

УДК 621.593

И.Ф. Кузьменко

ОАО «Криогенмаш», пр. Ленина, 67, г. Балашиха Московской области, РФ, 143907

e-mail: kuzmenko@cryogenmash.ru

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СПГ-УСТАНОВОК СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИИ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ

На основе аналитического обзора публикаций отмечены преимущества и недостатки детандерных холодильных циклов и выявлены тенденции развития СПГ-установок средней производительности (10-100 т/ч). Они предназначены для децентрализованного газоснабжения регионов, не имеющих транспортных газовых сетей. Установки могут производить СПГ также для покрытия пиковых нагрузок.

Ключевые слова: Природный газ. Сжиженный природный газ. Удельный расход энергии на получение СПГ. Детандерный азотный цикл. Детандерная ступень. Турбодетандер-компрессорный агрегат. Теплообменник. Q-T-диаграмма. Потери от необратимости теплообмена.

I.F. Kuzmenko

DEVELOPMENT TENDENCIES OF LNG-PLANTS OF AVERAGE PRODUCTIVITY FOR THE ORGANIZATION OF GAS SUPPLY

On the basis of the analytical survey of publications the advantages and lacks of expander refrigerating cycles are marked and tendencies of development of LNG-plants of average productivity (10-100 t/h) are revealed. They are intended for decentralized of gas supply of the regions which are not having transport gas networks. The plants also can make LNG for covering of peakshaving.

Keywords: Natural gas. Liquefied natural gas. Specific power consumption on reception of LNG. Expander nitric cycle. Expander step. Turbo-expander compressor unit. Heat exchanger. Q-T-diagram. Losses of irreversibility of heat exchange.

1. ВВЕДЕНИЕ

Производство сжиженного природного газа (СПГ) для межконтинентальных перевозок имеет более чем 50-летнюю историю. Для него характерны большие производительности и высокая энергетическая эффективность в связи с использованием смесевых и каскадных циклов для ожижения газа.

Термодинамически высокая эффективность смесевых циклов (MR-mixed refrigerant) заключается в том, что с помощью специально сформированных хладагентов — смесей азота и углеводородов, удаётся существенно снизить потери от необратимости теплообмена при охлаждении, конденсации и переохлаждении природного газа за счёт минимизации температурных напоров в холодной части теплообменника. В таких установках удельный расход энергии на получение СПГ, как правило, не превышает 0,3-0,35 кВт·ч/кг. Близкие к этому показатели достигаются и в каскадных циклах, сочетающих в себе смесевые циклы многоступенчатого охлаждения.

В последние годы, наряду с бурным ростом круп-

номасштабных СПГ-установок производительностью до 600-800 т/ч для межконтинентальной перевозки газа, появилась потребность в установках значительно меньшей производительности для целей удаленного газоснабжения, покрытия пиковых нагрузок, обратной конденсации паров на терминалах и танкерах, обеспечения объектов резервным топливом, а также для оффшорной и удалённой переработки природного и попутного нефтяного газа в товарные продукты, транспортируемые в жидком состоянии.

Вследствие сравнительно малого масштаба и особенностей применения к установкам данного типа помимо энергетической эффективности предъявляются и другие требования, которым невозможно удовлетворить в установках классического каскадного и смесевых типа. В ряде недавних публикаций [1-5] анализируются преимущества детандерных холодильных циклов применительно к СПГ-установкам рассматриваемого применения и диапазона производительности. В наиболее наглядной форме эти преимущества сформулированы в работе [1] (см. табл. 1).

Как видно из табл. 1, детандерные холодильные

© И.Ф. Кузьменко

Таблица 1. Сравнение СПГ-установок по техническим и эксплуатационным показателям

Критерии сравнения	Каскадные	Смесевые	Детандерные
Использование отработанных решений	да	да	да
Потребность в площадях	высокая	средняя	низкая
Опасность хранения хладагентов	да	да	нет
Чувствительность к качке	средняя	средняя	низкая
Простота эксплуатации	средняя	средняя	высокая
Простота пуска-остановки	средняя	низкая	высокая
Адаптировано к составу газа	высокая	средняя	высокая
Энергетическая эффективность	высокая	высокая	низкая
Общие капитальные затраты	высокие	средние	низкие

циклы имеют лишь один недостаток, заключающийся в сравнительно низкой энергетической эффективности, тогда как по капитальным затратам и совокупности эксплуатационных качеств они превосходят каскадные и смесевые циклы. Это обстоятельство привлекает внимание разработчиков к практическому использованию детандерных циклов для специфических областей применения, отмеченных выше.

Разумеется, понятие «детандерные циклы» — слишком широкое и неопределенное, чтобы применять к нему даже качественные характеристики. С целью конкретизации принципиальных схем СПГ-установок на базе детандерных холодильных циклов проведём анализ их термодинамической эффективности.

2. ДЕТАНДЕРНЫЕ ЦИКЛЫ СПГ-УСТАНОВОК СРЕДНЕЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Известно большое число циклов детандерных холодильных установок. Для их систематизации можно использовать следующие характеристики: вид охлаждения (внутреннее, внешнее, комбинированное); количество и тип ступеней охлаждения (дрессельные, детандерные); вид хладагентов (метан, азот, смесь); параметры сжатия конденсируемого и циркуляционного потока (давления, число ступеней сжатия и охлаждения); использование работы расширения для дожатия хладагентов.

Конкретизация схем часто производится с учётом состава, давления и температуры поступающего на конденсацию природного газа.

Очевидно, что при учёте отмеченных показателей число возможных вариантов принципиальных схем оказывается слишком большим. Поэтому для анализа разделим всё многообразие циклов на две категории: с одним детандером и двумя детандерами на разных температурных уровнях. При рассмотрении принципиальных схем будут приниматься во внимание частные вариации и их влияние на эксплуатационные и энергетические характеристики установок.

Однодетандерный цикл с внутренним охлаждением представляет собой модификацию классического процесса Капицы, называемого в литературе циклом Брайтона. На рис. 1 приведена принципиальная схема СПГ-установки на базе метанового холодильного цик-

ла с циркуляционным компрессором и двухступенчатым турбодетандером. Исходный очищенный природный газ дожимается в циркуляционном компрессоре до давления 50-60 бар, охлаждается в теплообменнике за счёт теплообмена с холодным обратным потоком и дросселируется в сепараторе. Жидкая фракция из сепаратора направляется в систему хранения в качестве товарного СПГ. Часть потока газа из промежуточного сечения теплообменника поступает в турбодетандер и после расширения присоединяется к обратному потоку пара из сепаратора. Подогретый в теплообменнике обратный поток возвращается в циркуляционный компрессор.

Специфика схемы (см. рис. 1) малых установок такова, что она не получила широкого распространения из-за пожароопасности холодильного цикла. Кроме этого, для этой установки турбодетандер практически не может быть выполнен в одноступенчатом варианте, что существенно усложняет машину. Хотя следует отметить, что недавно была изложена концепция ОАО «Гелиймаш» по созданию СПГ-установок производительностью до 50 т/ч на основе приведённой схемы [6]. Удельные энергозатраты в этой установке составляют 1,07 кВт·ч/кг СПГ. Для диапазона производительностей от 10 до 50 т/ч предусматривается предварительное пропановое охлаждение газа и оснащение турбодетандера тормозной компрессорной ступенью. При одинаковом расходе газа через основной компрессор и введении предварительного охлаждения производительность СПГ-установки увеличивается на 56 %, а общие энергозатраты сокращаются до 0,74 кВт·ч/кг СПГ.

Отмеченные недостатки открытого цикла с детандером на газе послужили причиной достаточно широкого распространения СПГ-установок с закрытым азотным холодильным циклом. В этой связи нужно сослаться на опыт «Linde AG», «Кгюрак Inc.», а также фирм, специализирующихся в области бортовых установок обратной конденсации паров СПГ (BOG) на танкерах для межконтинентальной перевозки, таких как «Tractebel», «Hamworthy», «Cryostar». Принципиальные схемы используемых установок в своей основе подобны и, если отличаются, то в деталях.

На рис. 2 приведена схема

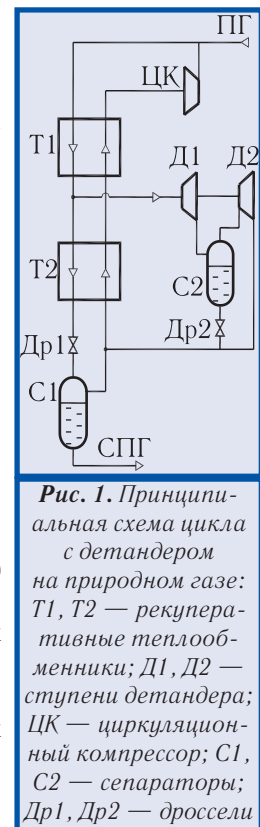


Рис. 1. Принципиальная схема цикла с детандером на природном газе: T1, T2 — рекуперативные теплообменники; D1, D2 — ступени детандера; ЦК — циркуляционный компрессор; C1, C2 — сепараторы; Dp1, Dp2 — дроссели

одной из установок фирмы «Linde AG» [7] производительностью 1,5 т/ч с закрытым циклом на базе циркуляционного азотного компрессора и турбодетандер-компрессорного агрегата (ТДКА). Установка входит в состав комплекса пик-шевинга и предназначена для конденсации природного газа при давлении на входе 8,2 бар с целью накопления его и последующего использования для покрытия пиковых нагрузок. Удельный расход энергии на получение СПГ составляет ориентировочно 1 кВт·ч/кг. Подобный цикл был использован фирмой при поставке установок пик-шевинга производительностью 1 т/ч (Австралия), 8,8 т/ч (Бельгия) и 10,4 т/ч (Голландия). Аналогичную схему применяет фирма «Tractebel» [3] в бортовых установках конденсации BOG. При этом пары из резервуаров СПГ дожимаются до давления 3-6 бар в компрессоре на входе в установку. В отличие от известных схем (см. рис. 2) в турбодетандере расширяется весь поток циркуляционного азота. Одной из первых фирма использовала машину фирмы «Atlas Copco», объединившую в одном агрегате турбодетандер, дожимающую ступень и двухступенчатый циркуляционный компрессор, которая получила название компандера. Такую же схему в бортовых установках конденсации BOG применяют фирмы «Hamworthy» [5] и «Cryostar» [8]. Следует отметить, что эти фирмы ориентируются на более высокий уровень давлений в контуре BOG, а также трёх- и двухступенчатые компрессоры. Удельный расход энергии в установке «Tractebel» производительностью 6,25 т/ч составляет 0,75 кВт·ч/кг СПГ.

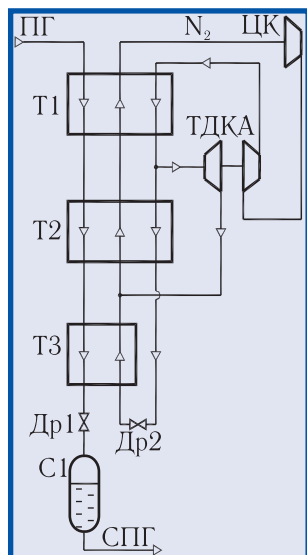


Рис. 2. Принципиальная схема установки СПГ с азотным детандерным циклом: Т1, Т2, Т3 — рекуперативные теплообменники; ТДКА — турбодетандер-компрессорный агрегат; ЦК — циркуляционный компрессор; С1 — сепаратор; Др1, Др2 — дроссели

По данным [9] фирма «Hamworthy» поставила в Норвегию установку производительностью 2,5 т/ч с удельным расходом энергии 0,8 кВт·ч/кг СПГ.

Для подтверждения интереса к закрытому азотному циклу в СПГ-установках сошлёмся ещё на ряд источников. В работе [10] схема, приведённая на рис. 2, отмечена как типичная для установок распределительного газо-снабжения, которая имеет только один недостаток — сравнительно низкую эффективность. Для повышения эффективности автор рекомендует применять предварительное охлаждение пропаном, что даёт снижение энергозатрат до 20 %. В статье [11] аналогичная схема характеризуется как наиболее применимая в установках малой производительности. Указывается

достижимый в таких установках термодинамический КПД 0,25-0,35. Для примера укажем публикацию [2], где приведена величина средних удельных затрат энергии на уровне 0,9 кВт·ч/кг для бортовой установки танкера «Jama» производительностью 3 т/ч [12].

Несмотря на отмеченные преимущества закрытого азотного цикла, получают распространение детандерные установки полузакрытого типа. В них контур сжижаемого газа и холодильный цикл связаны через паровую полость концевой сепаратора СПГ. В период пуска в холодильном цикле используют газ того же состава, что и исходный природный газ. Но по мере захлаживания из сепаратора в холодильный цикл поступает всё большая доля легкокипящих компонентов. После выхода на необходимый уровень температур наступает равновесное состояние, при котором в потоке хладагента практически остаётся смесь метана и азота. Дальнейшая работа в установившемся режиме организуется так, как это делается в схеме закрытого цикла, с той лишь разницей, что в цикле циркулирует не азот, а смесь азота и метана. Конечно, общие показатели пожароопасности установки ухудшаются, но одновременно исчезают проблемы с пополнением холодильного цикла азотом. Однако, по мнению фирмы «Кгуорак Инс.», главные преимущества заключаются в возможности существенного повышения эффективности цикла и простоте регулирования при возможных изменениях состава исходного газа [13].

Первоначально фирма «Кгуорак Инс.» на основе изложенной выше концепции полузакрытого цикла разработала ряд СПГ-установок производительностью до 8,6 т/ч, отличающихся тем, что циркуляционный компрессор в них выполнен трёхступенчатым с газовым приводом и промежуточными холодильниками, а турбодетандер снабжён дожимающей компрессорной ступенью [14]. Для установки производительностью 1,5 т/ч удельный расход энергии на получение СПГ составляет (с учётом потребляемого газа для привода) примерно 0,79 кВт·ч/кг СПГ.

Впоследствии фирма «Кгуорак Инс.» опубликовала концепцию процесса получения СПГ в детандерном цикле, получившем название «Кгуорак EXP LNG Process» [13]. Принципиальная схема установки приведена на сайте фирмы в завуалированной форме. В ней основной элемент схемы — рекуперативный теплообменник — изображен в виде «чёрного ящика», а в пояснении отмечены известные общие рекомендации по оптимизации $Q-T$ -диаграммы путём локальных изменений соотношений потоков и их параметров. В итоге утверждается, что фирма способна на основе процесса EXP обеспечить высокий уровень эффективности установки с удельным расходом энергии 0,324-0,372 кВт·ч/кг СПГ.

Более подробные сведения приведены о конкретной установке производительностью 5,2 т/ч, поставленной на остров Вэджоу (Китай). Принципиальная схема этой установки отличается от приведённой на рис. 2 лишь тем, что в холодильном цикле установлены два турбодетандер-компрессорных агрегата на одном температурном уровне, детандерные и компрессорные

ступени которых включены последовательно. Проектное значение удельных затрат энергии составляет 0,49 кВт·ч/кг СПГ. Сведения, подтверждающие эту величину на основе данных об эксплуатации установки, пока не сообщаются, равно как и информация о минимальных значениях этого параметра для процесса EXP.

Тем не менее, тенденция к применению смеси N_2 - CH_4 в качестве хладагента в холодильном цикле подтверждается другими публикациями. Так, фирма «Linde AG» сообщила данные об установке производительностью 3,2 т/ч, работающей по схеме рис. 2 на смеси N_2 - CH_4 в холодильном цикле [15]. Удельный расход энергии в ней — 0,75 кВт·ч/кг.

Специалисты из Шанхайского университета выполнили сравнительные численные исследования и оптимизацию параметров трёх холодильных циклов для установки производительностью 70 т/ч, в том числе и детандерного цикла, использующего схему рис. 2, со смесью N_2 - CH_4 в холодильном цикле [16,17]. В качестве параметров оптимизации были приняты давления в холодильном цикле (верхнее и нижнее), температура на входе в детандер, температура исходного газа на входе в теплообменник дроссельной (концевой) ступени и состав смеси N_2 - CH_4 в холодильном цикле. Давление исходного газа в процессе оптимизационных расчётов принималось постоянным и равным 48 бар. В результате были определены следующие оптимальные значения параметров: давления в холодильном цикле 44 и 6 бар; температура на входе в детандер 244 К; температура газа на входе в концевую ступень 157 К; состав хладагента (56 % N_2 + 44 % CH_4).

При оптимальных параметрах удельная затрата энергии составила 0,56 кВт·ч/кг.

Таким образом, установлено, что состав смеси азот-метан влияет на термодинамическую эффективность цикла. Цикл на смеси N_2 - CH_4 при прочих равных условиях более эффективен, чем на чистых компонентах. По мнению авторов статьи [17], применение смеси позволяет преодолевать возникающие ограничения по мощности холодильного цикла в случае создания СПГ-установок для крупных объектов.

Суммируя вышеизложенное, можно утверждать, что в большинстве источников энергетическая эффективность СПГ-установок с одной детандерной ступенью производительностью до 10 т/ч характеризуется удельными затратами энергии 0,75-1,0 кВт·ч/кг СПГ. Заявленные СПГ-установки, создаваемые фирмой «Кгуорак Инс.», пока не показали себя высокоэффективными в ходе эксплуатации.

3. ХОЛОДИЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ С ДВУМЯ ДЕТАНДЕРНЫМИ СТУПЕНЯМИ

Вероятно, можно согласиться с надеждами специалистов фирмы «Кгуорак Инс.» на потенциальные возможности, заложенные в концепцию EXP [13], как и с результатами оптимизации параметров однодетандерной схемы, продемонстрированными китайскими исследователями [16,17]. Однако, несомненно, что следующий шаг в повышении эффективности детандер-

ных установок связан с переходом к циклам с двумя детандерами на разных температурных уровнях. Это подтверждает как классическая работа П.Л. Капицы по определению зависимости относительных затрат энергии на ожижение гелия от числа детандерных ступеней, так и практика создания высокоэффективных ожижителей гелия и водорода с числом детандерных ступеней от 2-ух до 7-ми.

Переход к двухдетандерной схеме при создании СПГ-установок ещё более оправдан, если принять во внимание сравнительно высокую критическую температуру основного компонента природного газа — метана и связанную с этим форму Q - T -диаграммы. Указания на этот счёт содержатся в работах [2,4,9] и ряде других публикаций. Собственно увеличение числа детандерных ступеней охлаждения можно считать своего рода приближением к высокоэффективному смешевому охлаждению, при котором кривая охлаждения, конденсации и переохлаждения природного газа может быть с высокой точностью воспроизведена подбором состава многокомпонентного хладагента, используемого в холодильном цикле.

Около 20-ти лет назад впервые была предложена принципиальная схема СПГ-установки для плавучих оффшорных платформ [1]. В ней предусматривалось использование азотного холодильного цикла с двумя детандерами на различных температурных уровнях. На рис. 3 изображена принципиальная схема установки из [1], а на рис. 4 — соответствующая ей Q - T -диаграмма [10].

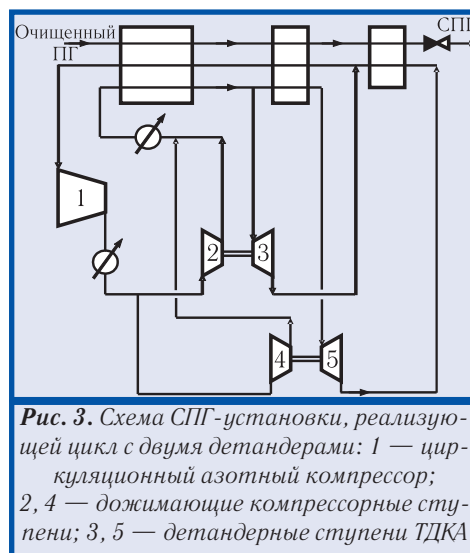


Рис. 3. Схема СПГ-установки, реализующей цикл с двумя детандерами: 1 — циркуляционный азотный компрессор; 2, 4 — дожимающие компрессорные ступени; 3, 5 — детандерные ступени ТДКА

«Тёплый» детандер 3 отводит теплоту конденсации газа, тогда как более низкотемпературный 5 обеспечивает переохлаждение СПГ. В отличие от схемы с одним детандером, например, из статьи [3], Q - T -диаграмме для схемы с двумя детандерами (рис. 4) характерно хорошее соответствие между композитными кривыми охлаждения и нагрева обратного потока азота холодильного цикла. Именно это обстоятельство обеспечивает более высокую эффективность двухдетандерной схемы. Удельные затраты энергии в ней менее 0,5 кВт·ч/кг СПГ. В дальнейшем схема азотного цикла с двумя де-

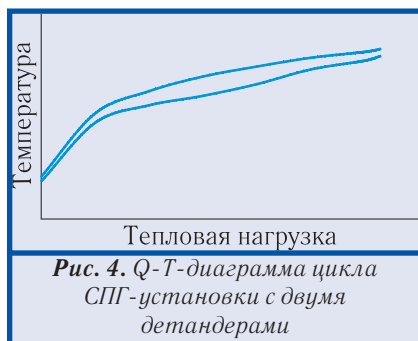


Рис. 4. *Q-T-диаграмма цикла СПГ-установки с двумя детандерами*

тандерами получила развитие в разработках фирм «Linde AG» и «BHP Petroleum» [18,19]. Она используется на объекте в Германии и на месторождении Байя Урдан в Австралии.

Сообщается, что в установке производительностью 120 т/ч затраты энергии составляют 48 МВт, т.е. удельный расход энергии равен 0,4 кВт·ч/кг СПГ. Для сравнения указывается, что в случае цикла с одним детандером потребовалось бы затрачивать 69 МВт. Двухдетандерный цикл был подвергнут подробному эксергетическому анализу в [20]. Были определены удельные затраты энергии на уровне 0,41 кВт·ч/кг для установки производительностью 81 т/ч СПГ.

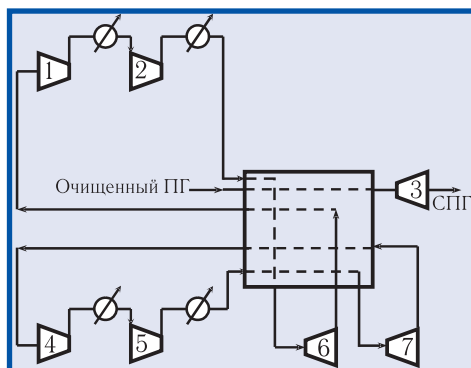


Рис. 5. *Принципиальная схема реализации цикла с детандерами на метане и азоте: 1 — компрессорная дожимающая ступень метанового ТДКА (6-1); 2 — метановый циркуляционный компрессор; 3 — жидкостный детандер; 4 — компрессорная дожимающая ступень азотного ТДКА (7-4); 5 — азотный циркуляционный компрессор; 6, 7 — метановая и азотная детандерные ступени, соответственно*

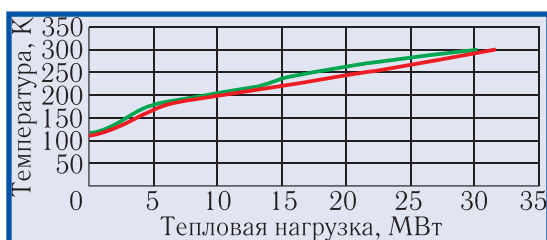


Рис. 6. *Q-T-диаграмма для цикла с детандерами на метане и азоте*

Совершенствованию детандерных циклов ожижения природного газа посвящена публикация [4]. Предложенное в ней техническое решение сводится к применению двух детандерных холодильных циклов. Первый контур установки работает на природном газе и обеспе-

чивает холодильную нагрузку в средней части $Q-T$ -диаграммы. Во втором холодильном контуре используется азот, который производит охлаждение на самом нижнем уровне температур. Принципиальная схема цикла с двойным детандированием представлена на рис. 5, а соответствующая ему $Q-T$ -диаграмма — на рис. 6.

СПГ-установка, схема которой изображена на рис. 5, работает следующим образом. Газ, обогащенный метаном (после удаления тяжелых углеводородов), под давлением примерно 6,8 МПа охлаждается в теплообменнике и поступает в детандер 6 при температуре около -7°C . Расширение газа происходит до давления 1,4 МПа. При этом температура газа понижается примерно до 188 К. После передачи холода охлаждаемому потоку в теплообменнике поток газа низкого давления сжимается в компрессорной ступени 1 метанового ТДКА до 2,1 МПа, затем охлаждается в водяном холодильнике и поступает в циркуляционный компрессор метанового цикла, где его давление снова повышается до исходного уровня. Азот под давлением 8,2 МПа охлаждается в теплообменнике примерно до 183 К и поступает в детандер 7, где расширяется до давления 1,4 МПа и охлаждается до 110,8 К. После рекуперации холода в теплообменнике азот направляется в дожимающую ступень детандерного агрегата, сжимается до 1,9 МПа, охлаждается в холодильнике и поступает в азотный циркуляционный компрессор 5.

Как следует из $Q-T$ -диаграммы (см. рис. 6), температурные кривые теплых и холодных потоков в холодной зоне теплообменника по сравнению с однодетандерным циклом заметно сближаются, а разности температур увеличиваются к теплomu концу теплообменника, как и рекомендуют теоретические работы по минимизации необратимых потерь. Согласно расчетам [4], удельный расход энергии для установки производительностью 59 т/ч составляет 0,386 кВт·ч/кг СПГ. Введение предварительного охлаждения пропаном позволяет повысить эффективность ожижения и снизить удельные энергозатраты до 0,312 кВт·ч/кг. Применение жидкостного детандера 3 на потоке сжижаемого газа позволит ещё более снизить удельные затраты энергии на получение СПГ.

Необходимо отметить, что циклы СПГ-установок с двумя детандерными ступенями охлаждения существенно более эффективны по сравнению с однодетандерными и обеспечивают примерно вдвое меньший расход энергии при производстве СПГ.

4. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДЕТАНДЕРНЫХ СПГ-УСТАНОВОК

Все ранее использованные данные об эффективности детандерных циклов и СПГ-установок в совокупности с доступными нам параметрами приведены в табл. 2. Помимо литературных данных в табл. 2 включены показатели ряда установок ОАО «Криогенмаш», находящихся в стадии разработки.

Количественные показатели эффективности циклов СПГ-установок, приведённых в табл. 2, сугубо от-

носительны, так как отвечают различным исходным данным и принятым проектным параметрам, каждый из которых может оказывать существенное влияние на конечный результат. Так, например, в [21] показано, что при изменении только температуры газа на входе с 25 до 35 °С удельные энергозатраты увеличиваются на 20 %.

При невозможности корректного сравнения важнее выяснить влияние принципиальных схемно-конструктивных решений на общую термодинамическую эффективность СПГ-установок. Ниже приводится перечень наиболее результативных решений.

4.1. Предварительное охлаждение газа

Благоприятное влияние предварительного охлаждения на показатели СПГ-установки относится к общим классическим категориям криогенной техники. В установках обычно применяют либо фреоновое охлаждение (для малых установок), либо пропановое с несколькими ступенями повышения давления (для достаточно крупных установок). В цитированных источниках приводятся данные о влиянии предварительного охлаждения на удельные затраты энергии. Очевидно, что для низкоэффективных циклов эта величина относительно больше (до 45 % по данным [6]). С повышением эффективности снижение энергозатрат уменьшается примерно до 20 % [9, 10]. Интересной является технология AA-MR фирмы «Liquefied Natural Gas, Ltd.» [22], в которой для предварительного охлаждения используют абсорбционные холодильные машины, работающие на теплоте сжатия компрессоров. По утверждению фирмы, технология AA-MR позволяет достичь рекордной эффективности — на уровне 0,2 кВт·ч/кг СПГ для цикла на многокомпонентных смесях.

4.2. Повышение давления сжатия газа

Известно, что в соответствии с теплофизическими свойствами природного газа с повышением давления до сверхкритических значений (примерно 70 бар) S-образная форма кривой охлаждения существенно выпрямляется, и задача приспособления к ней холодильного цикла упрощается. Свою роль здесь играет и термодинамический аспект. С повышением давления природного газа количество отведенного тепла увеличивается, тогда как удельные затраты работы существенно снижаются. Опыт фирм (см. табл. 2) подтверждает эти соображения. Особенно наглядно это проявляется на примере бортовых установок обратной конденсации BOG фирм «Hamworthy» [5] и «Cryostar» [8]. В этом случае повышение давления газа оказывается выгодным даже с учётом некоторых потерь холода паров при сжатии.

4.3. Применение многоступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением

Потери эксергии в компрессорной системе, включающей холодильники, — наиболее значительный источник потерь работы, особенно в достаточно эффективных циклах. В статье [20] утверждается, что применение многоступенчатого сжатия равносильно добавлению дополнительных ступеней охлаждения. Его использование приводит к снижению удельных затрат энергии на получение жидкости. Двухступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением экономит примерно 11 % энергии, а трёхступенчатое — 16 % от общих энергозатрат в двухдетандерном холодильном цикле.

4.4. Применение жидкостного детандера на выходе СПГ из теплообменника

Таблица 2. Энергетическая эффективность детандерных холодильных циклов

Фирма, автор	Ссылка	Цикл	Давление, бар (число ступеней)		Производительность, т/ч	Расход энергии, кВт·ч/кг СПГ
			Газ	Хладагент		
1. Холодильные циклы с одним детандером						
ОАО «Гелиймаш»	[6]	открытый, CH ₄	50-60	—	до 10	1,07
«Linde AG»	[7]	закрытый, N ₂	8,2	—	1,5	1
«Tractebel»	[3]		3-6	(3 ступени)	6,25	0,75
«Hamworthy»	[5]		(3 ступени)	(3 ступени)	2,5	0,8
«Linde AG»	[15]		49	(2 ступени)	3,2	0,75
«Крюпак Inc.»	[14]	п/закрытый, N ₂ -CH ₄	3-6	(3 ступени)	1,5	0,79
А. Гу, Я. Ши	[16, 17]		48	44	до 70	0,56
«Крюпак Inc.»	[14]		70	(3 ступени)	5,2	0,49
ОАО «Криогенмаш»	проект	закрытый, N ₂ с пред-охлаждением	59	70/10	4	0,64
			9	61/15	7	0,7
			14	56/13	9	0,7
2. Холодильные циклы с двумя детандерами						
«Costain Oil», А. Финн	[1]	закрытый, N ₂	—	—	—	менее 0,5
«ABB», Дж. Фоглиетта	[4]	закрытый, N ₂ открытый, CH ₄	68	82/14 68/13	59	0,386
С. Ремелье	[20]	закрытый, N ₂	55	(3 ступени)	81	0,41
«BHP Petroleum»-«Linde AG»	[18, 19]		—	(3 ступени)	120	0,4

Такое решение стало уже обычным в установках большой производительности на крупных отгрузочных терминалах. Отработаны эффективные и надёжные конструкции жидкостных детандеров, которые начинают применяться и в криогенных установках меньшего масштаба. Так, фирма «Cryostar» [23] разработала серию жидкостных турбин мощностью от 30 кВт до 3,5 МВт. Они используются в крупных воздуходелительных и СПГ-установках вместо дроссельных вентилей. Организация расширения в жидкостном детандере даёт экономию затрат энергии, которая в относительном измерении достигает 3 %.

4.5. Оптимизация параметров холодильного цикла

Определение внутренних параметров холодильного цикла (давления в прямом и обратном потоках, температурные уровни включения детандеров и предварительного охлаждения, расходы хладагента через детандеры, температурные напоры в теплообменниках и т.п.) представляет собой сложную многопараметрическую задачу, решение которой позволяет найти оптимальные параметры, отвечающие экстремуму выбранного критерия. Таким критерием могут быть приведённые затраты или удельные энергетические затраты как наиболее существенная часть эксплуатационных расходов. Устоявшихся величин оптимальных параметров холодильного цикла, строго говоря, не существует. Поэтому в каждом случае их надо определять с учётом существующих исходных данных и конструктивных ограничений.

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создание большого числа крупных ожижительных терминалов на базе смесевых холодильных циклов не могло не повлиять на пересмотр принципиальных подходов к разработке СПГ-установок с меньшей на порядок производительностью для систем распределительного газоснабжения. В ряде публикаций утверждалось, как, например, в [10], что целесообразный переход на смесевые циклы лежит в диапазоне 7-9 т/ч СПГ. В настоящем обзоре показано, что эксплуатационные преимущества и термодинамические возможности совершенствования детандерных холодильных циклов, похоже, способны переместить эту границу к диапазону 100-120 т/ч СПГ. Хотя образцы таких установок далеко не единичны и для них создано достаточно эффективное оборудование, процесс массового распространения детандерных СПГ-установок на обширных рынках России, Украины, Китая и др. стран ещё только начинается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Finn A.J. New FPSO design produces LNG from offshore sources// Oil and Gas Journal. — 2002. — Aug., 26. — P. 56-62.
2. Barclay M., Denton N. Selecting offshore LNG processes// LNG Journal. — 2005. — October. — P. 34-36.
3. Gerdsmeyer K-D., Isalski W.H. On-board reliquefac-

tion for LNG ships// Proc. of 10th Tractebel Gas Engineering Symposium. — June, 2005. — P. 0-13.

4. Foglietta J.H. Consider dual independent expander refrigeration for LNG production// Hydrocarbon Processing. — 2004. — January. — P. 39-44.

5. Hamworthy Gas Systems AS. LNG systems for marine application. Reliquefaction system for LNG carrier// www.hamworthy.com.

6. Краковский Б.Д. Ожижители природного газа с турбодетандерами// Доклад на Совещании по внедрению СПГ на транспорте. — Екатеринбург, 2006

7. Linde AG. Natural gas liquefaction plant utilizing a nitro-gen expander cycle// Linde LNG Peakshaving, id.HE/3.1e/92B.

8. EcoRel, how it works// Cryostar Magazine. — 2007. — N 10. — P. 3-5.

9. Begazo C.D.T., Carvalho E.C., Simoes-Moreira J.R. Small-scale LNG plant technologies// Hydrocarbon World. — 2007. — P. 28-33.

10. Finn A. Technology choices// LNG Industry. — 2006. — Autumn. — P. 55-58.

11. Thermodynamic cycle selection for distributed natural gas liquefaction/ M.A. Barclay, D.F. Gongaware, K. Dalton et al.// Advances in Cryogenic Engineering. — 2004. — Vol. 49A. — P. 75-82.

12. A challenge to advanced LNG transport for 21st century — LNG Jamal: New LNG carrier with reliquefaction plant/ N. Hatanaka, T. Irie, T. Mihasi et al.// Proc. 13th Int. Conf. on LNG, Paper Session. — Seoul, Korea, 2001. — P. PS6-2.1-PS6-2.18.

13. The Kryopak EXP LNG process. Typical process description// www.kryopak.com/LNG.

14. Ключарев О. Будущее альтернативного топлива наступает сегодня// Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. — 2004. — № 4(16). — С. 50-53.

15. Linde AG. Natural gas liquefaction plant utilizing a nitrogen/met-hane expander cycle// Linde LNG Peakshaving, id.HE/3.4 e/92B.

16. Gu A., Zhu G. Comparison of liquefaction processes for small-scale LNG plants// Proc. 13th Int. Conf. on LNG, Poster Session. — Seoul, Korea, 2001. — P. PO-10.1-PO-10.10.

17. Optimization analysis of peakshaving cycle to liquefy the natural gas/ Y. Shi, A. Gu, R. Wang et al.// Proc. of the 20th International Cryogenic Eng. Conference (ICEC-20). — Beijing, China, 2005. — P. 741-744.

18. BHP unveils new compact LNG technology// Oil & Gas Journal. — 1998. — Vol. 96. — Issue 23.

19. Major advantages to siting LNG plant offshore/ C. Dubar, T. Forcey, V. Humphreys et al.// Offshore. — 1998. — Vol. 58. — Issue 7.

20. Remelje C., Hoadley A. An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas (LNG) liquefaction processes// Energy. — 2006. — Vol. 31. — P. 2005-2019.

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

22. LNG technology presentation// Liquefied Natural Gas Ltd. — 2005/ www.LNGlimited.com.au.

23. The win, win turbine// The Cryostar Magazine. — 2005. — N 5. — P. 3-5.