

# ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ И СИСТЕМАХ СЖИЖЕНИЯ УГЛЕВОДОРОДОВ

В. Л. Юша

ОАО «Сибнефтетранспроект»,  
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

Представлен анализ основных современных технологий получения низких температур и ожижения углеводородов с использованием компрессорного оборудования и приведены наиболее значимые результаты исследований в области малорасходных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых поршневых ступеней. Представлена методика расчета идеального пароконденсационного холодильного цикла, адаптированная к рассматриваемому объекту с учетом возможности реализации квазиизотермического сжатия. Выполнен сравнительный расчетный анализ температурных режимов и термодинамической эффективности двухступенчатого холодильного цикла и одноступенчатых холодильных циклов при адиабатном и квазиизотермическом процессах сжатия в диапазоне температур кипения 278 К ... 198 К. Показано, что по величине температуры нагнетания и холодильного коэффициента одноступенчатая пароконденсационная аммиачная холодильная машина на базе тихоходной квазиизотермической ступени сравнима с аналогичной двухступенчатой машиной на базе адиабатных ступеней. Это позволяет, применительно к действительным объектам — малым холодильным машинам и установкам, прогнозировать как энергетические, так и технические преимущества применения одноступенчатой схемы на базе тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров. Кроме этого, показано, что эффективное применение такого компрессора возможно и в системах ожижения углеводородов, при этом обеспечиваются их безопасные температурные режимы в широком диапазоне атмосферных температур.

**Ключевые слова:** одноступенчатые и многоступенчатые холодильные циклы, поршневая тихоходная длинноходовая ступень, «квазиизотермическое» сжатие, холодильный коэффициент, температура и давление кипения и конденсации.

## Введение

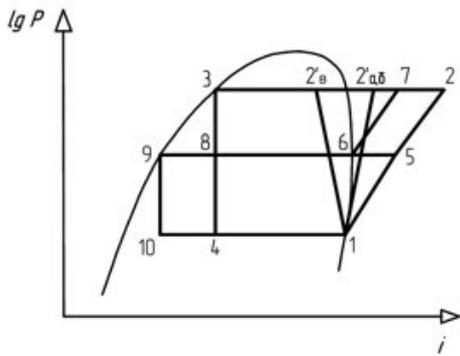
Поршневые компрессоры в настоящее время являются одним из наиболее распространённых типов компрессоров, применяемых в составе малых холодильных машин и в системах сжижения углеводородов [1–5]. При этом высокие атмосферные температуры на некоторых эксплуатационных режимах могут привести к превышению допустимого температурного уровня [6–9]. Одним из наиболее распространённых путей предотвращения аварийных ситуаций является переход от одноступенчатого к многоступенчатому сжатию [6, 7, 10, 11]. В холодильной технике это особенно актуально при температурах кипения 240 К и ниже. Однако такое решение ведёт к усложнению конструкции поршневого компрессора и увеличению его себестоимости. Поэтому в ряде случаев в одноступенчатых компрессорах пиковые температурные нагрузки снижают за счёт подачи в их проточную часть хладагента [12–17], что не является универсальной технологией для более широкого диапазона температур кипения.

Вместе с этим получены экспериментальные и теоретические результаты исследований поршневых несмазываемых одноступенчатых длинноходовых компрессоров с интенсивным охлаждением

цилиндра, продемонстрировавшие возможность реализации «квазиизотермического» процесса сжатия без дополнительного впрыска жидкости, при котором  $n_c < 1,1$  [18–21].

Применительно к воздушным компрессорным системам показано, что такие машины конкурентоспособны по отношению к мембранным и многоступенчатым компрессорам малой производительности в области средних и высоких давлений [22]. Кроме этого, выполнен предварительный анализ возможности реализации процессов сжатия в области влажного пара, что также представляет известный интерес [23, 24].

Представляется логичным оценить возможность и целесообразность реализации одноступенчатых холодильных циклов при температурах кипения ниже 240 К и перспективы замены многоступенчатых поршневых компрессоров на одноступенчатые. Применительно к системам сжижения углеводородов, не относящихся к криогенным технологиям [5, 25–28], также представляется актуальной оценка возможности обеспечения безопасных температурных режимов при использовании одноступенчатых квазиизотермических компрессоров. В связи с этим предметом рассмотрения в данной статье является теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых ком-



**Рис. 1. Примеры реализации низкотемпературных холодильных циклов:** 1-2-3-4-1 — одноступенчатый при адиабатном процессе сжатия; 1-5-6-7-3-8-9-10-1 — двухступенчатый; 1-2'а,б-3-4-1 — одноступенчатый при сжатии в тихоходной длинноходовой ступени в области перегретого пара; 1-2'в-3-4-1 — одноступенчатый при сжатии в тихоходной длинноходовой ступени в области влажного пара  
**Fig. 1. Examples of implementation of low-temperature refrigeration cycles:** 1-2-3-4-1 — single-stage with an adiabatic compression process; 1-5-6-7-3-8-9-10-1 — two-stage; 1-2'а,б-3-4-1 — single-stage during compression in a low-speed, long-stroke stage in the region of superheated steam; 1-2'в-3-4-1 — single-stage during compression in a low-speed, long-stroke stage in the wet steam region

прессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов

### Методика расчёта

Объектами исследования являются:

- теоретические холодильные циклы, реализуемые в рассматриваемом диапазоне температур кипения с помощью различных компрессорных технологий (рис. 1): одноступенчатого адиабатного сжатия; двухступенчатого при адиабатных процессах сжатия в каждой ступени; политропного одноступенчатого сжатия, в том числе квазиизотермического;

- теоретические режимы работы поршневых компрессоров в составе систем сжижения углеводородов, реализуемые с помощью одноступенчатого адиабатного сжатия и политропного квазиизотермического одноступенчатого сжатия.

Предмет исследования — взаимосвязь энергоэффективности и температурных режимов теоретических холодильных циклов и систем ожижения с различными способами (технологиями) сжатия рабочих газов.

Рассмотрим теоретические холодильные циклы [10, 11, 29, 30], представленные на рис. 1. В них отсутствуют переохлаждение и перегрев рабочего тела; температура конденсации равна температуре охлаждающей среды; температура и давление всасывания равны температуре и давлению кипения соответственно; процессы сжатия рабочего тела в ступенях компрессора происходят при постоянном показателе политропы  $n$  (при этом возможны: адиабатный процесс сжатия ( $n = k$ ), процесс сжатия с интенсивным отводом тепла от рабочего тела ( $n < k$ ), а также частично процесс сжатия при подводе тепла к сжимаемому газу ( $n > k$ ); необрати-

мые потери энергии пренебрежимо малы; термодинамические и теплофизические свойства рабочего тела являются осреднёнными для рассматриваемых диапазонов температур; рабочее тело — идеальный газ.

С учётом принятых допущений применим математическую модель первого уровня, включающую в себя следующие основные зависимости [10, 11, 29, 30]:

$$T_i = T_0 (P_i/P_0)^{(n-1)/n}, \quad T_H = T_0 (P_H/P_0)^{(n-1)/n},$$

$$P_H = P_0 (T_H/T_0)^{n/(n-1)}, \quad (1)$$

$$Q_0^I = m(i_1 - i_4); \quad Q_0^{II} = m(i_1 - i_{10}), \quad (2)$$

$$N_{\text{инд}}^I = [n/(n-1)] \cdot m \cdot R \cdot T_{\text{вс}} \times$$

$$\times [(P_H/P_{\text{вс}})^{n-1}/n - 1], \quad (3)$$

$$N_{\text{инд}}^{II} = [k/(k-1)] \cdot R m \cdot \{T_{\text{вс}} \cdot [(P^*/P_{\text{вс}})^{k-1}/k - 1] +$$

$$+ X \cdot T^* \cdot [(P_H/P^*)^{k-1}/k - 1]\}. \quad (4)$$

Здесь  $P^* = (P_k \cdot P_0)^{0,5}$ ;  $T^* = T_0 (P^*/P_0)^{(k-1)/k}$ ;  $X = (i_6 - i_{10})/(i_6 - i_4)$  [10, 11].

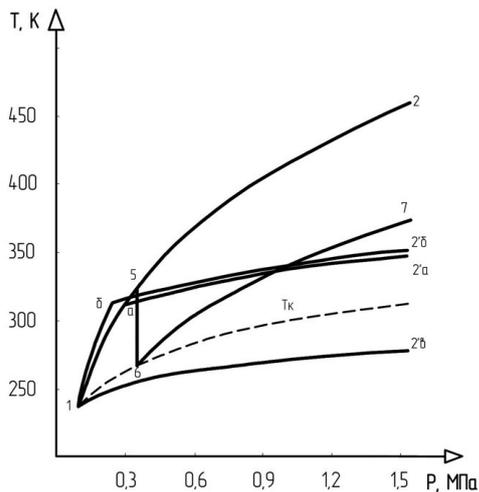
$$\varepsilon_T^I = Q_0^I/N_{\text{инд}}^I, \quad \varepsilon_T^{II} = Q_0^{II}/N_{\text{инд}}^{II}. \quad (5)$$

При анализе систем сжижения углеводородов в качестве основных расчётных уравнений применяются соотношения (1), (2); при этом давление конденсации определяется температурой окружающей среды, которая равна температуре всасывания; процессы сжатия рабочего тела в ступенях компрессора происходят при постоянном показателе политропы  $n$  (при этом возможны: адиабатный процесс сжатия ( $n = k$ ) и процесс сжатия с интенсивным отводом тепла от рабочего тела ( $n < k$ ); необратимые потери энергии пренебрежимо малы; термодинамические и теплофизические свойства рабочего тела являются осреднёнными для рассматриваемых диапазонов температур [31, 32]; рабочее тело — идеальный газ.

### Результаты расчёта и их анализ

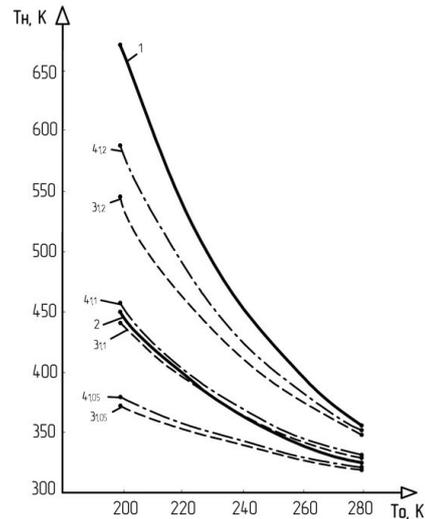
На рис. 2-4 представлены результаты расчётов, выполненные для оценки целесообразности замены поршневых двухступенчатых холодильных компрессоров на тихоходные длинноходовые одноступенчатые. Расчёты проводились применительно к следующим условиям однозначности: рабочее тело холодильного цикла — аммиак; температура охлаждающей среды —  $T_{\text{охла}} = 313 \text{ K}$ ; температура кипения —  $T_0 = 198 \text{ K} \dots 278 \text{ K}$ ;  $T_k = T_{\text{охла}}$ ;  $1,05 \leq n_c \leq 1,4$ .

Пример расчёта изменения температуры аммиака в рабочей камере поршневого компрессора (рис. 2) показывает, что замена одноступенчатого адиабатного сжатия (процесс 1-2) в быстроходном поршневом компрессоре на двухступенчатое адиабатное сжатие (процесс 1-5-6-7) в тихоходном поршневом компрессоре прежде всего эффективно снижает температуру нагнетания и тем самым обеспечивает безопасный уровень температурного режима компрессора. В данном случае при температуре кипения 238 K обеспечивается снижение температуры нагнетания с 455 K...460 K до 370 K...375 K. При этом, соответственно, снижа-



**Рис. 2.** Изменение температуры аммиака в рабочей камере: 1–2 — в одноступенчатом компрессоре при адиабатном сжатии; 1–5–6–7 — в двухступенчатом компрессоре при адиабатном сжатии; 1–а–2’а — в одноступенчатом тихоходном компрессоре при повышенной скорости поршня на участке 1–а; 1–б–2’б — в одноступенчатом тихоходном компрессоре при постоянной скорости поршня; 1–2’в — в одноступенчатом тихоходном компрессоре при сжатии в области влажного пара;  $T_k$  — изменение температуры конденсации

**Fig. 2.** Change in ammonia temperature in the working chamber: 1–2 — in a single-stage compressor with an adiabatic compression process; 1–5–6–7 — in a two-stage compressor with an adiabatic compression process; 1–а–2’а — in a single-stage low-speed compressor at increased piston speed in section 1–а; 1–б–2’б — in a single-stage low-speed compressor at a constant piston speed; 1–2’в — in a single-stage low-speed compressor during compression in the wet steam region;  $T_k$  — change in condensation temperature



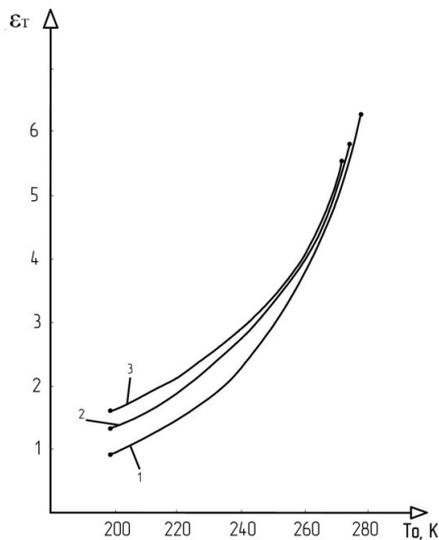
**Рис. 3.** Влияние температуры кипения на температуру нагнетания при фиксированной температуре конденсации: 1 — адиабатное одноступенчатое сжатие; 2 — адиабатное двухступенчатое сжатие; 3 — политропное одноступенчатое сжатие при повышенной скорости поршня на начальном участке; 4 — политропное одноступенчатое сжатие при постоянной скорости поршня (индексы 1,2; 1,1 и 1,05 соответствуют величине  $n = 1,2$ ;  $n = 1,1$  и  $n = 1,05$ )

**Fig. 3.** The influence of boiling temperature on the discharge temperature at a fixed condensation temperature: 1 — adiabatic single-stage compression; 2 — adiabatic two-stage compression; 3 — polytropic single-stage compression at increased piston speed in the initial section; 4 — polytropic single-stage compression at a constant piston speed (indices 1,2; 1,1 and 1,05 correspond to the value  $n = 1,2$ ;  $n = 1,1$  and  $n = 1,05$ )

ется тепловая нагрузка на конденсатор, однако усложняется конструкция компрессора и снижается технологичность его изготовления. В случае реализации одноступенчатого сжатия с интенсивным охлаждением сжимаемого аммиака при использовании тихоходной длинноходовой поршневой ступени с постоянной скоростью поршня (процесс 1–б–2’б) на начальном участке процесса сжатия (1–б) будет иметь место подвод теплоты к рабочему телу, и только после того, как температура аммиака превысит температуру охлаждающей среды, может быть реализован квазиизотермический процесс сжатия (б–2’б). При этом конечная температура сжатия, то есть температура нагнетания, будет сравнима с температурой нагнетания в двухступенчатом компрессоре. Этот результат может быть улучшен при использовании режима работы тихоходной длинноходовой поршневой ступени, при котором на начальном участке процесса сжатия скорость увеличена и показатель политропы близок к адиабате (процесс 1–а–2’а). Отметим, что во всех рассмотренных случаях температура аммиака в рабочей камере превышает температуру его конденсации (линия  $T_k$ ). Однако если использовать часть произведённой холодопроизводительности для охлаждения цилиндра и понизить температуру охлаждающей среды, появляется возможность реализации процесса сжатия в области влажного пара (процесс 1–2’в). Последний режим представляет

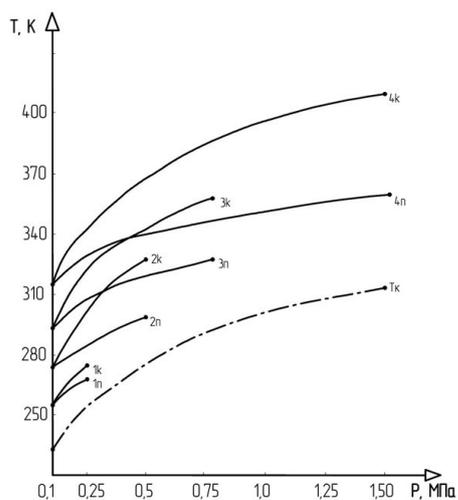
интерес как с точки зрения снижения температуры нагнетания и частичной конденсации аммиака в процессе сжатия, так и с точки зрения энергоэффективности (снижение затрат индикаторной мощности сопровождается снижением полезной холодопроизводительности). Корректный анализ такого режима в рамках применяемой методики выполнить невозможно, поэтому далее в статье он рассматриваться не будет.

На рис. 3 представлены результаты анализа влияния величины температуры кипения аммиака на величину температуры нагнетания. Показано, что при снижении температуры кипения эффективность применения одноступенчатого сжатия на базе интенсивно охлаждаемой тихоходной длинноходовой ступени существенно возрастает. Так, при температуре кипения 198 К и температуре конденсации 313 К (степень повышения давления в компрессоре составляет более 200) температура нагнетания при одноступенчатом адиабатном сжатии 1 недопустимо высокая; температура нагнетания при двухступенчатом сжатии 2 составляет около 450 К, что требует либо перехода на трёхступенчатое сжатие, либо дополнительных мер по снижению температуры (например, впрыск жидкого аммиака в цилиндр); а при квазиизотермическом сжатии аммиака в тихоходной длинноходовой ступени (показатель политропы 1,05, график 31,05) обеспечивается допустимый температурный режим



**Рис. 4.** Влияние температуры кипения на величину теоретического холодильного коэффициента: 1 — адиабатное одноступенчатое сжатие; 2 — адиабатное двухступенчатое сжатие; 3 — одноступенчатое сжатие при  $n = k$  на начальном участке и при  $n = 1,05$  — на основном участке

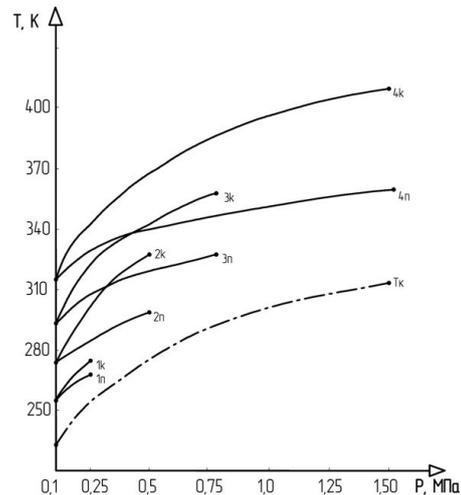
**Fig. 4.** Influence of boiling temperature on the value of the theoretical refrigerant coefficient: 1 — adiabatic single-stage compression; 2 — adiabatic two-stage compression; 3 — single-stage compression with  $n = k$  in the initial section and with  $n = 1,05$  in the main section



**Рис. 5.** Изменение температуры сжимаемого пропана при адиабатном  $n = k$  и политропном  $n = 1,05$  процессе сжатия и различных температурах окружающей среды: 1 — 253 К; 2 — 273 К; 293 К; 313 К;  $T_k$  — температура конденсации пропана

**Fig. 5.** Change in the temperature of compressible propane during adiabatic  $n = k$  and polytropic  $n = 1,05$  compression process and various ambient temperatures: 1 — 253 К; 2 — 273 К; 293 К; 313 К;  $T_k$  — propane condensation temperature

(около 370 К). Это позволяет в последующем анализировать вопросы применимости одноступенчатого квазиизотермического сжатия как альтернативной технологии не только по отношению к многоступенчатым, но и к каскадным циклам.



**Рис. 6.** Влияние температуры окружающей среды на температуру нагнетания и соотношение энергозатрат при адиабатном и политропном сжатии ( $N^* = Nn/Nk$ ): 1, 2, 3 — пропан; 4, 5, 6 — октан; 1, 4 —  $n = k$ ; 2, 5 —  $n = 1,05$ ; 1, 2, 4, 5 — температура нагнетания; 3, 6 —  $N^*$

**Fig. 6.** The influence of ambient temperature on the discharge temperature and the ratio of energy consumption during adiabatic and polytropic compression ( $N^* = Nn/Nk$ ): 1, 2, 3 — propane; 4, 5, 6 — octane; 1, 4 —  $n = k$ ; 2, 5 —  $n = 1,05$ ; 1, 2, 4, 5 — discharge temperature; 3, 6 —  $N^*$

На рис. 4 показано влияние температуры кипения аммиака на теоретический холодильный коэффициент при различных технологиях реализации холодильного цикла. Из представленных результатов видно, что теоретическая энергоэффективность одноступенчатого квазиизотермического сжатия с использованием тихоходной длинноходовой поршневой ступени как минимум не хуже, чем при реализации двухступенчатого сжатия. На практике, с учётом потерь мощности в клапанах и межступенчатых коммуникациях двухступенчатого компрессора, можно ожидать, что в области низких температур действительный холодильный коэффициент холодильной машины на базе одноступенчатого сжатия будет заметно выше, чем при двухступенчатом сжатии.

На рис. 5, 6 представлены результаты расчётов, выполненных для оценки целесообразности применения поршневых тихоходных длинноходовых одноступенчатых компрессоров в системах сжижения углеводородов. Расчёты проводились применительно к следующим условиям однозначности: рабочее тело холодильного цикла — пропан, октан; температура охлаждающей среды —  $T_{охла} = 233 \text{ К} \dots 313 \text{ К}$ ; давление всасывания  $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$ ; температура всасывания  $T_{вс} = T_{охла}$ ;  $T_k = T_{вс} = T_{охла}$ ;  $1,05 \leq n \leq k$ . Отличительной особенностью от холодильного цикла, рассмотренного выше, является то, что температура всасывания существенно выше и равна температуре окружающей среды.

Пример расчёта изменения температуры пропана в рабочей камере поршневого компрессора (рис. 5) показывает, что замена одноступенчатого адиабатного сжатия на одноступенчатое квазиизотермическое сжатие становится актуальной при положительных температурах окружающей среды. Так, например, при  $T_{охла} = 313 \text{ К}$  даже теоретическая

температура нагнетания превышает 400 К (кривая 4к), что недопустимо. При  $T_{\text{охл}} = 293$  К теоретическая температура нагнетания составляет около 360 К (кривая 3к), однако с учётом подогрева всасываемого в компрессор газа действительная температура нагнетания также превысит 400 К (кривая 4к). Одноступенчатое квазиизотермическое сжатие при этом с большой степенью вероятности обеспечит температуру нагнетания не выше 370 К (кривые 3п, 4п), что является серьёзным преимуществом тихоходных длинноходовых ступеней с точки зрения обеспечения температурной безопасности в широком диапазоне температур окружающей и охлаждающей среды.

На рис. 6 представлены результаты анализа влияния величины температуры окружающей (охлаждающей) среды на величину температуры нагнетания и изменение индикаторной мощности при сжатии пропана и октана. Как отмечалось выше, температура всасывания принимается равной температуре окружающей среды. С точки зрения оценки температурных режимов, подтверждаются результаты, представленные на рис. 5, в том числе и при сжатии октана. При этом необходимо отметить, что с точки зрения энергоэффективности имеет место незначительное (от 3 % до 5 %) снижение индикаторной мощности при замене быстроходного поршневого компрессора, реализующего адиабатное сжатие, на компрессор с тихоходной длинноходовой ступенью, реализующей квазиизотермическое сжатие. С большой степенью вероятности это соотношение станет выше при учёте потерь мощности в действительном компрессоре.

### Выводы и заключение

Проведён сравнительный анализ идеальных одноступенчатых и двухступенчатых аммиачных холодильных циклов при различных политропах процесса сжатия, а также выполнена теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в системах сжижения углеводородов на примере пропана и октана.

Показано, что при низкотемпературных режимах ( $T_0 = 255$  К и ниже), в которых в настоящее время применяются преимущественно многоступенчатые холодильные циклы, альтернативный вариант реализации одноступенчатого холодильного цикла с применением поршневого компрессора на базе тихоходной длинноходовой ступени с интенсивным охлаждением цилиндра имеет преимущество как по величине температуры нагнетания (которая у такого компрессора во всём диапазоне рассматриваемых температур кипения ниже, а при снижении температуры кипения с 258 К до 198 К отличие между температурами нагнетания сравниваемых объектов возрастает с 5 К...10 К до 60 К...80 К), так и по величине теоретического холодильного коэффициента (в рассматриваемом диапазоне температур кипения с понижением последней теоретический холодильный коэффициент двухступенчатого холодильного цикла изменяется примерно с 6,6 до 1,4, а одноступенчатого квазиизотермического цикла — примерно с 6,6 до 1,6). С учётом того, что в действительном многоступенчатом поршневом компрессоре имеют место существенные потери мощности в клапанах и межступенчатых коммуникациях, а также с учётом накопленного опыта исследования поршневых тихоходных длинноходовых ступеней, можно про-

гнозировать, что в реальных малых холодильных системах предлагаемая технология на основе квазиизотермического одноступенчатого сжатия будет иметь целый ряд эксплуатационных и конструкторско-технологических преимуществ.

Анализ применимости поршневых компрессоров в системах сжижения углеводородов, выполненный на примере пропана и октана, показал, что применение поршневых компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней с интенсивным охлаждением цилиндра позволит обеспечить безопасные температурные режимы работы таких систем в широком диапазоне температур окружающей среды.

Дальнейшая научная и конструкторско-технологическая проработка этих направлений, а также исследование рабочих процессов квазиизотермических компрессорных ступеней при реализации процесса сжатия в области влажного пара представляет научный и практический интерес и обуславливает необходимость создания специализированной методики расчёта действительных рабочих процессов таких ступеней.

Таблица 1. Условные обозначения и индексы  
Table 1. Symbols and indexes

Обозначение	Наименование	Единица измерения
Условные обозначения		
$\varepsilon_T$	Теоретический холодильный коэффициент	
$i$	Удельная энтальпия	Дж/кг
$Q_0$	Холодопроизводительность	Вт
$k$	Показатель адиабаты	
$n$	Показатель политропы процесса сжатия	
$T$	Температура	К
$m$	Массовый расход рабочего тела	кг/с
$N_{\text{инд}}$	Индикаторная мощность компрессора	Вт
$R$	Газовая постоянная	(Дж·г)/К
$P$	Давление	Па
Индексы		
$i$	Текущее значение параметров состояния	
0	Параметры кипения	
к	Параметры конденсации	
вс	Параметры всасывания (в начале процесса сжатия)	
*	Параметры состояния после первой ступени сжатия (при двухступенчатой схеме)	
I, II	Первая и вторая ступень сжатия	
т	Теоретический	
инд	Индикаторный	
н	Параметры нагнетания (в конце процесса сжатия)	
охл	Охлаждающая	
1 ... 10	Характерные точки холодильных циклов	

1. Зеликовский И. Х. Малые холодильные машины и установки: справ. / под ред. И. Х. Зеликовского, Л. Г. Каплана. Москва: Агропромиздат, 1989. 671 с. ISBN 5-10-000203-4.
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. ISBN 9780750642194.
3. BITZER. Поршневые компрессоры. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/поршневые-компрессоры/> (дата обращения: 16.12.2023).
4. Компрессоры Copeland. URL: <https://copelandcompressor.ru> (дата обращения: 16.12.2023).
5. Колбенков С. П. Установки сжиженного газа для коммунально-бытовых и промышленных потребителей. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Недра, 1976. 159 с.
6. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования. Москва, Ленинград: Машиз, 1960. 655 с.
7. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
8. Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств»: приказ от 15.12.2020 г. № 533. URL: <https://normativ.kontur.ru/document?moduleId=1&documentId=390702> (дата обращения: 23.06.2023).
9. ГОСТ Р 54802-2011 (ИСО 13631:2002). Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные. Технические требования. Введ. 2013–06–01. Москва: Стандартинформ, 2014. 92 с.
10. Теплофизические основы получения искусственного холода: справ. / Сост. Бучко Н. А., Данилова Г. Н., Гоголин А. А. [и др.]. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
11. Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен. Москва: Агропромиздат, 1986. 320 с.
12. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1996. 1112. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/iccec/1112> (дата обращения: 14.05.2022).
13. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 16, no. 2. P. 63–76. DOI: 10.24191/jmeche.v16i2.15327.
14. Wang B., Yang M., Dewitte P. [et al.]. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2014. 2371. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/iccec/2371> (дата обращения: 11.03.2022).
15. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review // Elixir Mech. Eng. 2014. Vol. 72. P. 25410–25414.
16. Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 170. 115022. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115022.
17. BITZER. Система CIC для поршневых компрессоров Битцер. URL: [http://cis.bitzer.ru/sistema\\_cic\\_dlya\\_porshnevih\\_kompressorov\\_bitcer](http://cis.bitzer.ru/sistema_cic_dlya_porshnevih_kompressorov_bitcer) (дата обращения: 22.02.2022).
18. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S. [et al.]. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333.
19. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. EDN: OILEDY.
20. Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. EDN: OQNZMY.
21. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB.
22. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным приводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.
23. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. N. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based on the Compression in the Wet Vapor Region // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.
24. Садуакасов Д. Х., Чернов Г. И., Юша В. Л. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса сжатия аммиака в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. EDN: ILJMKS.
25. Преображенский Н. И. Сжиженные углеводородные газы. Ленинград: Недра, 1975. 280 с.
26. Рябцев Н. И., Кряжев Н. Г. Сжиженные углеводородные газы. Москва: Недра, 1977. 279 с.
27. Акулов Л. А. Установки для разделения газовых смесей. Ленинград: Машиностроение, 1983. 215 с.
28. Бармин И. В., Кунис И. Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 256 с.
29. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. In 2 Teil. Darmstadt; Steinkopff, 1998. Teil I. 543 s.
30. Кирилин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с.
31. Термодинамические диаграммы i-lgP для хладагентов. Москва: АВИСАНКО, 2003. 50 с.
32. Сычёв В. В., Вассерман А. А., Козлов А. Д. [и др.]. Термодинамические свойства пропана. Москва: Изд-во стандартов, 1989. 266 с. ISBN 5-7050-0026-X.

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтьтранспроект», г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

#### Для цитирования

Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24.

Статья поступила в редакцию 09.01.2024 г.

© В. Л. Юша

# THEORETICAL ASSESSMENT OF THE EFFECTIVENESS OF APPLICATION SINGLE-STAGE LONG-STROKE PISTON COMPRESSORS IN REFRIGERATION AND HYDROCARBON GAS LIQUEFACTION SYSTEMS

V. L. Yusha

OJSC «Sibneftetransproekt»,  
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment str., bld. 11/1, 644042

The analysis of the main modern technologies for obtaining low temperatures and liquefying hydrocarbons using compressor equipment is presented and the most significant results of research in the field of low-flow compressors based on low-speed, long-stroke piston stages are presented. A method for calculating an ideal vapor-compression refrigeration cycle is presented, adapted to the object under consideration, taking into account the possibility of implementing quasi-isothermal compression. A comparative computational analysis of temperature conditions and thermodynamic efficiency of a two-stage refrigeration cycle and single-stage refrigeration cycles is carried out during adiabatic and quasi-isothermal compression processes in the boiling temperature range 278 K ... 198 K. It is shown that in terms of the discharge temperature and coefficient of performance, a single-stage vapor-compression ammonia refrigeration machine based on a low-speed quasi-isothermal stage is comparable to a similar two-stage machine based on adiabatic stages. This allows, in relation to actual objects — small refrigeration machines and installations, to predict both the energy and technical advantages of using a single-stage scheme based on low-speed, long-stroke piston compressors. In addition, it has been shown that the effective use of such a compressor is also possible in hydrocarbon liquefaction systems, while ensuring their safe temperature conditions in a wide range of atmospheric temperatures.

**Keywords:** single-stage and multi-stage refrigeration cycles, low-speed, long-stroke piston stage, «quasi-isothermal» compression, coefficient of performance, temperature and pressure of boiling and condensation.

## References

1. Zelikovskiy I. Kh. Malyye kholodil'nyye mashiny i ustanovki: sprav. [Small refrigerating machines and installations: handbook] / ed. by Zelikovskogo I. Kh., Kaplana L. G. Moscow, 1989. 671 p. ISBN 5-10-000203-4. (In Russ.).
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. ISBN 9780750642194. (In Engl.).
3. BITZER. Porshnevyye kompressory [BITZER. Piston compressors]. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevyye-kompressory/> (accessed: 16.12.2023). (In Russ.).
4. Kompressory Copeland. [Copeland compressors]. URL: <https://copelandcompressor.ru> (accessed: 16.12.2023). (In Russ.).
5. Kolbenkov S. P. Ustanovki szhizhennogo gaza dlya kommunal'no-bytovykh i promyshlennykh potrebiteley [Liquefied gas installations for municipal and industrial consumers]. 2nd ed. Leningrad, 1976. 159 p. (In Russ.).
6. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktssii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. Moscow—Leningrad, 1960. 655 p. (In Russ.).
7. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V. 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
8. Ob utverzhdenii federal'nykh norm i pravil v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Obshchiye pravila vzyvobezopasnosti dlya vzyvopozharoопасnykh khimicheskikh, neftekhimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv»: prikaz ot 15.12.2020 g. № 533 [On approval of federal norms and rules in the field of industrial safety «General rules of explosion safety for explosion and fire hazardous chemical, petrochemical and oil refining production facilities»: Order No. 533 dated 15.12.2020]. URL: <https://normativ.kontur.ru/document?moduleId=1&documentId=390702> (accessed: 23.06.2023). (In Russ.).
9. GOST R 54802-2011 (ISO 13631:2002). Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompressory porshnevyye gazovyye agregatirovannyye. Tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors. Technical requirements]. Moscow, 2014. 92 p. (In Russ.).
10. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda: sprav. [Thermophysical bases for obtaining artificial cold: handbook] / Comp. Buchko N. A., Gogolin A. A., Latshev V. P. [et al.]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).
11. Bogdanov S. N., Buchko N. A., Guygo E. I. Teoreticheskiye osnovy khladotekhniki. Teplomassoobmen [Theoretical foundations of refrigeration technology. Heat and mass transfer]. Moscow, 1986. 320 p. (In Russ.).
12. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1996. 1112. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/iccc/1112> (accessed: 14.05.2022). (In Engl.).
13. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 16, no. 2. P. 63–76. DOI: 10.24191/jmeche.v16i2.15327. (In Engl.).

14. Wang B., Yang M., Dewitte P. [et al.]. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2014. 2371. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2371> (accessed: 11.03.2022). (In Engl.).

15. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review // *Elixir Mech. Eng.* 2014. Vol. 72. P. 25410–25414. (In Engl.).

16. Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors // *Applied Thermal Engineering.* 2020. Vol. 170. 115022. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115022. (In Engl.).

17. BITZER. Sistema CIC dlya porshnevykh kompressorov Bittser [BITZER. Controlled Injection Cooling (CIC) for BITZER piston compressors]. URL: [http://cis.bitzer.ru/sistema\\_cic\\_dlya\\_porshneviyh\\_kompressorov\\_bitcer](http://cis.bitzer.ru/sistema_cic_dlya_porshneviyh_kompressorov_bitcer) (accessed: 22.02.2022). (In Russ.).

18. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S. [et al.]. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // *Procedia Engineering.* 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333. (In Engl.).

19. Yusha V. L., Busarov S. S. Opreddeniye pokazateley politropy skhematizirovannykh rabochikh protsessov vozdushnykh porshnevykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [Determination of polytropic indicators of schematized working processes of air piston slow-moving long-stroke compressor stages] // *Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatsionno-Raketnoye i Energeticheskoye Mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2020. Vol. 4, no. 1. P. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. EDN: OILEDY. (In Russ.).

20. Yusha V. L., Busarov S. S. Metodika rascheta deystvitel'noy proizvoditel'nosti odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressorov [Method for calculating actual capacity of single-stage long-stroke reciprocating compressors] // *Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatsionno-Raketnoye i Energeticheskoye Mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2020. Vol. 4, no. 4. P. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. EDN: OQNZMY. (In Russ.).

21. Yusha V. L. Nauchno-tekhnologicheskoye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevykh stupeney [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages] // *Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatsionno-Raketnoye i Energeticheskoye Mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2022. Vol. 6, no. 3. P. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB. (In Russ.).

22. Nedovenchanyy A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti porshneвого maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym privodom [Improving the energy and dynamic efficiency of a piston low-flow single-stage compressor unit with a linear drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).

23. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based

on the Compression in the Wet Vapor Region // *AIP Conference Proceedings.* 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565. (In Engl.).

24. Sadvakasov D. Kh., Chernov G. I., Yusha V. L. Analiz vliyaniya faktorov neopredelennosti na matematicheskoye modelirovaniye protsessa szhatiya ammiaka v oblasti vlazhnogo para [The analysis of uncertainty factors influence on mathematical modeling of ammonia compression in wet vapor area] // *Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatsionno-Raketnoye i Energeticheskoye Mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2021. Vol. 5, no. 3. P. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. EDN: ILJMK. (In Russ.).

25. Preobrazhenskiy N. I. Szhizhennyye uglevodorodnyye gazy [Liquefied hydrocarbon gases]. Leningrad, 1975. 280 p. (In Russ.).

26. Ryabtsev N. I., Kryazhev N. G. Szhizhennyye uglevodorodnyye gazy [Liquefied hydrocarbon gases]. Moscow, 1977. 279 p. (In Russ.).

27. Akulov L. A. Ustanovki dlya razdeleniya gazovykh smesey [Installations for separating gas mixtures]. Leningrad, 1983. 215 p. (In Russ.).

28. Barmin I. V., Kunis I. D. Szhizhennyy prirodnyy gaz vchera, segodnya, zavtra [Liquefied natural gas yesterday, today, tomorrow]. Moscow, 2009. 256 p. (In Russ.).

29. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. In 2 Teil [Technical thermodynamics. In 2 parts]. Darmstadt; Steinkopff, 1998. Teil I. 543 s. (In Germ.).

30. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheyndlin A. E. Tekhnicheskaya termodinamika [Technical thermodynamics]. Moscow, 1983. 407 p. (In Russ.).

31. Termodinamicheskiye diagrammy  $i$ -lgP dlya khladagentov [Thermodynamic  $i$ -lgP diagrams for refrigerants]. Moscow, 2003. 50 p. (In Russ.).

32. Sychev V. V., Vasserman A. A., Kozlov A. D. [et al.]. Termodinamicheskiye svoystva propana [Thermodynamic properties of propane]. Moscow, 1989. 266 p. ISBN 5-7050-0026-X. (In Russ.).

---

**YUSHA Vladimir Leonidovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of Technical Department, OJSC «Sibnefttransproekt», Omsk.  
SPIN-code: 1503-9666  
ORCID: 0000-0001-9858-7687  
AuthorID (SCOPUS): 6505861937  
ResearcherID: J-8079-2013  
Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

#### For citations

Yusha V. L. Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering.* 2024. Vol. 8, no. 1. P. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24.

Received January 09, 2024.

© V. L. Yusha