

В.Н. ТаранОдесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082
e-mail : vntaran@eurocom.od.ua

КРИОГЕННОЕ СЖАТИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Понижение температуры газа перед компрессором существенно снижает работу сжатия. Для осуществления низкотемпературного сжатия необходимо охлаждение потока холодильной машиной, которая потребляет дополнительную энергию. Рассмотрение идеализированных процессов показало, что суммарное потребление энергии, как правило, увеличивается, но в некоторых случаях наблюдается экономия, не превышающая 5...7 %. Рассмотрены варианты использования давления газа в магистральном трубопроводе с его расширением в детандере. Если работа расширения передается непосредственно компрессору, то при давлении в магистрали от 2 до 7 МПа по такой схеме может быть сжато до 25 МПа от 20 до 130 % газа (относительно его расхода через детандер). Холодный поток из детандера охлаждает газ перед компрессором и уменьшает работу сжатия. Если осуществить сжижение в детандерном цикле, сжатие происходит в насосе, работа которого составляет 6-20 % прямого сжатия. Исследованы условия работоспособности цикла при давлении магистрального газа 3,5 МПа. Изучено влияние температуры газа перед турбодетандером, определены ограничения, налагаемые теплообменом в теплообменниках. Оптимальная температура перед детандером равнялась 210 К. При этом доля сжатого потока по отношению к детандерному составила 36 %.

Ключевые слова: Природный газ. Сжатие. Высокие давления. Низкие температуры. Детандер-компрессорный агрегат. Насос. Анализ работоспособности теплообменников.

V.N. Taran

CRYOGENIC COMPRESSION OF NATURAL GAS

Decrease of intake gas temperature of the compressor reduces the compression work. For low temperature compression the cooling by refrigerating machine which consumes additional energy is necessary. Consideration of the idealized processes has shown, that total consumption of energy, as a rule, increases, but in the some cases exist the economy not exceeding 5...7 %. Versions of use of gas pressure in the main pipeline with his expansion in the turboexpander surveyed. If work of expansion is transferred directly to the compressor then at pressure in a intake 2...7 MPa can be compressed up to 25 MPa from 20 to 130 % of gas (concerning his charges through the turboexpander). The cold stream from the turboexpander chills intake gas of the compressor and reduces compression work. If to carry out liquefaction in expansion cycle, compression occurs by the pump which work makes 6-20 % of direct compression. Conditions of serviceability of a cycle are investigated at pressure of the gas equal to 3,5 MPa. Effect of temperature of turboexpander incoming flow is investigated. The restrictions superimposed by a heat exchange in heat exchangers are determined. The optimal temperature in front of the turboexpander has find and the compressed stream in relation to expansion flow has made 36 %.

Keywords: Natural gas compression. High pressures. Cryogenic temperatures. The turboexpander-compressor assembly. The pump. The analysis of serviceability of heat exchangers.

1. ВВЕДЕНИЕ

Явление снижения работы сжатия газов при пониженных температурах достаточно известно. Оно получило широкое применение в установках с внут-

ренним сжатием продуктов разделения воздуха, где сжимается газ, переведённый в жидкое состояние [1]. В данном случае процесс сжатия совмещён с процессом разделения воздуха ректификацией. В газификационных установках сжатие сжиженного газа отделе-

но от его получения. В работе [2] предлагается специально сжижать диоксид углерода для замены сжатия в компрессоре сжатием в насосе. При этом достигается заметная экономия энергии.

В настоящее время предложено несколько разновидностей процессов теплоэнергетических циклов высокой эффективности, в которых используется природный газ высокого давления [3,4]. Поэтому представляет интерес рассмотреть с более общих позиций процесс сжатия природного газа при низких температурах до высоких давлений. В качестве базовых параметров сжатия используем рекомендации статьи [3] о способе повышения эффективности цикла пароэнергетической станции. В статье показана необходимость ввода в установку природного газа с давлением 25 МПа.

2. ИДЕАЛИЗИРОВАННОЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЕ СЖАТИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Практически процесс сжатия происходит достаточно быстро и близко к адиабатному. Идеализацией такого процесса является изоэнтропное сжатие. Понижение температуры газа, поступающего на сжатие, может производиться только с помощью холодильной машины. Для снижения потерь холода следует предусмотреть рекуперативный теплообменник. Указанные процессы реализуются в схеме, изображенной на рис. 1.

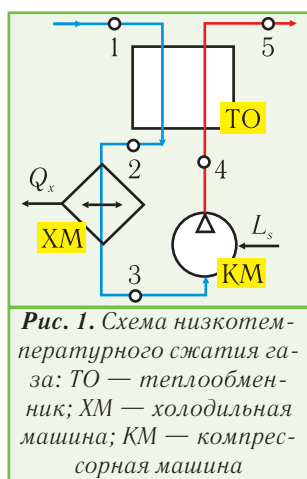


Рис. 1. Схема низкотемпературного сжатия газа: ТО — теплообменник; ХМ — холодильная машина; КМ — компрессорная машина

Очевидно, что в идеальном случае холодильная машина должна производить холод Q_x при заданной температуре T_3 . Приняв, что она реализует обратный цикл Карно, найдём требуемую для получения холода работу

$$L_{XM} = Q_x \frac{T_1 - T_3}{T_3},$$

где $T_1 = T_{o.c}$ — температура окружающей среды.

Работа изоэнтропного сжатия в компрессоре КМ определяется как разность энтальпий:

$$L_s = h_4 - h_3 = \Delta h_s,$$

где Δh_s — изоэнтропный теплоперепад.

Записав суммарный энергетический баланс всех элементов схемы (см. рис. 1), получим (без учёта теплопритоков):

$$Q_x = h_1 - h_5 + L_s.$$

Значение энтальпии в точке 5 характеризуется давлением нагнетания и температурой T_5 , которая может быть задана с учётом недокуперации в теплообменнике ТО, принимаемой на уровне 10 К.

Относительные значения работ L_s и $(L_s + L_{XM})$ для метана представлены на рис. 2. Эти работы соотносятся с работой L_{300} изоэнтропного сжатия метана при начальной температуре компримирования 300 К. Из графиков видно, что работа сжатия газа L_s уменьшается практически пропорционально снижающейся температуре T_3 до тех пор, пока вещество находится в газообразном состоянии, и резко уменьшается после его конденсации. Суммарная работа сжатия и охлаждения при понижении температуры сначала растёт, но после конденсации газа снижается. При росте давления поступающего в компрессор газа P_1 характер кривых меняется.

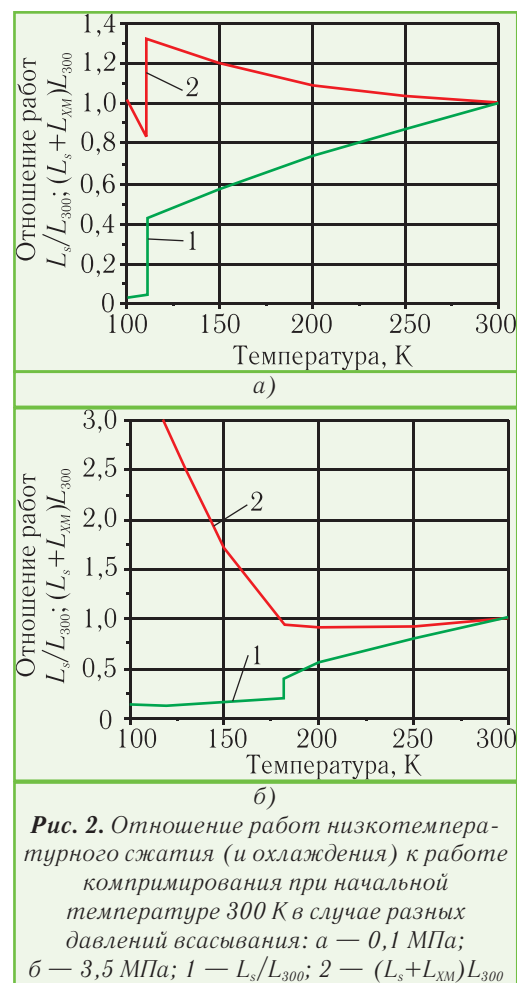


Рис. 2. Отношение работ низкотемпературного сжатия (и охлаждения) к работе компримирования при начальной температуре 300 К в случае разных давлений всасывания: а — 0,1 МПа; б — 3,5 МПа; 1 — L_s/L_{300} ; 2 — $(L_s + L_{XM})/L_{300}$

Полученный результат привлекает внимание к возможности экономии работы сжатия, например, при осуществлении его в жидкой фазе вещества. Од-

нако такой вывод является преждевременным, так как не учитывает ряд факторов, характерных для приведённой схемы даже с учётом принятой идеализации. Во-первых, следует проверить возможность рекуперации холода в теплообменнике по температурным кривым потоков. Во-вторых, в процессе изотропного сжатия должна значительно повышаться температура газа. Если эта температура превысит принятую температуру T_5 , то нет никакого смысла вводить в схему рекуперативный теплообменник. При сжатии газа от $P_1=0,1$ МПа до 25 МПа температура нагнетания превышает 300 К даже при начальной температуре процесса 120 К, т.е. схема неприменима на большей части графиков, представленных на рис. 2,а. В-третьих, не весь необходимый холод должен производиться на уровне T_3 . В этом случае цикл Карно не может быть наилучшей идеализацией. В-четвертых, в случае компримирования газа лучшим приближением к реальности будет многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением. Для сжатия от 0,1 до 25 МПа должно быть не менее 4-ёх ступеней со степенью повышения давления в ступени около 4 (или 5 ступеней со степенью повышения давления около 3).

Рассмотрим случай сжатия газа, когда температура нагнетания превышает температуру окружающей среды T_{oc} . Тогда охлаждение сжатого газа до T_{oc} будет происходить естественным путём. Охлаждение же газа перед компрессором осуществляется холодильной машиной (см. рис. 3). Для этого она должна вырабатывать холод при переменной температуре от T_1 до T_2 . Это позволит цикл Карно заменить идеальным нерегенеративным циклом («треугольным» циклом Лоренца [5]) с изотермическим сжатием и тем же рабочим телом, что и компримируемое вещество. Работа в таком цикле равна разности эксергий охлаждаемого потока.

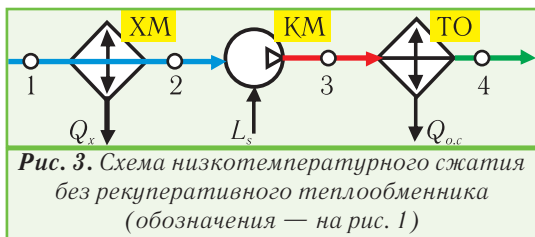


Рис. 3. Схема низкотемпературного сжатия без рекуперативного теплообменника (обозначения — на рис. 1)

Расчётные соотношения имеют вид:

$$Q_{XM} = h_1 - h_2;$$

$$L_{XM} = e_1 - e_2 = T_{oc}(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2),$$

где e_i, s_i — эксергии и энтропии потока охлаждаемого вещества.

При многоступенчатом сжатии необходимо учитывать, что после каждой ступени (кроме последней) снижение температуры потока осуществляется сначала за счёт отвода теплоты в окружающую среду, а затем холодильной машиной. Таким образом, при четырёхступенчатом сжатии поток подвергается охлажде-

нию 3 раза против однократного при одноступенчатом сжатии. Кроме того, при многоступенчатом сжатии охлаждаются потоки высокого давления, имеющие более высокие теплоёмкости. Следовательно, применение многоступенчатого сжатия снижает работу сжатия, но увеличивает затраты работы на охлаждение.

На рис. 4 показано изменение суммарной работы сжатия и охлаждения по сравнению с работой сжатия при начальной температуре 300 К. Из графика видно, что при идеализированных процессах сжатие с охлаждением является более экономичным способом, чем без охлаждения. При четырёхступенчатом сжатии охлаждение до 220 К даёт до 17 % экономии в затрате работы. Дальнейшее понижение температуры всасывания выигрыша не даёт, так как температуры нагнетания становятся ниже температуры окружающей среды и затраты на охлаждение начинают расти непропорционально быстро.

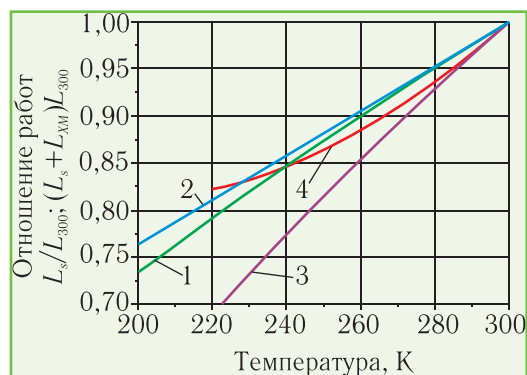


Рис. 4. Влияние температуры всасывания на работу сжатия (и охлаждения) при одноступенчатом и четырёхступенчатом сжатии от 0,1 до 25 МПа: 1 и 2 — одноступенчатое сжатие; 3 и 4 — четырёхступенчатое; 1 и 3 — только сжатие газа; 2 и 4 — учёт работ сжатия и охлаждения

Применение теплообменника для использования холода обратного потока, как показано на рис. 1, целесообразно только в случае конденсации газа и сжатия конденсата насосом. Это объясняется тем, что при сжатии жидкости подъём температуры невелик (от 5 К при $T=100$ К до 26 К при 180 К). В связи с этим обратный поток имеет температуру намного ниже окружающей среды.

Основной сложностью при организации рекуперации холода является то, что обратный поток имеет давление во много раз большее, чем прямой поток (обычно — наоборот). Поэтому теплоёмкость прямого потока оказывается ниже теплоёмкости обратного. Это приводит к тому, что минимальная разность температур между потоками в теплообменнике достигается на холодном конце аппарата. На тёплом конце возникает значительная недорекуперация, приводящая к большим потерям холода.

Проверка работоспособности теплообменника, выполненная с использованием метода [6], показала, что минимально возможная недорекуперация при дав-

лениях потоков 0,1 и 25 МПа составляет 73 К (см. рис. 5). Для создания достаточного температурного напора в теплообменнике температура обратного потока на выходе из теплообменника была принята равной 220 К. При этом обратный поток может охладить прямой поток до начала конденсации пара, а саму конденсацию и некоторое переохлаждение перед всасыванием в насос должна обеспечивать холодильная машина.

Расчёт процессов проведём следующим образом. Энтальпия h_1 определяется при $P=0,1$ МПа и $T=300$ К. Энтальпия h_5 находится по давлению $P=25$ МПа и температуре $T=220$ К. Задаваемая нами температура T_3 определяет энтальпию h_3 . Энтальпия h_4 вычисляется из условия адиабатического сжатия жидкого метана в насосе. Тогда

$$h_2 = h_1 - (h_5 - h_4); L_s = h_4 - h_3; Q_{\text{ХМ}} = h_2 - h_3; L_{\text{ХМ}} = e_2 - e_3,$$

где e_2 и e_3 — значения эксергии потока в точках 2 и 3.

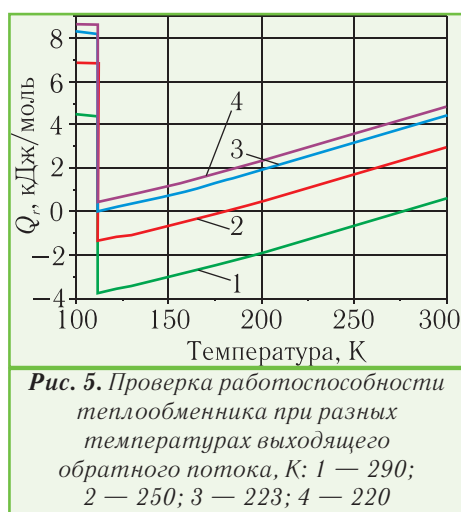


Таблица 1. Значения параметров при сжатии сжиженного газа идеальным насосом от 0,1 МПа

$T, \text{ К}$	$L_s, \text{ Дж/моль}$	L_s/L_{300}	$Q_{\text{ХМ}}, \text{ Дж/моль}$	$L_{\text{ХМ}}, \text{ Дж/моль}$	$(L_s+L_{\text{ХМ}}), \text{ Дж/моль}$	$(L_s+L_{\text{ХМ}})/L_{300}$
300	15843	1	—	—	15843	1
100	899	0,0567	8921	15172	16071	1,014
110	927	0,0585	8949	14992	15919	1,005
111,51	931	0,0588	8954	14962	15893	1,003

Таблица 2. Значения параметров при сжатии сжиженного газа идеальным насосом от 3,5 МПа

$T, \text{ К}$	$L_s, \text{ Дж/моль}$	L_s/L_{300}	$Q_{\text{ХМ}}, \text{ Дж/моль}$	$L_{\text{ХМ}}, \text{ Дж/моль}$	$(L_s+L_{\text{ХМ}}), \text{ Дж/моль}$	$(L_s+L_{\text{ХМ}})/L_{300}$
300	5149	1	—	—	5149	1
120	822	0,160	5693	5077	5899	1,146
140	885	0,172	5756	4355	5239	1,018
160	972	0,189	5843	3966	4938	0,959
180	1137	0,221	6008	3664	4801	0,932
181,94	1169	0,227	6040	3614	4783	0,929

В таблицах 1 и 2 приведены данные для указанного режима работы при давлениях всасывания 0,1 и 3,5 МПа.

Как видно из табл. 1, работа сжатия в идеальном насосе при температуре жидкости 100...110 К составляет около 6 % от работы сжатия газа при температуре окружающей среды. Причём сжатие газа рассматривалось как четырёхступенчатый изоэнтропный процесс с промежуточным охлаждением. Однако с учётом работы, расходуемой на охлаждение до 100...110 К, сжатие в насосе оказывается несколько более затратным (проигрыш около 1 %).

При давлении 3,5 МПа расход энергии на сжатие жидкости составляет 23 % от аналогичного процесса для газа (двухступенчатое сжатие). Но в данном случае из-за более высокой температуры жидкости и меньшей скрытой теплоты конденсации работа холодильной машины заметно снижается и поэтому достигается суммарный выигрыш до 7 %.

Полученные результаты показывают, что имеются теоретические предпосылки экономии энергии при низкотемпературном сжатии метана (возможно, и других криогенных газов).

Следует подчеркнуть, что результаты относятся к идеальным процессам с КПД 100 %. Можно их уточнить, введя значения КПД машин. Однако изоэнтропные КПД насоса и компрессора примерно одинаковы, т.е. работы сжатия возрастут одинаково и соотношение между ними сохранится. Значительно сложнее надёжно предсказать эффективность холодильных циклов с переменной температурой охлаждения. Поэтому целесообразно рассмотреть конкретные практические схемы для осуществления криогенного сжатия газов.

3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ

Давление природного газа в магистральных трубопроводах достигает 7...8 МПа. В зависимости от места отбора газа из магистрали и времени года давление может меняться в широких пределах. Оно снижается на газораспределительных станциях до 0,6 МПа для безопасного снабжения большинства потребителей. Энергия сжатого газа является привлекательным источником для осуществления ряда энерготехнологических процессов [7], в том числе и для повышения давления части газа до 25 МПа.

3.1. Прямое преобразование энергии давления

Предполагается, что газ из магистрали расширяется в турбодетандере ТД. Работа расширения используется для привода компрессора КМ. Детандер и компрессор имеют общий вал и образуют детандер-компрессорный агрегат.

Подобные агрегаты создаются как для работы на продуктах разделения воздуха, так и на природном газе [8-10]. Поступающий в компрессор газ имеет давление магистрали. Он проходит через теплообменник ТО, где охлаждается потоком из турбодетандера. Схема представлена на рис. 6.

Расчётные соотношения для приведённой на рис. 6 схемы приняты в виде:

– работа расширения детандера $L_D = G_D \Delta h_{SD} \eta_D$;

– работа сжатия в компрессоре $L_K = G_K \Delta h_{SK} / \eta_K$;

– уравнение баланса энергии теплообменника

$$G_K (h_1 - h_4) = G_D (h_3 - h_2),$$

где Δh_{SD} и Δh_{SK} — изоэнтروпные теплоперепады в детандере и компрессоре.

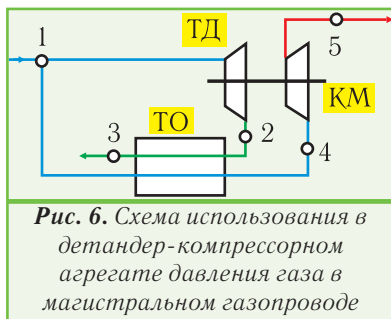


Рис. 6. Схема использования в детандер-компрессорном агрегате давления газа в магистральном газопроводе

Работа расширения передаётся компрессору, но частично теряется из-за трения в подшипниках. Этот факт учитывается механическим КПД агрегата η_M . Следовательно, $L_K = L_D \eta_M$.

Совместное решение приведённых уравнений позволяет определить долю сжимаемого потока относительно расхода через детандер. Отметим, что приведённые соотношения образуют нелинейную систему уравнений, поскольку на h_4 согласно уравнению баланса энергии теплообменника влияет расход через компрессор G_K . Этот расход в свою очередь зависит от изоэнтропного теплоперепада Δh_{SK} , который определяется по h_4 . Кроме того, при изменении расходов меняется место сечения теплообменника с минимальной разностью температур. При малом расходе G_K определяющее работоспособность аппарата сечение находится на холодном конце, при большом — на тёплом.

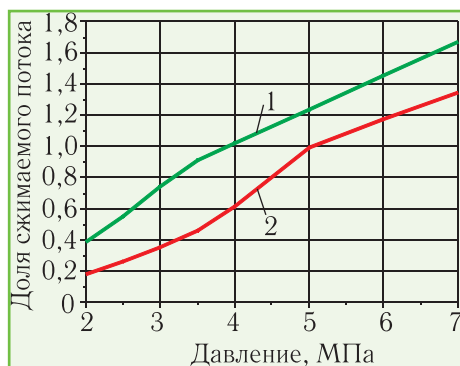


Рис. 7. Отношение расхода сжимаемого в КМ потока к расходу потока через ТД: 1 — идеальное сжатие и расширение; 2 — с учётом реальных КПД детандера и компрессора

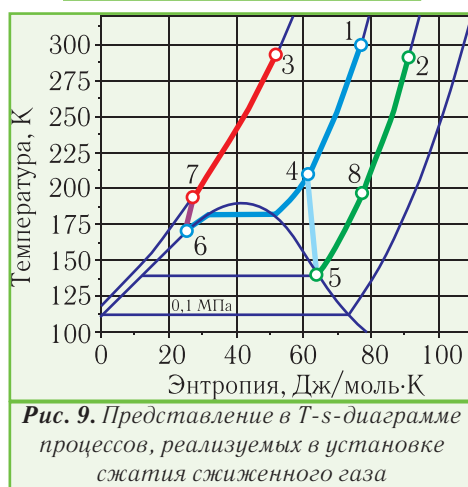
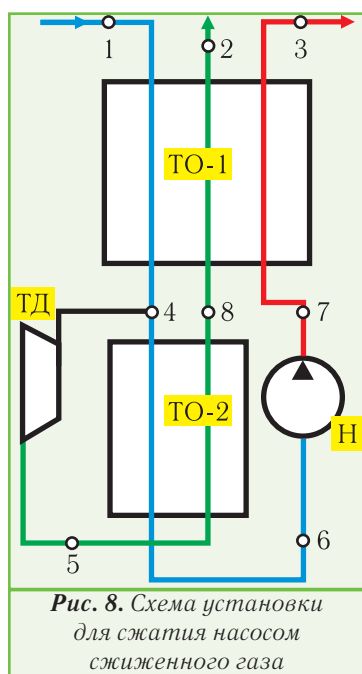
Расчёты характеристик схемы были проведены при двух наборах: все КПД равны 1 (кривая 1 на рис. 7) и $\eta_D=0,8$, $\eta_M=0,9$ и $\eta_K=0,7$ (этим данным соответствует кривая 2). Изменение положения определяющего сечения теплообменника хорошо видно на рис. 7 по излому на кривых.

Кривые на рис. 7 отвечают случаю одноступенчатого (без промежуточных охладителей) сжатия, хотя при низких давлениях исходного газа температура нагнетания превышает температуру окружающей среды. Поэтому промежуточное охлаждение позволило бы уменьшить затраты работы сжатия. Кроме того, дополнительные возможности даёт переход на многоступенчатое сжатие и расширение с рациональным использованием температурных напоров.

3.2. Сжижение газа и последующее сжатие его насосом

Сжатие насосом требует обязательного предварительного сжижения газа. При наличии газа из магистрального газопровода достаточно высокого давления целесообразно реализовать детандерный цикл [11,12]. Рассмотрим схему, представленную на рис. 8. Прямой поток (т. 1) охлаждается в теплообменнике ТО-1, после чего разделяется на 2 части. Одна часть идет в ТО-2, где осуществляется её охлаждение и конденсация за счёт холода низкотемпературного детандерного потока, формирующего обратный поток. После теплообменников обратный поток (т. 2) направляется в распределительную сеть с давлением $P_2=0,6$ МПа. Давление поступающего газа принимаем 3,5 МПа, исходя из рекомендаций [3,4], с учётом промежуточного давления парогазового цикла. С этим давлением газ поступает в детандер и насос (после конденсации). Как уже отмечалось выше, при сжатии в насосе от начального давления 3,5 МПа температура нагнетаемого потока увеличивается на 26 К. В результате будет превышена температура конденсации (см. рис. 9) прямого потока. В данном случае направлять поток из насоса в теплообменник ТО-2 нецелесообразно.

Исследуем влияние температуры отбора газа в детандер T_4 на характеристики цикла. Очевидно, что имеет смысл рассматривать только те режимы, при которых температура выхода из детандера T_5 будет ниже температуры конденсации 181,9 К. В табл. 3 приведены результаты расчёта процесса расширения в детандере. КПД детандера принимался равным 0,85, если процесс шел в газовой фазе. Когда процесс расширения заканчивался в двухфазной области, КПД детандера уменьшался. Такое допущение подтверждается результатами исследований промышленных детандеров при работе на природном газе [9] и воздухе [10]. В указанных работах получен КПД детандера 0,776...0,83. С учётом перспектив совершенствования проточной части согласно [10], нами приняты значения 0,85 для процесса в газе и 0,75...0,7 при частичном расширении в двухфазную область.



В табл. 3 буквой ψ обозначена доля жидкой фазы на выходе из детандера.

Из уравнения общего энергетического баланса схемы, изображённой на рис. 8,

$$(G_D + G_H)h_1 + G_H(h_7 - h_6) = G_D(h_4 - h_5) + G_D h_2 + G_H h_3$$

Таблица 3. Результаты расчёта процессов расширения в детандере

T_4 , К	h_4 , Дж/моль	s_4 , Дж/моль·К	h_5 , Дж/моль	h_5 , Дж/моль	T_5 , К	ψ	КПД
260	12538	70,842	9752	10171	175,40	—	0,85
250	12131	69,244	9496	9892	167,73	—	0,85
240	11714	67,546	9235	9607	160,04	—	0,85
230	11286	65,721	8968	9315	152,31	—	0,85
220	10838	63,732	8689	9011	144,49	—	0,85
210	10362	61,514	8381	8777	138,73	0	0,80
200	9836	58,949	8025	8387	138,73	0,05	0,80
190	9209	55,725	7578	7904	138,73	0,12	0,75
181,94	8445	51,605	7006	7438	138,73	0,19	0,70

получим

$$\frac{G_H}{G_D} = \frac{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_5)}{(h_7 - h_6) + (h_1 - h_3)}$$

где G_H и G_D — расходы через насос и детандер.

Полученные по последней формуле результаты представлены на рис. 10.

Изломы кривой обусловлены изменениями принятых значений КПД детандера (см. табл. 3). Из графика видно, что с ростом температуры отвода в детандер доля сжимаемого потока увеличивается.



Выполнимость балансовых уравнений не гарантирует работоспособность рассматриваемой схемы. Для этого надо удовлетворить трём условиям: обеспечить работоспособность теплообменников ТО-1 и ТО-2, а также добиваться выполнимости неравенства $T_8 < T_4$.

Таблица 4. Сравнение температур T_4 и T_8

T_4 , К	190	200	210	220
h_8 , Дж/моль	9438	10286	11031	11785
T_8 , К	155,53	178,6	199,52	220,97

Температуру T_8 необходимо определять из энергетического баланса теплообменника ТО-2, который имеет вид:

$$G_D(h_8 - h_5) = G_H(h_4 - h_6)$$

Значения температур T_4 и T_8 приведены в табл. 4, из которой видно, что условие $T_8 < T_4$ выполняется только при $T_4 < 218$ К. Принимаем $T_4 = 210$ К. Это максимальная температура, при которой обеспечивается практическая работоспособность схемы.

Проверка работоспособности

теплообменника ТО-1 показала (см. рис. 11), что в нём возможна реализация теплообмена между потоками при всех температурах детандерного потока. Подобный результат легко было предвидеть, так как потоки, проходящие через теплообменник ТО-1 не испытывают фазовых превращений и их теплоёмкость меняется в относительно небольших пределах. Сжатая в насосе жидкость имеет давление намного выше критического. Поэтому нагрев потока в теплообменнике ТО-1 происходит без фазового перехода. Наиболее сложным с точки зрения влияния на температурное поле ТО-1 является прямой поток с давлением 3,5 МПа. Если данную схему применить к потоку с более высоким давлением, то вывод о работоспособности этого теплообменника не является уже столь однозначным и очевидным из-за приближения давления к критическому.

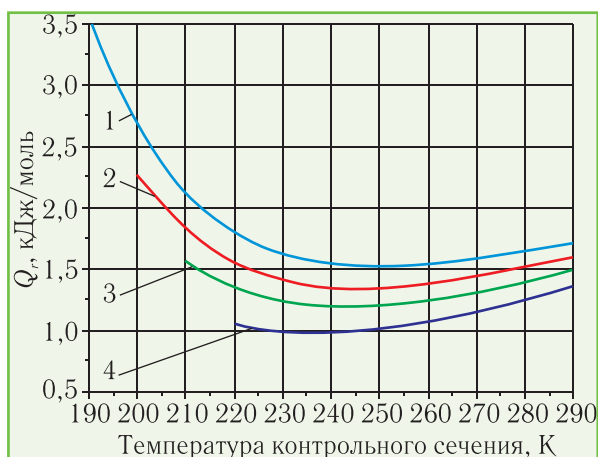


Рис. 11. Проверка работоспособности теплообменника ТО-1 при разных температурах отбора газа в детандер, К:
1 — 220; 2 — 210; 3 — 200; 4 — 190

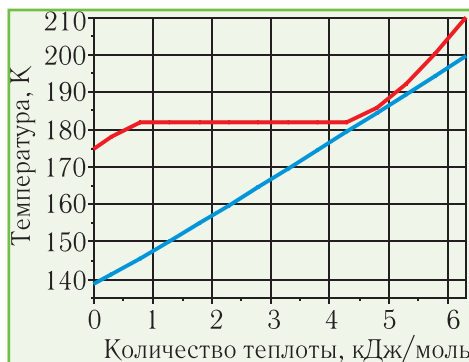


Рис. 12. q-T-диаграмма теплообменника ТО-2 при $T_4 = 210$ К

Определяющий характер температурных полей теплообменников становится особенно ощутимым после исследования q-T-диаграммы теплообменника ТО-2, приведённой на рис. 12. При значительных разностях температур на концах теплообменника (более 10 и 35 К) обнаруживается, что во внутренних сечениях температурный напор снижается до значений чуть более 1 К.

Рассмотренная схема, изображённая на рис. 8,

оказалась достаточно гибкой для подбора режима работы и проведения частичной оптимизации. По эффективности сжатия она уступает схеме, представленной на рис. 6, хотя ей свойственны технологические и технические преимущества. К ним относятся простота конструкции и малая металлоёмкость насоса для сжатия природного газа [13], возможность использования работы расширения детандера, например, для выработки электроэнергии [7]. За счёт усовершенствования схемы можно производить частичное сжижение природного газа для создания его резервов на месте потребления.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Понижение температуры газа перед компрессором существенно снижает его работу, расходуемую на сжатие газа. Особенно значительным оказывается уменьшение затрат энергии при переходе к сжатию жидкости насосом. В рассмотренном примере повышения давления метана работа насоса составляет около 6 % от работы компрессора. Для осуществления низкотемпературного сжатия необходимо охлаждение потока холодильной машиной, которая потребляет дополнительную энергию, что коренным образом меняет общую картину. Рассмотрение идеализированных процессов показало, что суммарное потребление энергии, как правило, увеличивается, но в некоторых случаях наблюдается её экономия, не превышающая 5-7 %.

При сжатии природного газа в качестве источника энергии может быть использовано давление газа в магистральных газопроводах. Рассмотрены два варианта использования давления газа в магистрали.

В первом случае газ направляется в детандер. Работа расширения газа в нём передается непосредственно компрессору. Холодный поток из детандера охлаждает газ перед компрессором и уменьшает работу сжатия. При давлении в магистрали от 2 до 7 МПа по такой схеме может быть сжато до давления 25 МПа от 20 до 130 % газа (относительно его расхода через детандер). При давлении входящего газа 3,5 МПа указанный показатель составляет 42 %.

Во втором случае осуществляется сжатие насосом сжиженного газа. Сжижение происходит в детандерном цикле. Исследованы условия работоспособности цикла при давлении магистрального газа 3,5 МПа. Изучено влияние температуры газа перед турбодетандером, определены ограничения, налагаемые теплообменом в теплообменниках. Оптимальная температура перед детандером составила 210 К. При этом доля сжатого потока по отношению к детандерному равнялась 36 %. Это значение ниже, чем в схеме с детандер-компрессорным агрегатом (42 %). Схема с насосным сжатием требует большего количества теплообменных аппаратов. Но криогенный насос по сравнению с компрессором является значительно более простой и менее металлоёмкой машиной. Кроме того, в насосной схеме мощность детандера не используется полностью для привода насоса. В связи с этим имеется возможность генерации электроэнергии

для внутренних нужд станции.

При определённых условиях в цикле детандерно-насосной установки может производиться сжиженный природный газ. Его можно использовать для создания резервного запаса газа для работы в случае нарушения поставок газа.

Полученные данные могут служить основой для технико-экономического исследования эффективности схем низкотемпературного сжатия природного газа до высоких давлений.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Пуртов С.Н.** ВРУ КдАд-15/12 — первая установка ОАО «Криогенмаш» с внутренним сжатием продуктов разделения// Технические газы. — 2007. — № 6. — С. 45-50.

2. **Лавренченко Г.К., Копытин А.В.** Энергетические показатели различных процессов сжатия диоксида углерода до сверхкритических давлений// Технические газы. — 2007. — № 1. — С. 31-36.

3. **Вассерман А.А., Шутенко М.А.** Использование кислорода и природного газа для повышения эффективности паротурбинных установок// Технические газы. — 2004. — № 2. — С. 39-42.

4. **Лавренченко Г.К., Копытин А.В.** Использование природного газа и кислорода для повышения эффективности мощных паротурбинных установок// Технические газы. — 2006. — № 6. — С. 38-46.

5. **Мартьяновский В.С.** Анализ действительных термо-

динамических циклов. — М.: Энергия, 1972. — 216 с.

6. **Таран В.Н.** Температурное поле и определение работоспособности многопоточного противоточного теплообменника с фазовыми переходами в потоках// Технические газы. — 2008. — № 2. — С. 13-21.

7. Внедрение турбодетандергенераторных установок, работающих в составе ГРС, для покрытия собственных нужд в электрической энергии АГНКС// **С.В. Лучков, М.С. Шестакова, Р.Н. Гатин и др.**// Транспорт на альтернативном топливе. — 2008. — № 1. — С. 47-51.

8. **Бухолдин Ю.С., Сухоставец С.В., Петухов И.И.** Криогенная установка для сжижения природного газа// Технические газы. — 2006. — № 5. — С. 39-46.

9. Разработка и совершенствование низкотемпературных детандерных агрегатов/ **А.В. Бурняшев, О.В. Купрыгин, С.В. Моисеев и др.**// Технические газы. — 2006. — № 5. — С. 47-51.

10. Исследования газодинамических и тепловых процессов в детандерной ступени детандер-компрессорного агрегата/ **Л.Ф. Ивчик, В.Н. Коньшин, Л.Б. Лебедев**// Технические газы. — 2007. — № 3. — С. 37-45.

11. **Зайцев Ю.В., Лавренченко Г.К.** Опыт создания СПГ-установок различного назначения// Технические газы. — 2007. — № 2. — С. 48-55.

12. **Горбачев С.П.** Оценка эффективности производства СПГ на газораспределительных станциях// Технические газы. — 2005. — № 5. — С. 35-40.

13. **Павленко Ю.А., Бровко А.Д.** Насосы высокого давления для сжиженного природного газа// Технические газы. — 2006. — № 4. — С. 69-71.



ВНИМАНИЮ РУКОВОДИТЕЛЕЙ ПРЕДПРИЯТИЙ, ВЫПУСКНИКОВ ТЕХНИКУМОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ КОЛЛЕДЖЕЙ!



- получение высшего образования без отрыва от производства за 4 года;
- зачисление без экзаменов сразу на 3-й курс Одесской государственной академии холода по направлению Украинской ассоциации производителей технических газов «УА-СИГМА»;
- специальность — 7.090507 «Криогенная техника и технология»;
- форма обучения — заочная контрактная;
- завершение учебы — защитой дипломного проекта;
- диплом Министерства образования и науки Украины признается в странах СНГ.

Условия приёма по контактному тел./факсу: +38 (048) 777-00-87