

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА С КОМБИНИРОВАННЫМ ПРИМЕНЕНИЕМ АДИАБАТНОГО, ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО И СУБИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ

В. Л. Юша

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

Представлен термодинамический анализ процессов сжатия при интенсивном отводе тепла в предположении о возможности его реализации при показателе политропы, меньшем единицы. Предложена терминологическая классификация политропных процессов, в том числе рассмотрено понятие о субизотермическом процессе. Разработана методика определения показателя политропы субизотермического процесса при теоретическом комбинированном многоступенчатом сжатии, а также методики сравнительной оценки энергоэффективности различных вариантов теоретического комбинированного многоступенчатого сжатия и тепловой нагрузки на теплообменное оборудование. Выполнен сравнительный термодинамический анализ различных вариантов теоретического многоступенчатого сжатия при комбинированном применении адиабатных, изотермических и субизотермических ступеней. Полученные результаты позволяют предполагать, что теоретически, с точки зрения термодинамических критериев эффективности, комбинированное многоступенчатое сжатие предпочтительнее в сравнении с многоступенчатым адиабатным сжатием. Перспективы практического применения субизотермических ступеней в составе многоступенчатых компрессорных установок определяются возможностями их конструктивной реализации.

Ключевые слова: классификация политропных процессов, субизотермическое сжатие, теоретический комбинированный многоступенчатый компрессор, дожимной поршневой тихоходный длинноходовой компрессор, энергоэффективность, тепловая нагрузка на теплообменное оборудование.

Введение

Компрессорные установки (КУ) среднего и высокого давления широко применяются как в стационарных технологических системах, так и в составе мобильных и передвижных компрессорных станций (МКС) или на транспортных объектах [1–7]. В силу ряда причин такие КУ комплектуются многоступенчатыми компрессорами [8–13]. Как правило, это многоступенчатые поршневые компрессоры, однако для повышения компактности КУ в качестве ступеней низкого давления могут применяться винтовые компрессоры [1, 3, 4, 6, 7]. Повышенные требования к компактности МКУ и транспортных КУ приводят к необходимости применения форсированных рабочих режимов, характеризующихся повышенным отношением давления нагнетания к давлению всасывания в одной поршневой ступени, которое в этом случае может превышать 3,5, а в некоторых случаях достигать 5 [12]. При этом в силу габаритных ограничений теплообменные аппараты (ТА) могут оказаться недоразмеренными, что при эксплуатации в полевых условиях и при повышенной атмосферной температуре неизбежно приводит к существенному недоохлаждению газа [8–13]. Такие жёсткие температурные условия снижают энергоэффективность и производительность КУ, её надёжность и безопасность [7, 14, 15].

Решение этой проблемы при помощи контактного охлаждения сжимаемого газа путём подачи жидкости в проточную часть ступени реализуется лишь на ступенях низкого давления при использовании винтовых или других типов роторных компрессоров [6, 7, 13]. Следовательно, представляет интерес технология повышения давления газа в одной малорасходной тихоходной поршневой ступени (ДЛТПК) до средних и высоких значений, позволяющая реализовать квазиизотермический процесс сжатия за счёт высокой продолжительности рабочего цикла и интенсивного внешнего охлаждения цилиндра [16–18]; достигнутые на сегодняшний день основные результаты по этому направлению обобщены в [15].

Очевидные проблемы, связанные с обеспечением требуемого температурного режима МКС и транспортных КУ среднего и высокого давления, и уникальные возможности интенсивного охлаждения газа в ДЛТПК определяют актуальность решения задач, связанных с применением ДЛТПК в составе многоступенчатых компрессоров среднего и высокого давления. В связи с этим предметом рассмотрения этой статьи является анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора (ТМК) (соответствует терминологии, принятой в [11]) с комбинированным применением адиабатных процессов сжатия

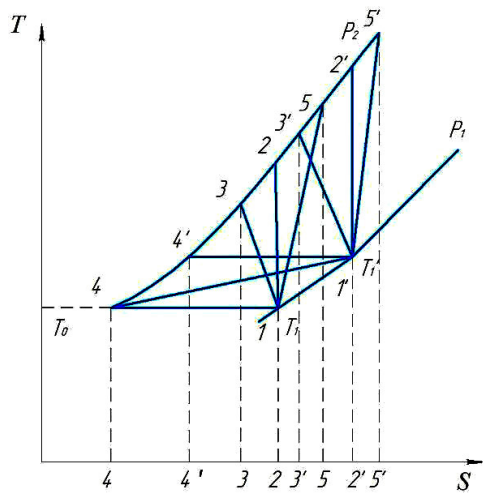


Рис. 1. К вопросу о классификации идеальных политропных процессов сжатия: адиабатные 1-2 и 1'-2' ($n = k$); политропные 1-3 и 1'-3' ($1 < n < k$); изотермические 1-4 и 1'-4' ($n = 1$); трансadiaбатные 1-5 и 1'-5' ($\infty > n > k$); субизотермический 1'-4' ($0 < n < 1$)
 Fig. 1. On the issue of classification of ideal polytropic compression processes: adiabatic 1-2 and 1'-2' ($n = k$); polytropic 1-3 and 1'-3' ($1 < n < k$); isothermal 1-4 and 1'-4' ($n = 1$); transadiabatic 1-5 and 1'-5' ($\infty > n > k$); subisothermal 1'-4' ($0 < n < 1$)

и процессов сжатия с интенсивным внешним теплоотводом.

Теоретическое обоснование возможности и целесообразности реализации субизотермического процесса сжатия

При рассмотрении процессов идеального газа принято использовать так называемый показатель политропы n , который в общем случае может изменяться от 0 до ∞ , причём если $n \rightarrow 0$, то процесс стремится к изобарному; если $n \rightarrow \infty$, то процесс стремится к изохорному; при $n = 1$ процесс является изотермическим, при $n = k$ процесс является изэнтропным (адиабатным), а при $n \neq 1$ и $n \neq k$ процесс является политропным [19–21], в соответствии с чем в теории компрессоров широко применяются эти термины и понятия (рис. 1): адиабатный процесс 1–2 ($n = k$), изотермический процесс 1–4 ($n = 1$), политропные процессы 1–3 ($1 < n < k$) и 1–5 ($n > k$). При этом подразумевается, что температура начала процесса сжатия T_1 равна температуре окружающей (и, соответственно, охлаждающей) среды T_0 .

Однако в силу указанных выше причин или в связи с особенностями эксплуатационных режимов технологических систем, в состав которых входят компрессоры, температура начала процесса сжатия T_1' может существенно превышать температуру T_0 (рис. 1). Соответственно, адиабатное, изотермическое и политропное сжатие будет представлено процессами 1'–2', 1'–4', 1'–3' и 1'–5'. При этом, с учётом вновь открывшихся возможностей сжатия с интенсивным охлаждением газа в рабочей камере ДАТПК [14–18], представляется возможным предположить, что при температуре начала процесса сжатия существенно выше температуры охлаждающей среды возможна реализация процесса повышения давления с одновременным снижением температуры сжимаемого газа 1'–4 (рис. 1), то есть возможна реализация процесса сжатия при $n < 1$.

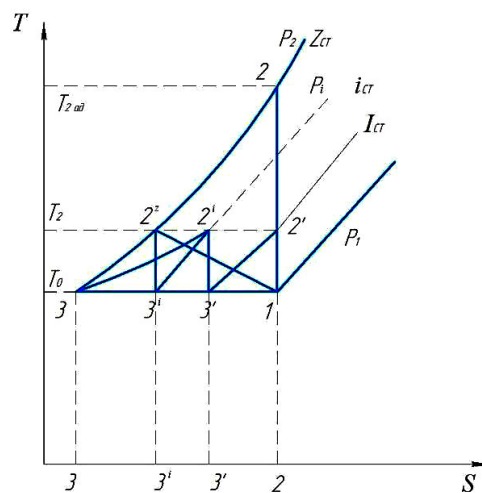


Рис. 2. К вопросу о реализации комбинированного теоретического многоступенчатого сжатия
 Fig. 2. On the issue of implementing combined theoretical multi-staged compression

В этой связи для проведения дальнейшего анализа в рамках данной статьи представляется необходимым уточнить терминологическую классификацию политропных процессов (по аналогии, например, с терминологией, принятой в холодильной технике для субкритических и транскритических циклов [22–25]) следующим образом: трансadiaбатные (трансизэнтропные) политропные процессы (при $k < n < \infty$), политропные процессы (при $1 < n < k$), субизотермические политропные процессы (при $0 < n < 1$).

Рассмотрим варианты реализации ТМК с комбинированным применением адиабатных, изотермических и субизотермических процессов (рис. 2).

При давлении всасывания P_1 и низком давлении нагнетания P_2 может быть реализован одноступенчатый адиабатный процесс сжатия 1–2, при котором величина температуры нагнетания T_{2ag} не превышает допустимых значений. Однако при средних и высоких давлениях нагнетания P_2 известные требования по обеспечению безопасной величины температуры нагнетания при одноступенчатом адиабатном сжатии выполнить невозможно [15].

В некоторых случаях требования по температуре нагнетания могут быть реализованы в одной ступени при изотермическом процессе сжатия 1–3 ($n = 1, T_2 = T_3 = T_1$) или при политропном процессе сжатия 1–2' ($1 < n < k, T_2' = T_2 < T_{2ag}$). То есть при интенсивном охлаждении ступени. Поскольку винтовые и ротационные компрессорные ступени применяются главным образом при низких давлениях нагнетания, то при высоких давлениях этот вариант возможен лишь при применении ДАТПК. Однако этот тип поршневых компрессоров целесообразно применять лишь при малых производительностях [15].

В связи с вышеизложенным в подавляющем большинстве практически значимых случаев сжатие газа до средних и высоких давлений в одной ступени невозможно или нецелесообразно. И для этих целей, как отмечено выше, применяются многоступенчатые компрессоры с адиабатными или политропными ступенями сжатия [8–13].

При этом уместно отметить, что при повышении давления от ступени к ступени их описанный объём уменьшается, что позволяет рассмотреть во-

прос об актуальности частичной замены нескольких адиабатных ступеней сжатия на одну ступень ДАТПК.

Предположим, что в базовой схеме адиабатного ТМК сжатие осуществляется в Z поршневых ступенях, в каждой из которых одинаковые температуры всасывания и нагнетания, а также отношение давления нагнетания к давлению всасывания (схематизация по [8–13]). Рассмотрим некоторые альтернативные варианты комбинированной схемы ТМК (рис. 2).

Первый вариант: после сжатия в i -й адиабатной ступени газ полностью охлаждается (процесс $2^i - 3^i$) и затем в изотермической ступени сжимается до конечного давления (процесс $3^i - 3$). При этом с первой по i -ю ступени применяются X адиабатных ступней, а после той ступени — одна изотермическая, заменяющая $(Z-X)$ последующих за i -й адиабатных ступеней.

Второй вариант: после сжатия в i -й адиабатной ступени газ не охлаждается, а сжимается в субизотермической ступени до конечного давления (процесс $2^i - 3$). По аналогии с первым вариантом здесь с первой по i -ю ступени применяются X адиабатных ступней, а после i -й ступени — одна субизотермическая, заменяющая $(Z-X)$ последующих за i -й адиабатных ступеней. При этом варианте полностью исключается процесс межступенчатого охлаждения $2^i - 3^i$, то есть в конструктивной схеме после ступени 2^i ТА полностью отсутствует.

Поскольку в рассматриваемой задаче возможны различные варианты величин Z и X , представляет интерес анализ эффективности применения адиабатных, изотермических и субизотермических процессов в комбинированном ТМК при различном соотношении Z и X .

Для проведения сравнительного термодинамического анализа упомянутых выше вариантов комбинированного ТМК необходима методика определения показателя политропы субизотермического процесса сжатия в одной ступени ($0 < n < 1$), рассмотренная ниже.

Для ТМК с Z адиабатными ступенями в соответствии с [8–11] справедливы следующие соотношения:

$$\varepsilon_i = \varepsilon^{1/Z}, \quad (1)$$

$$\varepsilon_i = (T_H/T_{bc})^{k/(k-1)}, \quad (2)$$

тогда

$$\varepsilon^{1/Z} = (T_H/T_{bc})^{k/(k-1)}, \quad (3)$$

откуда следует, что

$$\varepsilon = (T_H/T_{bc})^{Zk/(k-1)} \quad (4)$$

или, согласно рис. 2, где $T_{H1} = T_2$ и $T_{bc1} = T_1$

$$\varepsilon = (T_2/T_1)^{Zk/(k-1)}. \quad (5)$$

Для комбинированного ТМК применительно к субизотермической ступени (рис. 2) представляются корректными следующие соотношения:

$$\varepsilon^* = \varepsilon_i^{(Z-X)} = \varepsilon^{(Z-X)/Z}, \quad (6)$$

$$\varepsilon^* = (T_H/T_{bc})^{n/(n-1)}. \quad (7)$$

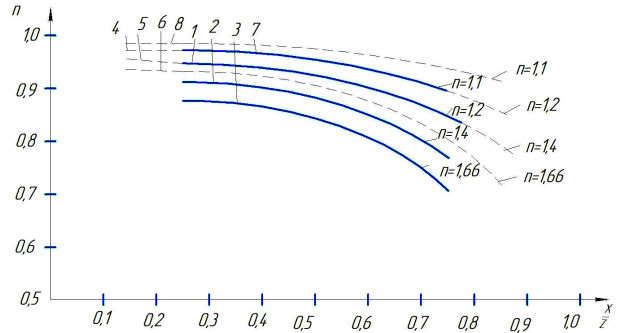


Рис. 3. Влияние соотношения X/Z и показателя адиабаты k на величину показателя политропы сжатия $n = n_{np}$ в субизотермической ступени комбинированного ТМК: 1 — $Z = 4, k = 1,2$; 2 — $Z = 4, k = 1,4$; 3 — $Z = 4, k = 1,66$; 4 — $Z = 7, k = 1,2$; 5 — $Z = 7, k = 1,4$; 6 — $Z = 7, k = 1,66$; 7 — $Z = 4, k = 1,1$; 8 — $Z = 7, k = 1,1$

Fig. 3. Influence of the X/Z ratio and the adiabatic index k on the value of the compression polytropic index $n = n_{np}$ in the subisothermal stage of the combined TPC: 1 — $Z = 4, k = 1,2$; 2 — $Z = 4, k = 1,4$; 3 — $Z = 4, k = 1,66$; 4 — $Z = 7, k = 1,2$; 5 — $Z = 7, k = 1,4$; 6 — $Z = 7, k = 1,66$; 7 — $Z = 4, k = 1,1$; 8 — $Z = 7, k = 1,1$

Тогда

$$\varepsilon^{(Z-X)/Z} = (T_H/T_{bc})^{n/(n-1)}, \quad (8)$$

откуда

$$\varepsilon = (T_H/T_{bc})^{Zn/[(Z-X)(n-1)]}. \quad (9)$$

В рассматриваемом случае субизотермического сжатия (рис. 1, 2) $T_H = T_1$ и $T_{bc} = T_2$, тогда выражение (9) может быть представлено в следующем виде:

$$\varepsilon = (T_1/T_2)^{Zn/[(Z-X)(n-1)]}. \quad (10)$$

Приравнивая правые части выражений (5) и (10), получаем, что

$$(T_2/T_1)^{Zk/(k-1)} = (T_1/T_2)^{Zn/[(Z-X)(n-1)]} \quad (11)$$

или

$$(T_2/T_1)^{Zk/(k-1)} = (T_2/T_1)^{Zn/[(Z-X)(n-1)]}. \quad (12)$$

Тогда

$$Zk/(k-1) = Zn/[(Z-X)(n-1)]. \quad (13)$$

Откуда получаем выражение для определения показателя политропы субизотермического процесса сжатия применительно к рассматриваемому ТМК, при котором в одной ступени при сжатии газа после X адиабатных ступеней обеспечивается снижение его температуры до температуры всасывания в первую ступень КУ:

$$n = \{1 + (k - 1)/[k(Z-X)]\}^{-1}. \quad (14)$$

Легко видеть, что при фиксированном X и при $Z \rightarrow \infty$: $n \rightarrow 1$, то есть процесс стремится к изотермическому; а при $X/Z \rightarrow 1$: $n \rightarrow 0$, то есть процесс стремится к изобарному (рис. 3). Это соответствует известным положениям термодинамики [19–21], но не позволяет делать каких-либо выводов о целесообразности реализации рассматриваемой технологии в компрессорной технике.

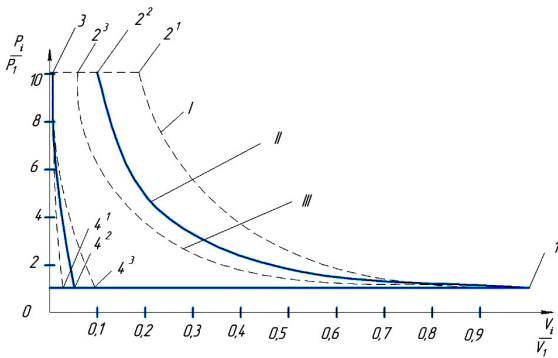


Рис. 4. Схематизированные индикаторные диаграммы при адиабатном (I), изотермическом (II) и субизотермическом (III) процессах сжатия
Fig. 4. Schematic indicator diagrams for adiabatic (I), isothermal (II) and subisothermal (III) compression processes

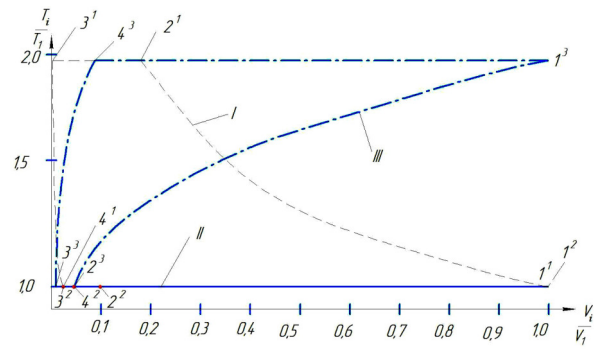


Рис. 5. Схематизированные температурные диаграммы при адиабатном (I), изотермическом (II) и субизотермическом (III) процессах сжатия
Fig. 5. Schematic temperature diagrams for adiabatic (I), isothermal (II) and subisothermal (III) compression processes

Для определения работы идеальной субизотермической ступени воспользуемся известным выражением для идеальной политропной ступени [11]:

$$L_{пол} = n(n-1) - 1(P_H V_H - P_{вс} V_{вс}) = n(n-1)^{-1} mR(T_H - T_{вс}). \quad (15)$$

Как было показано выше, при $T_H = T_1$ и $T_{вс} = T_2$ справедливо соотношение (10). Из него следует, что:

$$\varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))} = T_1/T_2, \quad (16)$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))}. \quad (17)$$

Тогда

$$L_{пол} = n(n-1)^{-1} mRT_1(1 - \varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))}) \quad (18)$$

или

$$L_{пол} = n(1-n)^{-1} mRT_1(\varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))} - 1). \quad (19)$$

Полученное соотношение позволяет выполнять расчёты при $0 < n < 1$.

Кроме общих особенностей субизотермических процессов, в том числе при реализации комбинированных ТМК (рис. 1, рис. 2), нельзя не отметить и особенности рабочих циклов тихоходных поршневых компрессорных ступеней с интенсивным внешним охлаждением (преимущественно ДЛТПК), в которых происходит субизотермический процесс сжатия (рис. 4, рис. 5).

Анализ индикаторных диаграмм (рис. 4) показывает, что при условии равенства показателей политропы процессов сжатия и обратного расширения (в первом приближении принимаем в качестве допущения) изменение рабочего цикла соответствует общим закономерностям для схематизированных индикаторных диаграмм поршневых компрессорных ступеней: при уменьшении n индикаторная работа и действительная производительность уменьшаются [8–11]. На приведённых индикаторных диаграммах это иллюстрируется соотношением площадей $1-2^1-3-4^1-1 > 1-2^2-3-4^2-1 > 1-2^3-3-4^3-1$, пропорциональных индикаторной работе, и отрезков на оси абсцисс $1-4^1 > 1-4^2 > 1-4^3$, пропорциональных действительной производительности.

При этом температурные диаграммы существенно изменяются (рис. 5). Если при адиабатном и изо-

термическом процессах эти диаграммы вполне соответствуют известным представлениям (диаграмма $1^1-2^1-3^1-4^1-1$ при адиабатном процессе сжатия и выродившаяся в прямую линию диаграмма $1^2-2^2-3^2-4^2-1$ при изотермическом процессе сжатия), то при субизотермическом процессе сжатия температурная диаграмма становится близкой к зеркальной по отношению к диаграмме при адиабатном сжатии (диаграмма $1^3-2^3-3^3-4^3-1^3$). Соответственно, при увеличении давления в процессе сжатия 1^3-2^3 температура газа снижается, а в процессе обратного расширения 3^3-4^3 — повышается. По-видимому, такие особенности рабочего цикла поршневой компрессорной ступени могут оказывать влияние на её рабочие процессы и интегральные характеристики, однако на базе представленной в данной статье идеальной модели проведение такого анализа не представляется возможным.

Методика расчёта

Применительно к рассматриваемым вариантам реализации ТМК (рис. 2) и в соответствии с поставленной выше задачей необходимы расчётные методики для оценки энергоэффективности ТМК и тепловой нагрузки на его теплообменное оборудование.

Сравнительный анализ энергоэффективности этих вариантов может быть выполнен по следующей методике. При температуре всасывания в компрессор $T_1 = T_0$ и давлениях всасывания и нагнетания P_1 и P_2 (рис. 2) удельная работа идеального одноступенчатого и ТМК с одинаковыми ступенями при адиабатном, политропном и изотермическом процессах определяется по известным соотношениям [8–11]:

$$L_{аг1} = k(k-1)^{-1} mRT_1(\varepsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (20)$$

$$L_{агZ} = Zk(k-1)^{-1} mRT_1(\varepsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1), \quad (21)$$

$$L_{пол1} = n(n-1)^{-1} mRT_1(\varepsilon^{(n-1)/n} - 1), \quad (22)$$

$$L_{полZ} = Zn(n-1)^{-1} mRT_1(\varepsilon^{(n-1)/(Zn)} - 1), \quad (23)$$

$$L_{уз} = mRT_1 \ln \varepsilon = ZmRT_1 \ln \varepsilon^{1/Z}. \quad (24)$$

С учётом этого, а также используя полученное выражение (19) для определения удельной работы при субизотермическом процессе сжатия, запишем выражения для определения суммарной удельной

работы для комбинированного ТМК при замене $(Z-X)$ адиабатных ступеней либо на изотермическую, либо на субизотермическую ступень:

$$L_{к-уз} = Xk(k-1)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)mRT_1\ln\epsilon^{1/Z}, \quad (25)$$

$$L_{к-пол} = Xk(k-1)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + n(1-n)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1). \quad (26)$$

Анализ вариантов замены адиабатных ступеней на политропную $(1 < n < k)$ или трансadiaбатную $(k < n < \infty)$ подробно представлен в [8], в связи с чем результаты их сравнительного анализа с приведёнными выше вариантами очевидны и дальнейшее их рассмотрение в данной статье нецелесообразно.

Величину относительной удельной мощности для каждого из рассматриваемых вариантов, приняв за базовый, одноступенчатое адиабатное сжатие можно определить следующим образом:

$$N_{agZ} = L_{agZ}/L_{ag1}; \quad N_{уз} = L_{уз}/L_{ag1}; \\ N_{к-уз} = L_{к-уз}/L_{ag1}; \quad N_{к-пол} = L_{к-пол}/L_{ag1}. \quad (27)$$

При этом из выражений (20) – (26) соотношений следует, что

$$N_{agZ} = Z(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1)/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (28)$$

$$N_{уз} = (k-1)\ln\epsilon/[(\epsilon^{(k-1)/k} - 1) \cdot k], \quad (29)$$

$$N_{к-уз} = [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-1)(Z-X)\ln\epsilon^{1/(Zk)}]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (30)$$

$$N_{к-пол} = [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-1)k^{-1}n \times (1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (31)$$

В ряде случаев кроме энергоэффективности КС имеет значение масса и габаритные размеры теплообменных аппаратов, входящих в состав её конструкции. Поскольку масса и размеры ТА пропорциональны их тепловой нагрузке Q [7, 26–28], представляется целесообразным провести сравнительный анализ величины Q при реализации рассмотренных выше вариантов ТМК. Для этого можно применить представленную ниже методику.

Рассмотрим такой режим работы, при котором в межступенчатых и в конечном ТА сжатый газ охлаждается полностью (рис. 2). Очевидно, что для полного охлаждения газа, сжатого в идеальном одноступенчатом адиабатном компрессоре, в ТА необходимо отвести тепловую нагрузку, определяемую следующим выражением [11, 13, 27, 28]:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_n - T_{bc}). \quad (32)$$

Тогда, применительно к рассматриваемым идеальному одноступенчатому и ТМК при адиабатном сжатии, можно записать:

$$Q_{ag1} = mC_p T_1(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (33)$$

$$Q_{agZ} = ZmC_p T_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1). \quad (34)$$

При изотермическом сжатии тепловая нагрузка ТА равна работе идеальной изотермической ступени [8, 11, 19–21]:

$$Q_{уз} = mRT_1 \ln\epsilon. \quad (35)$$

Соответственно, тепловые нагрузки на ТА комбинированного ТМК с применением изотермической и субизотермической ступени (рис. 2) могут быть определены следующим образом:

$$Q_{к-уз} = Xmc_p T_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)mRT_1 \ln\epsilon^{1/Z}, \quad (36)$$

$$Q_{к-пол} = (X-1)mc_p T_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-n)(k-1)^{-1} \times n(1-n)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1). \quad (37)$$

Или, с учётом того, что для идеального газа справедливо соотношение $R/C_p = (k-1)/k$ [19, 21]:

$$Q_{к-уз} = mc_p T_1 [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)(k-1)\ln\epsilon^{1/(Zk)}], \quad (38)$$

$$Q_{к-пол} = mc_p T_1 [(X-1)(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-n) \cdot k^{-1}n(-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)]. \quad (39)$$

С учётом полученных выражений величину относительной тепловой нагрузки на ТА для каждого из рассматриваемых вариантов, приняв за базовый тепловую нагрузку на ТА при одноступенчатом адиабатном сжатии, можно представить в следующем виде:

$$W_{agZ} = Q_{agZ}/Q_{ag1}; \quad W_{уз} = Q_{уз}/Q_{ag1}; \\ W_{к-уз} = Q_{к-уз}/Q_{ag1}; \quad W_{к-пол} = Q_{к-пол}/Q_{ag1}. \quad (40)$$

Тогда с учётом соотношений (33)–(39) можно записать:

$$W_{agZ} = Z(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1)/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (41)$$

$$W_{уз} = \ln\epsilon^{(k-1)/k}/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (42)$$

$$W_{к-уз} = [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)(k-1)\ln\epsilon^{1/(Zk)}]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (43)$$

$$W_{к-пол} = [(X-1)(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-n)k^{-1}n(1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (44)$$

При этом легко заметить, что:

$$W_{agZ} = N_{agZ} \quad (45)$$

$$W_{уз} = N_{уз}, \quad (46)$$

$$W_{к-уз} = XN_{agZ}/Z + (Z-X)N_{уз}/Z, \quad (47)$$

$$W_{к-пол} = (X-1)N_{agZ}/Z + (k-n)k^{-1}n(1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (48)$$

Результаты расчёта и их анализ

В общем случае, исходя из условия обеспечения безопасного температурного режима КУ [29,

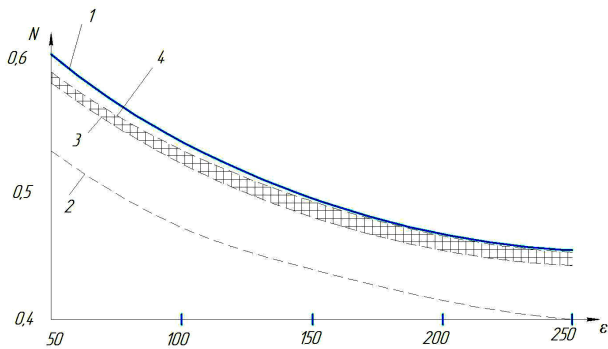


Рис. 6. Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на относительную энергоэффективность адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (3) и субизотермической (4) ступенями
Fig. 6. Influence of the ratio of discharge pressure to suction pressure on the relative energy efficiency of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (3) and subisothermal (4) stages

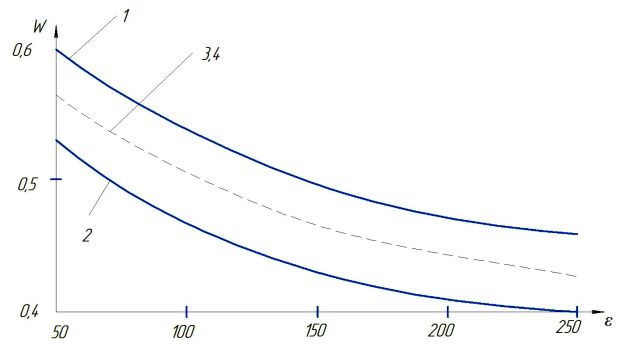


Рис. 7. Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на относительную тепловую нагрузку теплообменного оборудования адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (3) и субизотермической (4) ступенями
Fig. 7. Influence of the ratio of discharge pressure to suction pressure on the relative heat load of the heat exchange equipment of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (3) and subisothermal (4) stages

30], показатель политропы субизотермического процесса сжатия $n_{np} < n < 1$, где n_{np} определяется из выражения (14). Соответственно, при проведении расчётов целесообразно рассмотреть два граничных режима: $n = 1$ и $n = n_{np}$, предполагая возможность обобщения полученных результатов с учётом диапазона полученных результатов.

На рис. 6 представлены результаты расчётов относительной удельной мощности при замене одноступенчатого адиабатного сжатия на многоступенчатое адиабатное (кривая 1), на изотермическое сжатие (кривая 2), на комбинированное многоступенчатое сжатие при замене части ступеней на одну изотермическую (кривая 3) и на комбинированное многоступенчатое сжатие при замене части ступеней на одну субизотермическую (кривая 4). Представленные результаты показывают, что энергоэффективность комбинированного ТМК ожидаемо хуже, чем у изотермического, но лучше, чем у адиабатного ТМК. Причём применение изотермической ступени в комбинированном ТМК обеспечивает лучший результат по сравнению с субизотермической. Как было отмечено выше, применительно к реальным объектам одноступенчатое изотермическое сжатие в большинстве случаев ограничивается требованиями по габаритным размерам оборудования. В связи с этим можно ожидать, что при реализации интенсивного охлаждения ступени и обеспечения величины $n_{np} < n < 1$ применение субизотермической ступени в комбинированном ТМК с точки зрения энергоэффективности целесообразно в широком диапазоне рабочих давлений, так как прогнозная величина относительной удельной мощности находится между кривыми 3 и 4, то есть ниже относительной удельной мощности адиабатного ТМК на 2...3 % (кривая 1). Кроме того, при замене части адиабатных ступеней на одну субизотермическую снизятся потери мощности на проталкивание рабочего газа через межступенчатые коммуникации и клапаны, что является дополнительным преимуществом такого варианта.

Важно отметить, что при замене части адиабатных ступеней на одну субизотермическую могут быть улучшены и габаритные размеры КУ. Подробный сравнительный анализ массы и габаритных размеров серийных многоступенчатых поршневых компрессоров с аналогичными характеристиками

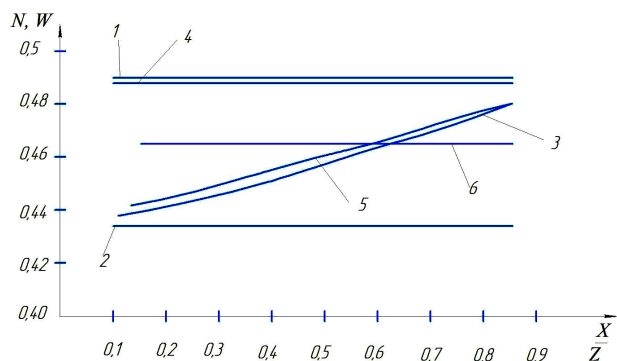


Рис. 8. Влияние соотношения X/Z при $k = 1,4$ на относительную энергоэффективность адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (3) и субизотермической (4) ступенями и на относительную тепловую нагрузку теплообменного оборудования адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (5) и субизотермической (6) ступенями
Fig. 8. Influence of the X/Z ratio at $k = 1,4$ on the relative energy efficiency of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (3) and subisothermal (4) stages and on the relative heat load of the heat exchange equipment of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (5) and subisothermal (6) stages

ДЛТМК подробно представлен в [15] и наглядно доказывает преимущество последних. Что касается массы и габаритных размеров межступенчатых и концевых ТА, входящих в состав рассматриваемых КУ, то результаты, представленные на рис. 7, показывают заметное преимущество комбинированных ТМК (кривые 3, 4) перед адиабатными ТМК (кривая 1) с точки зрения величины тепловой нагрузки на ТА и, соответственно, с точки зрения величины массы и габаритных размеров последних. Из приведённых результатов видно, что для рассмотренного варианта воздушного компрессора при $Z = 6$ и $X = 3$ тепловые нагрузки на ТА при применении изотермической и субизотермической ступеней практически совпадают, при этом они во всём рас-

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

Обозначение	Наименование	Единица измерения
Условные обозначения		
КУ	Компрессорные установки	
МКС	Мобильные и передвижные компрессорные станции	
ТА	Теплообменные аппараты	
ДЛТПК	Длинноходовая тихоходная поршневая компрессорная ступень	
ТМК	Теоретический многоступенчатый компрессор	
Z	Общее количество ступеней в адиабатном ТМК	
X	Количество адиабатных ступеней в комбинированном ТМК	
ϵ	Отношения давления нагнетания к давлению всасывания	
L	Индикаторная работа	Дж
N	Относительная индикаторная мощность	–
Q	Тепловая нагрузка ТА	Дж
W	Относительная тепловая нагрузка ТА	–
k	Показатель адиабаты	
n	Показатель политропы	
T	Температура	К
m	Масса	кг
R	Газовая постоянная	(Дж·кг)/К
P	Давление	Па
C_p	Удельная изобарная теплоёмкость	Дж/(кг·К)
Индексы		
ag	Адиабатный	
agl	Адиабатный одноступенчатый	
agZ	Адиабатный многоступенчатый	
i	Одна из ступеней ТМК	
n	Нагнетание	
вс	Всасывание	
пол	Политропный	
полZ	Политропный многоступенчатый	
из	Изотермический	
к-из	Комбинированный ТМК с изотермической ступенью	
к-пол	Комбинированный ТМК с субизотермической ступенью	
пр	Предельное значение показателя политропы субизотермического процесса сжатия в составе рассматриваемого варианта ТМК	

смотренном диапазоне рабочих давлений примерно на 6 % ниже, чем при применении в многоступенчатой схеме одних лишь адиабатных ступеней.

Результаты, представленные на рис. 8, показывают, что энергоэффективность комбинированных ТМК и тепловая нагрузка на ТА существенно зависят от соотношения общего количества ступеней Z в базовой схеме адиабатного ТМК и количества адиабатных ступеней сжатия X в рассматриваемом комбинированном ТМК. С учётом анализа предыдущих результатов (рис. 6, 7) можно отметить, что в случае применения изотермического сжатия относительные энергозатраты и тепловая нагрузка на ТА заметно снижаются при уменьшении величины X/Z (кривые 3, 5); это снижение может достигать 10 % по сравнению с адиабатным ТМК. В случае применения субизотермического сжатия энергоэффективности комбинированных и адиабатных ТМК соизмеримы (кривые 1, 4), а тепловая нагрузка на ТА при субизотермическом сжатии ниже и практически не зависит от соотношения X/Z (кривая 6). Соответственно, реализация субизотермического сжатия при $n_{пр} < n < 1$ предпочтительна при минимальном соотношении X/Z, которое, применительно к реальным объектам, будет определяться в том числе величиной производительности КУ по условиям всасывания первой ступени.

Выводы и заключение

Таким образом, в результате выполнения теоретического анализа ТМК основными результатами настоящей статьи являются следующие. Рассмотрены процессы сжатия при интенсивном отводе тепла в предположении о возможности его реализации при показателе политропы, меньшем единицы, и предложена терминологическая классификация идеальных политропных процессов, в том числе введён термин «субизотермический» процесс сжатия. Предложена методика определения показателя политропы субизотермического процесса при комбинированном теоретическом многоступенчатом сжатии, а также методики сравнительной оценки энергоэффективности различных вариантов ТМК и тепловой нагрузки на их теплообменное оборудование. Выполнен сравнительный термодинамический анализ различных вариантов ТМК при комбинированном применении адиабатных, изотермических и субизотермических ступеней. Полученные результаты позволяют предполагать, что с точки зрения термодинамических критериев эффективности в случае невозможности применения изотермических ступеней комбинированные ТМК предпочтительнее в сравнении с адиабатными ТМК.

В то же время целесообразность и возможность практической реализации комбинированного многоступенчатого сжатия с применением субизотермических ступеней будет определяться другими технико-экономическими критериями и возможностями их конструктивной реализации [15, 31].

Список источников

1. Агурин А. П. Передвижные компрессорные станции. Москва: Высшая школа, 1979. 168 с.
2. Петров Л. А., Антонов О. В. Опыт эксплуатации компрессорной азотной станции при освоении нефтяных скважин // Компрессорная техника и пневматика. 2004. № 4. С. 8.
3. Передвижные и переносные компрессорные станции для получения азота // Техномир. 2006. № 4. С. 42–43.
4. Пластинин П. И. Передвижные компрессорные станции // Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. Москва: 1977. Т. 1. 103 с.

5. Дмитриев В. Т. Обоснование и выбор энергосберегающих параметров функционирования шахтных компрессорных установок: дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2006. 227 с.

6. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000. 638 с.

7. Юша В. Л. Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2008. 434 с.

8. Захаренко С. Е., Анисимов С. А., Дмитриевский В. А. [и др.]. Поршневые компрессоры / под ред. С. Е. Захаренко. Москва-Ленинград: Машгиз, 1961. 455 с.

9. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.

10. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение, 1987. 372 с.

11. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2006. 456 с.

12. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. Москва: КолосС, 2008. 711 с.

13. Берман Я. А., Маньковский О. Н., Марр Ю. Н., Рафалович А. П. Системы охлаждения компрессорных установок. Ленинград: Машиностроение, 1984. 228 с.

14. 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.

15. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшумных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2024. 325 с.

16. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. 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.

17. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Y. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53 (7-8). P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.

18. Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Yusha V. L., Gromov A. Yu., Sazhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52. P. 597–601.

19. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p.

20. Кириллин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с.

21. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика. Москва: Мир, 1977. 518 с.

22. Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен. Москва: Агропромиздат, 1986. 320 с.

23. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскрипционных циклов диоксида углерода // Инженерный журнал:

наука и инновации. 2017. Вып. 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YNEUPJ.

24. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY.

25. World Guide to Transcritical CO₂ Refrigeration. Part 1. URL: <https://ingenium-company.ru/upload/world-guide-to-transcritical-co2-refrigeration-part-1.pdf> (дата обращения: 11.05.2024).

26. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров: моногр. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.

27. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. Москва: Машиностроение, 1989. 366 с.

28. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. [и др.]. Теплообменные аппараты холодильных установок. Ленинград: Машиностроение, 1973. 328 с.

29. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности. «Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности»: приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 г. URL: <https://hna34.ru/federalnye-normy-i-pravila-v-oblasti-promyshlennoj-bezopasnosti/246-prikaz-rostekhnadzora-15-12-2020-533.html> (дата обращения: 15.05.2024).

30. ГОСТ Р 54802 — 2011 (ИСО 13631:2002). Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные. Технические требования (утв. приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 13 декабря 2011 г. № 1166-ст). Введ. 01.06.2013. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200098739> (дата обращения: 15.05.2024).

31. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // Chemical and Petroleum Engineering. 2021. Vol. 57 (3). P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», 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. Анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора с комбинированным применением адиабатного, изотермического и субизотермического процессов сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38.

Статья поступила в редакцию 12.09.2024 г.

© В. Л. Юша

ANALYSIS OF THE THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF A THEORETICAL MULTI-STAGE COMPRESSOR WITH THE COMBINED USE OF ADIABATIC, ISOTHERMAL AND SUBISOTHERMAL COMPRESSION PROCESSES

V. L. Yusha

OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtyskskaya Embankment St., bld. 11/1, 644042

A thermodynamic analysis of compression processes with intensive heat removal is presented under the assumption that it can be realized with a polytropic index less than 1. A terminological classification of polytropic processes is proposed, including the concept of a subisothermal process. A method has been developed for determining the polytropic index of a subisothermal process under theoretical combined multi-stage compression, as well as methods for comparative assessment of the energy efficiency of various options for theoretical combined multi-stage compression and the thermal load on heat exchange equipment. A comparative thermodynamic analysis of various options for theoretical multi-stage compression with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal stages has been performed. The results obtained suggest that, theoretically, from the point of view of thermodynamic efficiency criteria, combined multistage compression is preferable to multistage adiabatic compression. The prospects for the practical use of subisothermal stages as part of multi-stage compressor units are determined by the possibilities of their constructive implementation.

Keywords: classification of polytropic processes, subisothermal compression, theoretical combined multistage compressor, booster piston low-speed long stroke compressor, energy efficiency, thermal load on heat exchange equipment.

References

1. Agurin A. P. *Peredvizhnyye kompressornyye stantsii* [Mobile compressor stations]. Moscow, 1979. 168 p. (In Russ.).
2. Petrov L. A., Antonov O. V. *Opyt ekspluatatsii kompressornoy azotnoy stantsii pri osvoyenii neftyanykh skvazhin* [Experience of operating a nitrogen compressor station during oil well development] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2004. No. 4. P. 8. (In Russ.).
3. *Peredvizhnyye i perenosnyye kompressornyye stantsii dlya polucheniya azota* [Mobile and portable compressor stations for nitrogen production] // *Tekhnomir. Technomir*. 2006. No. 4. P. 42–43. (In Russ.).
4. Plastinin P. I. *Peredvizhnyye kompressornyye stantsii* [Mobile compressor stations] // *Nasosostroyeniye i kompressorostroyeniye. Kholodil'noye mashinostroyeniye. Nasosostroyeniye i Kompressorostroyeniye. Kholodil'noye Mashinostroyeniye*. 1977. Vol. 1. 103 p. (In Russ.).
5. Dmitriyev V. T. *Obosnovaniye i vybor energosberegayushchikh parametrov funktsionirovaniya shakhtnykh kompressornykh ustanovok* [Rationale and choice of energy saving parameters for operation of mine compressor units]. Ekaterinburg, 2006. 227 p. (In Russ.).
6. Khisameyev I. G., Maksimov V. A. *Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory: teoriya, raschet i proyektirovaniye* [Twin-rotor screw and spur screw compressors: theory, calculation and design]. Kazan, 2000. 638 p. (In Russ.).
7. Yusha V. L. *Sozdaniye i sovershenstvovaniye stupeney kompressorov ob'yemnogo deystviya dlya avtonomnykh mobil'nykh ustanovok* [Creation and improvement of volumetric compressor stages for autonomous mobile units]. Omsk, 2008. 434 p. (In Russ.).
8. Zakharenko S. E., Anisimov S. A., Dmitrevskiy V. A. [et al.]. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors] / ed. by S. E. Zakharenko. Moscow-Leningrad, 1961. 455 p. (In Russ.).
9. Frenkel M. I. *Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya* [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
10. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors] / by ed. B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
11. 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. (In Russ.).
12. Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruksii* [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of design. Structures]. 3rd ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).
13. Berman Ya. A., Mankovskiy O. N., Marr Yu. N., Rafalovich A. P. *Sistemy okhlazhdeniya kompressornykh ustanovok* [Compressor cooling systems]. Leningrad, 1984. 228 p. (In Russ.).
14. Yusha V. L. *Nauchno-tekhnologicheskiye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevnykh 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. Aviatzionno-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. (In Russ.).
15. Busarov S. S. *Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevnykh kompressorov srednego i*

vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-flow low-speed long stroke stages]. Omsk, 2024. 325 p. (In Russ.).

16. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. 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.).

17. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Y. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 53 (7-8). P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.).

18. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L., Gromov A. Yu., Sazhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 52. P. 597–601. (In Engl.).

19. Bosnjakovic F., Knoche K. F. *Technische Thermodynamik: Teil I*. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p. (In Engl.).

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

21. Ber G D. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, 1977. 518 p. (In Russ.).

22. Bogdanov S. N., Buchko N. A., Guygo E. I. *Teoreticheskiye osnovy khladotekhniki*. *Teplomassoobmen* [Theoretical foundations of refrigeration engineering. Heat and mass transfer]. Moscow, 1986. 320 p. (In Russ.).

23. Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Entropiynostatisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh transkriticheskikh tsiklov dioksida ugleroda [Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles] // *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. Issue 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ. (In Russ.).

24. Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles] // *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY. (In Russ.).

25. *World Guide to Transcritical CO2 Refrigeration. Part 1*. URL: <https://ingenium-company.ru/upload/world-guide-to-transcritical-co2-refrigeration-part-1.pdf> (accessed: 11.05.2024). (In Engl.).

26. Yusha V. L. *Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob'yemnykh kompressorov* [Refrigeration and gas distribution systems for positive displacement compressors]. Novosibirsk, 2006. 236 p. ISBN 5-02-023169-X. (In Russ.).

27. Bazhan P. I., Kanevets G. E., Seliverstov V. M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Handbook for heat exchangers]. Moscow, 1989. 366 p. (In Russ.).

28. Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P. [et al.]. *Teploobmennyye apparaty kholodil'nykh ustanovok* [Heat exchangers in refrigeration plants]. Leningrad, 1973. 328 p. (In Russ.).

29. *Federal'nyye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti*. «Obshchiye pravila vzryvbezopasnosti dlya vzryvopozharoopasnykh khimicheskikh, neftekhimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv. Federal'nyye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti»: prikaz Rostekhnadzora ot 15.12.2020 g. [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 industries. Federal norms and rules in the field of industrial safety': order of Rostekhnadzor dated 15.12.2020]. URL: <https://hna34.ru/federalnye-normy-i-pravila-v-oblasti-promyshlennoj-bezopasnosti/246-prikaz-rostekhnadzora-15-12-2020-533.html> (accessed: 15.05.2024). (In Russ.).

30. 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]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200098739> (accessed: 15.05.2024). (In Russ.).

31. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57 (3). P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x. (In Engl.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of Technical Department, OJSC «Sibneftetransproekt», 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. Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multi-stage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38.

Received September 12, 2024.

© V. L. Yusha