

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2022-11-69-77

Определение диапазонов основных эксплуатационных параметров поршневой гибридной энергетической машины с регенеративным теплообменом^{*}

В.Е. Щерба, Е.А. Дорофеев

Омский государственный технический университет

Determination of the Areas of the Main Operational Parameters of a Reciprocating Hybrid Power Machine with Regenerative Heat Exchange

V.E. Shcherba, E.A. Dorofeev

Omsk State Technical University

Выполнен термодинамический и динамический анализ рабочих процессов и действующих сил в одноступенчатых поршневых компрессорах и насосах. Установлено, что, несмотря на общую тенденцию повышения частоты вращения коленчатого вала и давления нагнетания сжимаемого газа и капельной жидкости в поршневых одноступенчатых компрессорах и насосах, существуют их оптимальные значения, определенные на основе максимальных значений коэффициента подачи, индикаторного, объемного и полного коэффициентов полезного действия. Показано, что указанные параметры имеют и предельные значения, ограниченные температурой вспышки масла (для поршневых компрессоров) и допустимыми напряжениями в деталях и узлах механизма привода (для поршневых компрессоров и насосов). Выявлено, что для поршневой гибридной энергетической машины с регенеративным теплообменом частоту вращения коленчатого вала можно принять равной 300...700 мин⁻¹, а давление нагнетания сжимаемого газа и капельной жидкости — 0,2...1,5 МПа.

Ключевые слова: поршневая гибридная энергетическая машина, регенеративный теплообмен, поршневой компрессор, поршневой насос, частота вращения, давление нагнетания

The thermodynamic and dynamic analysis of working processes and acting forces in single-stage reciprocating compressors and pumps has been performed. It has been established that, despite the general tendency to increase the crankshaft velocity and the discharge pressure of the compressible gas and dropping liquid in reciprocating single-stage compressors and pumps, there are their optimal values, which are determined on the basis of the maximum values of the supply coefficient, indicator, volumetric and total efficiency. It is shown that these values also have limits, bounded by the oil flash point (for reciprocating compressors) and permissible stresses in the parts and assemblies of the drive mechanism (for reciprocating compressors and pumps). It was found out that for a reciprocating hybrid power machine with regenerative heat exchange, the crankshaft velocity could be taken equal to

^{*} Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда № 22-29-00399.

300...700 rounds per min⁻¹, and the discharge pressure of the compressible gas and dropping liquid is 0.2...1.5 MPa.

Keywords: reciprocating hybrid power machine, regenerative heat exchange, reciprocating compressor, reciprocating pump, velocity, discharge pressure

Энергетические машины для получения сжатых газов и жидкостей под давлением, получившие распространение во многих отраслях промышленности, стали неотъемлемыми элементами технологических процессов большинства современных предприятий.

Одно из основных направлений повышения эффективности одноступенчатого поршневого компрессора (далее ПК) — улучшение охлаждения рабочего тела (РТ) — обусловило появление поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД), объединившей в себе функции ПК и одноступенчатого поршневого насоса (далее ПН) [1, 2].

Помимо интенсивного охлаждения сжимаемого газа (СГ) в ПГЭМОД ликвидированы его утечки через поршневое уплотнение, уменьшены работа сил трения и мертвое пространство в компрессорной секции, улучшены массогабаритные показатели машины [3, 4].

По конструкции ПГЭМОД можно подразделить на четыре основные группы: крейцкопфные [5, 6], бескрейцкопфные [7, 8], использующие для принудительного движения охлаждающей жидкости разряжение газа на всасывании в ПК [9, 10] и применяющие для принудительного движения охлаждающей жидкости колебательные процессы в гидролинии нагнетания ПК [11, 12].

Наибольшее распространение получили крейцкопфные ПГЭМОД, имеющие единый цилиндр и размещенный в нем поршень, делящий цилиндр на компрессорную и насосную секции. Следует отметить, что такая конструкция ПГЭМОД позволяет организовать одновременную подачу СГ и капельной жидкости (КЖ) под давлением. К достоинствам крейцкопфных ПГЭМОД относится простота конструкции, к недостаткам — значительные габаритные размеры и недостаточно интенсивное охлаждение РТ.

Эти недостатки частично устранены в бескрейцкопфных ПГЭМОД [7, 8]. Преимуществами бескрейцкопфных ПГЭМОД перед крейцкопфными [9] являются более интенсивное охлаждение СГ и уменьшение массы и габаритных размеров [10].

Дальнейшее повышение эффективности и улучшение массогабаритных показателей

ПГЭМОД связано с применением регенеративного теплообмена. Поршневая машина, имеющая всасывающий и нагнетательный клапаны, а также поршень, размещенный в цилиндре, начинает работать в режиме компрессора. Стенки рабочей камеры нагреваются до определенной температуры, после чего ПГЭМОД начинает функционировать в режиме насоса, что приводит к охлаждению стенок до температуры охлаждающей жидкости или наперед заданного значения.

Таким образом, одну поршневую машину можно использовать для сжатия и нагнетания газа и КЖ. Реализация регенеративного теплообмена позволяет интенсивно охлаждать рабочую камеру, что приводит к уменьшению температуры стенок и повышению расходных и энергетических характеристик ПК.

Вследствие различия плотностей СГ и КЖ потери давления при всасывании отличаются от таковых при нагнетании. Кроме того, ПК и ПН имеют неодинаковые номинальные значения давления нагнетания.

Цель работы — определение рациональных значений угловой скорости и давления нагнетания РТ в ПГЭМОД с регенеративным теплообменом при работе в режимах компрессора и насоса.

Теория. Идея использования регенеративного теплообмена в поршневой машине известна достаточно давно [11, 12]. Однако более 30 лет она не получала дальнейшего развития. Различие плотностей КЖ и СГ сдерживало применение таких машин и усложняло конструкцию распределительных устройств в процессах всасывания и нагнетания.

Проведем исследование с целью выявления областей пересечения угловых скоростей и давлений нагнетания ПК и ПН и определения рациональных значений, в пределах которых можно безопасно эксплуатировать поршневую машину в режимах насоса и компрессора.

Частота вращения коленчатого вала (далее ЧВ). Поршневые компрессоры. Современные ПК имеют тенденцию к увеличению ЧВ, что продиктовано ориентированностью конечного

потребителя на снижение массогабаритных показателей при неизменной производительности. В общем случае существуют оптимальное и предельное значения ЧВ. Рассмотрим основные физические процессы, протекающие в ПК при увеличении ЧВ.

Термодинамический анализ. С ростом ЧВ уменьшается время цикла ПК и, соответственно, основного термодинамического процесса — процесса сжатия. Сокращение его времени снижает количество отводимой теплоты от СГ в соответствии с гипотезой Ньютона — Рихмана, что приводит к повышению температуры СГ, показателя политропы и отклонению реального процесса сжатия от изотермического.

Кроме того, с возрастанием ЧВ повышается скорость движения газа в процессах всасывания и нагнетания, что, согласно закону Вейсбаха, увеличивает гидравлическое сопротивление, а также потери давления РТ и работы в обоих процессах. Это обусловлено запаздыванием работы самодействующих клапанов при их открытии.

Помимо перечисленных отрицательных термодинамических эффектов при увеличении ЧВ наблюдается положительное явление — уменьшение утечек и перетечек СГ через неплотности цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Вследствие чего наблюдается оптимальное значение ЧВ, обеспечивающее максимальный индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) ПК [13, 14]. Оптимальное значение ЧВ зависит от многих конструктивных и эксплуатационных параметров.

С термодинамической точки зрения предельное значение ЧВ обусловлено температурой конца процесса сжатия, которая должна быть меньше на 30...40 К [13] температуры вспышки масла. С изменением ЧВ также наблюдается оптимальное значение коэффициента подачи.

При увеличении ЧВ снижаются температурный коэффициент $\lambda_T = \lambda'_T \lambda''_T$ и его компоненты λ'_T и λ''_T , обусловленные соответственно подогревом СГ от стенок рабочей камеры и преобразованием потерь работы в процессе всасывания в теплоту [14], а также коэффициент дросселирования λ_p .

Уменьшение температурного коэффициента λ'_T вызвано ростом температуры стенок при повышении ЧВ, а снижение температурного коэффициента λ''_T и коэффициента дроссели-

рования λ_p — увеличением относительных потерь давления и работы в процессах всасывания и нагнетания.

Кроме того, с ростом ЧВ уменьшаются утечки и перетечки СГ через неплотности рабочей камеры, что приводит к возрастанию коэффициента плотности и, соответственно, коэффициента подачи. Оптимальное значение ЧВ, как и предельное, зависит от конструктивных и эксплуатационных параметров и, как правило, составляет 500...1000 мин⁻¹.

Динамический анализ. С повышением ЧВ увеличивается ускорение деталей ЦПГ, совершающих как возвратно-поступательное движение, так и вращательное. При обоих движениях ускорение пропорционально квадрату угловой скорости и, соответственно, ЧВ, а значит, и сила инерции пропорциональна квадрату ЧВ.

В ПК силы инерции при вращательном и поступательном движениях имеют один порядок по сравнению с газовыми силами, что вынуждает проводить их уравнивание. Если силы инерции вращательного движения достаточно легко уравновесить, установив противовесы на коленчатом валу, то силы инерции при поступательном движении в большинстве случаев не уравниваются, что обусловлено наличием сил инерции второго порядка.

Силы инерции поступательно движущихся масс увеличиваются с ростом массы деталей ЦПГ, совершающих возвратно-поступательное движение. Вследствие этого существуют рекомендованные значения ЧВ в зависимости от производительности ПК.

При большой производительности ПК ЧВ составляет 180...600 мин⁻¹, при средней — 600...1200 мин⁻¹, при малой производительности ПК и у микрокомпрессоров — 1500...3000 мин⁻¹, а иногда и выше.

Увеличение угловой скорости коленчатого вала ухудшает работу самодействующих клапанов, вследствие чего происходит задержка их открытия и закрытия. Задержка открытия самодействующих клапанов сопровождается возрастанием потерь давления в процессе всасывания или нагнетания, а запаздывание их закрытия — увеличением утечки или перетечки СГ.

Кроме того, задержка открытия клапана повышает скорость движения запорного органа и силу удара об ограничитель и седло клапана, что снижает ресурс ПК. С увеличением угловой скорости уменьшается механический КПД

компрессора и возрастает износ деталей ЦПГ. При повышении ЧВ механический КПД имеет монотонную тенденцию к снижению.

Таким образом, для ПК существуют предельное и оптимальное значения ЧВ. С ростом ЧВ уменьшаются габаритные размеры и масса ПК при снижении долговечности и надежности его работы.

Поршневые насосы. ПН работают при малых значениях ЧВ, составляющих как правило, 300...500 мин⁻¹. Силы давления жидкости на поршень во много раз превышают все остальные, в том числе и силы инерции. Поэтому представляется целесообразным рассматривать не динамику ПН, а индикаторные диаграммы.

При проектировании насосов объемного действия для обеспечения работы гидропривода различных гидросистем наблюдается тенденция к повышению ЧВ. Однако увеличение ЧВ сдерживают такие факторы, как гидравлическое сопротивление КЖ на всасывании и инерционные потери напора и недозаполнение КЖ рабочей полости насоса, что приводит к недопустимому падению его производительности, нарушению сплошности потока КЖ и возникновению кавитации, которая существенно снижает надежность и долговечность ПН [15].

Выбор эксплуатационных параметров ПН часто обусловлен основными целевыми функциями, которые ставят перед собой проектировщик и потребитель. Потребитель, который рассчитывает на долгую эксплуатацию ПН и не принимает во внимание массогабаритные показатели, может использовать ПН с низкими значениями ЧВ. Если массогабаритные показатели имеют определяющее значение, то ЧВ необходимо увеличивать.

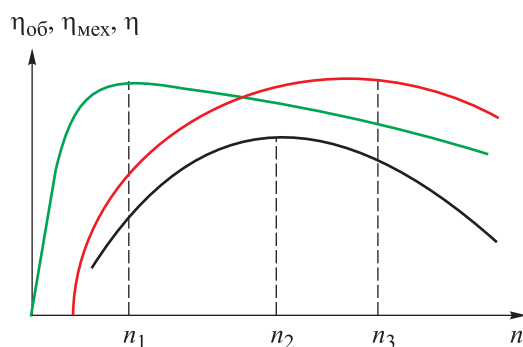


Рис. 1. Зависимости объемного $\eta_{об}$ (—), механического $\eta_{мех}$ (—) и полного η (—) КПД от ЧВ n ПН

Для оценки эффективности насосов объемного действия, как правило, используют объемный $\eta_{об}$, механический $\eta_{мех}$ и полный η КПД, где $\eta = \eta_{об}\eta_{мех}$. Зависимости объемного $\eta_{об}$, механического $\eta_{мех}$ и полного η КПД от ЧВ n ПН приведены на рис. 1 [15].

Рассмотрим основную физическую картину изменения указанных КПД от ЧВ.

Объемный КПД. При малых значениях ЧВ наблюдаются малые потери давления в процессах всасывания и нагнетания (рис. 2).

Малые потери давления в первую очередь обусловлены низкими гидравлическими сопротивлениями как по длине, так и местными, которые в соответствии с законом Дарси — Вейсбаха зависят от квадрата скорости движения КЖ. Соответственно, при низких значениях ЧВ и скорости движения КЖ потери давления невелики.

Кроме того, при малых значениях скорости движения КЖ наблюдается высокое заполнение рабочих камер, что приводит к увеличению объемного КПД (потерям Δq_2). Низкое ЧВ обуславливает небольшое ускорение движения КЖ в соединительных коммуникациях ПН и его рабочей полости, что уменьшает инерционные потери.

Однако существует и отрицательное влияние ЧВ на объемный КПД, которое заключается в увеличении утечек и перетечек КЖ через неплотности рабочей камеры Δq_1 . С ростом ЧВ уменьшаются потери Δq_1 и увеличиваются Δq_2 , что обуславливает оптимум объемного КПД (рис. 3).

Также с ростом ЧВ ухудшается динамика работы самодействующих клапанов (если они имеются) и нарушается сплошность потока КЖ вследствие выделения растворенного в ней газа. В дальнейшем (при увеличении ЧВ) в гидролинии всасывания возможна кавитация, что недопустимо.

При малых значениях ЧВ механический КПД невысок, что обусловлено значительной энергией, подводимой для преодоления сил трения во всех узлах механизма привода, по сравнению с общей подводимой энергией на сжатие и перемещение КЖ.

По мере увеличения подачи ПН при возрастании ЧВ эта энергия снижается, а механический КПД становится больше. С ростом ЧВ повышается абсолютное давление КЖ в процессе нагнетания, что увеличивает силу трения

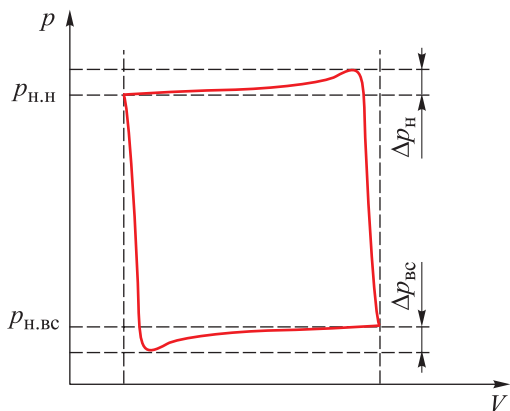


Рис. 2. Индикаторная диаграмма ПН:
 V — рабочий объем; $p_{н.вс}$ и $p_{н.н}$ — номинальное давление на всасывании и нагнетании; $\Delta p_{вс}$ и Δp_n — потери давления на всасывании и нагнетании

в ЦПГ и уменьшает механический КПД (см. рис. 1).

Таким образом, существует оптимум механического КПД по ЧВ. Оптимальные значения ЧВ, обеспечивающие максимальные объемный и механический КПД, в общем случае не совпадают. Максимум полного КПД наблюдается при втором ЧВ n_2 , который, как видно из рис. 1, не равен ни первому ЧВ n_1 , ни третьему n_3 .

Выпускаемые одноцилиндровые ПН можно классифицировать по ЧВ следующим образом: $n = 40...80 \text{ мин}^{-1}$ — тихоходные, $n = 80...150 \text{ мин}^{-1}$ — нормальные, $n = 150...350 \text{ мин}^{-1}$ — средней быстроходности, $n = 350...500 \text{ мин}^{-1}$ — быстроходные [13].

Определение диапазона ЧВ в ПГЭМОД с регенеративным теплообменом. На основе приведенной классификации ПК и ПН по ЧВ можно выделить область их взаимного пересечения.

Исходя из диаграммы, приведенной на рис. 3, совместная работа ПК и ПН будет эконо-

номичной в диапазоне ЧВ $n = 180...500 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует тихоходным ПК, средним и быстроходным ПН.

При выборе рациональных значений ЧВ следует принять во внимание результаты, приведенные в работе [16], где на основе численного эксперимента проанализировано влияние ЧВ на рабочие и интегральные характеристики ПГЭМОД с двумя рабочими полостями. Это позволило установить диапазон ЧВ $n = 500...700 \text{ мин}^{-1}$, в котором совместная работа ПК и ПН является экономичной.

Таким образом, для проектирования и дальнейшего исследования ПГЭМОД с регенеративным теплообменом целесообразно принять диапазон ЧВ $n = 300...700 \text{ мин}^{-1}$.

Давление нагнетания (степень повышения давления). Поршневые компрессоры. Со стороны потребителей СГ наблюдается тенденция к увеличению давления нагнетания СГ или степени повышения давления СГ ϵ (отношения давления нагнетания СГ к давлению всасывания СГ) [13]. Как и у ЧВ, у давления нагнетания или степени повышения давления СГ существуют оптимальное и предельное значения.

Термодинамический анализ. Для ПК существует оптимальное значение степени повышения давления, обусловленное следующими причинами. При малой степени повышения давления СГ имеет незначительную плотность и большую длительность процесса нагнетания. Последнее приводит к увеличению потерь работы в процессе нагнетания, вследствие чего падает индикаторный КПД.

В то же время при малых значениях степени повышения давления снижаются утечки СГ, и возрастает температурный коэффициент вслед-

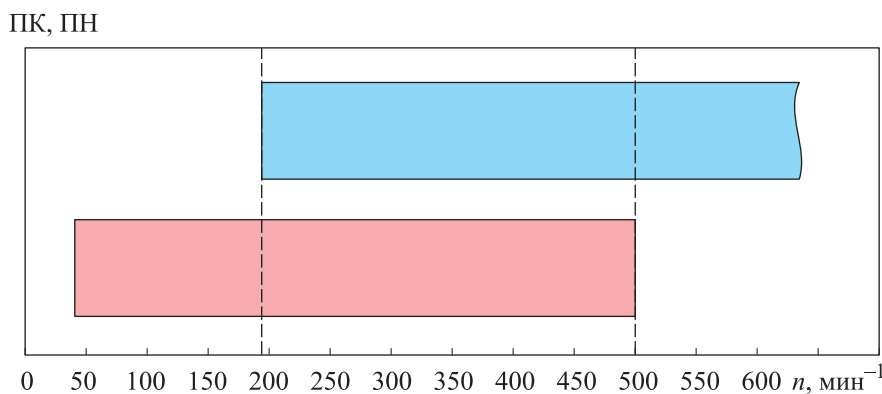


Рис. 3. Диапазоны ЧВ для ПК (■) и ПН (■)

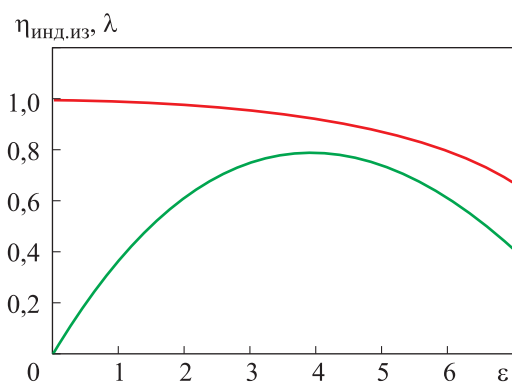


Рис. 4. Зависимости индикаторного изотермического КПД $\eta_{\text{инд.из}}$ (—) и коэффициента подачи λ (—) от степени повышения давления ϵ ПК

ствие меньшего нагрева деталей ЦПГ. С ростом степени повышения давления увеличиваются утечки СГ через неплотности ЦПГ и всасывающего клапана, уменьшаются коэффициент подачи и температурный коэффициент. Кроме того, при возрастании давления нагнетания увеличивается разница в работах между действительным процессом сжатия и изотермическим сжатием.

Перечисленные негативные факторы перекрывают позитивный эффект от уменьшения потерь работы в процессе нагнетания, что приводит к снижению коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД.

Зависимости индикаторного изотермического КПД $\eta_{\text{инд.из}}$ и коэффициента подачи λ от степени повышения давления ϵ ПК приведены на рис. 4. Видно, что с увеличением степени повышения давления коэффициент подачи уменьшается, а индикаторный изотермический КПД имеет оптимум при $\epsilon = 4$.

При дальнейшем росте степени повышения давления температура СГ в рабочей камере может приблизиться к температуре вспышки масла, что способно вызвать пожар и взрыв ПК.

Исходя из ограничений по температуре вспышки масла и существующей системе охлаждения ПК (показателя политропы процесса сжатия конечных параметров), можно рассчитать предельную степень повышения давления в ступени. Такие расчеты приведены в некоторых учебных пособиях по компрессорным машинам.

Динамический анализ. С повышением давления нагнетания растет газовая сила, действующая на поршень, вследствие чего увеличивают-

ся напряжения в деталях ЦПГ. Наиболее нагруженными деталями являются поршневой палец, днище поршня и шатун. При значительном давлении нагнетания СГ эти детали могут выйти из строя первыми.

Поэтому для каждой конструкции ПК существуют определенные значения параметров в первую очередь ЦПГ, которые необходимо проверять на прочность при росте давления нагнетания СГ. Допустимое давление нагнетания СГ при расчете на прочность, как правило, превышает значение, определенное по температуре вспышки масла.

По давлению нагнетания газа ПК можно подразделить на три группы: низкого давления $p_n \leq 0,2$ МПа, среднего $p_n = 0,2 \dots 1,0$ МПа и высокого $p_n > 1,0 \dots 1,5$ МПа.

Поршневые насосы. В ПН, как и в ПК, существует тенденция к увеличению давления нагнетания РТ. При повышении давления нагнетания в РН линейно возрастают утечки КЖ через неплотности ЦПГ, т. е. растут потери Δq_1 и падает объемный КПД.

Так как сжимаемость КЖ весьма мала, процесс ее нагнетания при изменении p_n практически не меняется, т. е. с увеличением давления нагнетания отсутствует положительный эффект уменьшения подводимой работы. Кроме того, с ростом давления КЖ в ПН возрастают потери ее подачи, связанные с наличием мертвого пространства. В результате с увеличением давления нагнетания КЖ происходит монотонное уменьшение объемного КПД.

Механический КПД при изменении давления нагнетания КЖ также имеет максимум. Увеличение механического КПД обусловлено тем, что с повышением давления нагнетания КЖ растут затраты мощности на сжатие и перемещение КЖ при незначительном возрастании потерь мощности на трение.

С ростом давления нагнетания КЖ при механическом КПД, превышающем оптимальное значение, увеличивается коэффициент трения, что приводит к увеличению потерь энергии на трение и, соответственно, к падению механического КПД. Повышение коэффициента трения обусловлено силой прижатия поршня к поверхности цилиндра (нормальной силой) и ухудшением условий смазки трущихся деталей (рис. 5).

Произведение объемного КПД на механический КПД представляет собой полный КПД, который меньше каждого из сомножителей. Оптимальные значения давления нагнетания,

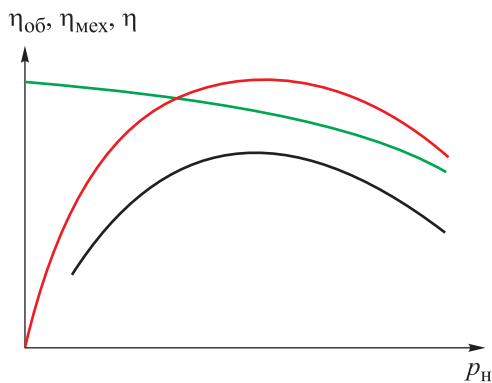


Рис. 5. Зависимости объемного $\eta_{об}$ (—), механического $\eta_{мех}$ (—) и полного η (—) КПД от давления нагнетания p_n ПН

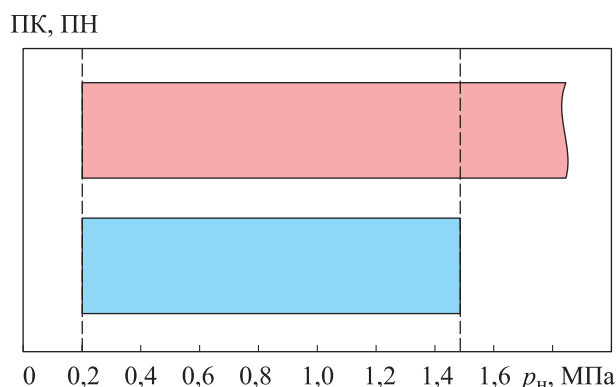


Рис. 6. Диапазоны давления нагнетания РТ для ПК (□) и ПН (□)

соответствующие максимумам полного и механического КПД, не совпадают.

По давлению нагнетания КЖ одноцилиндровые ПН можно подразделить на три группы [13]: низкого давления $p_n < 1$ МПа, среднего $p_n = 1 \dots 10$ МПа и высокого $p_n > 10$ МПа. В качестве верхней границы давления нагнетания КЖ одноцилиндровых ПН с механическим приводом общемашиностроительного назначения можно принять $p_n = 25$ МПа, что соответствует современной практике насосостроения.

Определение рационального диапазона давления нагнетания КЖ в ПГЭМОД с регенеративным теплообменом. Требуемое давление нагнетания СГ и КЖ в ПГЭМОД с регенеративным теплообменом зависит от области ее применения. Однако рациональный диапазон давления нагнетания РТ ПГЭМОД можно определить путем оценки возможности совместной работы ПК и ПН по взаимному пересечению диапазонов давления нагнетания РТ.

Исходя из диаграммы, приведенной на рис. 6, при работе ПГЭМОД с регенеративным

теплообменом в режимах компрессора и насоса, в качестве рационального диапазона давления нагнетания РТ целесообразно принять $p_n = 0,2 \dots 1,5$ МПа.

ПГЭМОД с указанным диапазоном давления нагнетания РТ можно использовать в качестве источника СГ и КЖ под давлением в гидropневмосистемах автотракторной и дорожно-строительной техники, в станочном оборудовании общего и специального назначения, на конвейерных линиях автоматизированного производства и т. д.

Выводы

1. Проведен термодинамический и динамический анализ влияния угловой скорости коленчатого вала на рабочие процессы и основные интегральные характеристики ПК, ПН и ПГЭМОД.

2. Установлено, что рациональные значения ЧВ и давления нагнетания РТ ПГЭМОД с регенеративным теплообменом находятся в пределах $n = 300 \dots 700$ мин⁻¹ и $p_n = 0,2 \dots 1,5$ МПа.

Литература

- [1] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В. и др. Насос-компрессоры. *Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 368 с.
- [2] Болштынский А.П., Щерба В.Е., Кайгородов С.Ю. *Поршневая гибридная машина объемного действия*. Патент РФ 2592955. Заявл. 03.03.2015, опубл. 27.07.2016.
- [3] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Кайгородов С.Ю. и др. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат. *Вестник машиностроения*, 2015, № 12, с. 15–19.
- [4] Лобов И.Э., Щерба В.Е., Григорьев А.В. Анализ рабочих процессов, протекающих в поршневой гибридной энергетической машине, использующей колебания давления газа в линии нагнетания. *Омский научный вестник*, 2016, № 2, с. 40–44.
- [5] Щерба В.Е., Шалай В.В., Григорьев А.В. и др. Анализ теоретических и экспериментальных результатов по влиянию давления нагнетания в насосной секции на рабочие

- процессы и характеристики поршневой гибридной энергетической машины с щелевым уплотнением ступенчатого вида. *Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии*, 2018, т. 11, № 5, с. 591–603, doi: <https://doi.org/10.17516/1999-494X-0058>
- [6] Щерба В.Е., Шалай В.В., Носов Е.Ю. и др. Сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований поршневой гибридной энергетической машины с гладким и ступенчатым щелевыми уплотнениями. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 7, с. 25–29.
- [7] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu. et al. Development and research of crosshead-free piston hybrid power machine. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 2, art. 32, doi: <https://doi.org/10.3390/machines9020032>
- [8] Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S. et al. Generalized comparative analysis of crosshead-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107. URL: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [9] Щерба В.Е., Кузеева Д.А., Носов Е.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании. *Вестник машиностроения*, 2016, № 4, с. 3–8.
- [10] Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Павлюченко Е.А. и др. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 15–19.
- [11] Лобов И.Э., Щерба В.Е. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 19–24.
- [12] Lobov I.E., Shcherba V.E., Shalai V.V. et al. Analysis of the influence of efficiency of cooling of gas in the course of its compression in a volumetric action compressor. *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3–4, pp. 260–266, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0184-7>
- [13] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва, Колосс, 2006. 456 с.
- [14] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [15] Башта Т.М. *Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем*. Москва, Машиностроение, 1974. 606 с.
- [16] Щерба В.Е., Нестеренко Г.А., Носов Е.Ю. и др. Влияние частоты вращения на характеристики поршневого насос-компрессора. *Омский научный вестник*, 2011, № 3, с. 114–118.

References

- [1] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V. et al. *Nasos-kompressory. Rabochie protsessy i osnovy proektirovaniya* [Pump-compressors. Working processes and design fundamentals]. Moscow, Mashinostroenie, 2013. 368 p. (In Russ.).
- [2] Bolshtyanskiy A.P., Shcherba V.E., Kaygorodov S.Yu. *Porshnevaya gibridnaya mashina ob'emnogo deystviya* [Piston hybrid displacement machine]. Patent RU 2592955. Appl. 03.03.2015, publ. 27.07.2016. (In Russ.).
- [3] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaygorodov S.Yu. et al. Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 12, pp. 15–19. (In Russ.).
- [4] Lobov I.E., Shcherba V.E., Grigor'yev A.V. The analysis of the working processes in piston hybrid power machine using fluctuations of pressure of gas in pressure line. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2016, no. 2, pp. 40–44. (In Russ.).
- [5] Shcherba V.E., Shalay V.V., Grigor'yev A.V. et al. Analysis of theoretical and experimental results on the effect of injection pressure in the pump section on the working processes and characteristics of a piston hybrid power machine with a slotted seal of a stepped type. *Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. Tekhnika i tekhnologii* [Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies], 2018, vol. 11, no. 5, pp. 591–603, doi: <https://doi.org/10.17516/1999-494X-0058> (in Russ.).
- [6] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu. et al. Comparative analysis of the results of experimental studies of a reciprocating piston hybrid power machine with smooth and stepped

- gap seals. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], 2018, no. 7, pp. 25–29. (In Russ.).
- [7] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu. et al. Development and research of crosshead-free piston hybrid power machine. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 2, art. 32, doi: <https://doi.org/10.3390/machines9020032>
- [8] Shcherba V.E., Shalay V.V., Tegzhanov A.S. et al. Generalized comparative analysis of crosshead-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107. URL: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [9] Shcherba V.E., Kuzeeva D.A., Nosov E.Yu. Nonuniform delivery rates from multicylinder pumps. *Vestnik mashinostroeniya*, 2016, no. 4, pp. 3–8. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, 4, pp. 266–269, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1604016X>)
- [10] Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Pavlyuchenko E.A. et al. Analysis of fluid dynamics in piston hybrid energy machine with gas volume in suction. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], 2016, no. 4, pp. 15–19. (In Russ.).
- [11] Lobov I.E., Shcherba V.E. Analysis of the influence of efficiency of gas cooling during its compression in compressor of volume action. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], 2016, no. 4, pp. 19–24.
- [12] Lobov I.E., Shcherba V.E., Shalay V.V. et al. Analysis of the influence of efficiency of cooling of gas in the course of its compression in a volumetric action compressor. *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3–4, pp. 260–266, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0184-7>
- [13] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. T. 1. Teoriya i raschet [Piston engines. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Koloss Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [14] Fotin B.S., ed. *Porshnevyye kompressory* [Piston engines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [15] Bashta T.M. *Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Displacement pumps and hydraulic engines of hydrosystems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 606 p. (In Russ.).
- [16] Shcherba V.E., Nesterenko G.A., Nosov E.Yu. et al. The influence of frequency of rotation on characteristics piston the pump-compressor. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2011, no. 3, pp. 114–118. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 09.06.2022

Информация об авторах

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник Высшей школы РФ, зав. кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

ДОРОФЕЕВ Егор Алексеевич — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: shevdm@mail.ru).

Information about the authors

SCHERBA Viktor Evgenyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Honored Worker of the Higher School of Russia, Head of the Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

DOROFEEV Egor Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, the Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: shevdm@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Дорофеев Е.А. Определение диапазонов основных эксплуатационных параметров поршневой гибридной энергетической машины с регенеративным теплообменом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 11, с. 69–77, doi: [10.18698/0536-1044-2022-11-69-77](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-11-69-77)

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Dorofeev E.A. Determination of the Areas of the Main Operational Parameters of a Reciprocating Hybrid Power Machine with Regenerative Heat Exchange. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 11, pp. 69–77, doi: [10.18698/0536-1044-2022-11-69-77](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-11-69-77)