование возможностей эффективного использования детандер-компрессорных агрегатов в криогенных установках среднего давления// Технические газы. — 2009. — № 3. — С. 12-17.
5. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Анализ характеристик циклов ожижения воздуха с детандер-компрессорными агрегатами// Технические газы. — 2007. — № 5. — С. 22-29.
6. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Оптимизация криогенных воздуходелительных установок с одновременной разработкой эффективных детандер-компрессорных агрегатов// Технические газы. — 2007. — № 6. — С. 24-30.
7. **Давыдов А.Б., Кобулашвили А.Ш., Шерстюк А.Н.** Расчёт и конструирование турбодетандеров. — М.: Машиностроение, 1987. — 231 с.