

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2020-11-62-72

Анализ влияния интенсивности охлаждения двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости под действием разряжения при всасывании на рабочие процессы и индикаторный КПД

В.Е. Щерба, А.Ю. Овсянников, Е.Ю. Носов, Г.С. Аверьянов,
С.А. Корнеев, В.Ю. Куденцов

Омский государственный технический университет

An Analysis of the Cooling Intensity Effect of a Two-Cylinder Single-Stage Piston Hybrid Power Machine with Fluid Flow Due to Vacuum at Suction on the Working Processes and Indicative Efficiency

V.E. Shcherba, A.Y. Ovsyannikov, E.Y. Nosov, G.S. Averyanov,
S.A. Korneev, V.Y. Kudentsov

Omsk State Technical University

Рассмотрена новая перспективная схема двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости под действием разряжения на всасывании. Разработан опытный образец такой машины и создан экспериментальный стенд для ее испытания. Проведены экспериментальное и теоретическое исследования влияния расхода охлаждающей жидкости на рабочие процессы машины. Полученные результаты показали, что с ростом расхода охлаждающей жидкости уменьшается подводимая техническая работа в процессе сжатия, увеличивается отводимая техническая работа в процессе разряжения, снижаются потери работы в процессе нагнетания и повышаются ее потери в процессе всасывания. На основе экспериментов установлено, что оптимальный индикаторный коэффициент полезного действия для исследуемой машины находится в диапазоне расхода охлаждающей жидкости 300...400 мл/мин, а его относительное увеличение — в пределах 7 %.

Ключевые слова: гибридная энергетическая машина, поршневой компрессор, интенсивность охлаждения, индикаторный КПД, рабочие процессы, техническая работа

In this paper, a new promising scheme of a two-cylinder single-stage piston hybrid power machine with fluid flow due to vacuum at suction is examined. A prototype is developed, and an experimental stand is created. An analysis of the influence of the coolant flow on the working processes of the machine is carried out theoretically and experimentally. The results obtained show that an increase in the coolant consumption leads to a decrease in the

input technical work in the process of compression, an increase in the output technical work in the process of decompression, a reduction of the work losses in the process of discharge and an increase of the work losses in the process of suction. Based on the conducted experimental studies it is established that the optimal indicative value of the efficiency for the experimental machine under study is in the range of 300–400 ml/min and the relative increase in the indicative efficiency is within 7 %.

Keywords: hybrid power machine, reciprocating compressor, cooling rate, indicator efficiency, working processes, technical work

Поршневые компрессоры средней и высокой производительности, а также поршневые компрессоры малой производительности, предназначенные для сжатия газа до высокого давления, имеют водяное охлаждение [1–4].

В последнее время одним из основных путей повышения эффективности работы компрессоров и насосов объемного действия является их объединение в один агрегат, получивший название гибридная энергетическая машина объемного действия. Этой теме посвящено достаточно много работ [5–12], подтвердивших эффективность такого объединения.

В целях сокращения габаритных размеров, упрощения конструкции и повышения надеж-

ности целесообразно применять один поршень для компрессора и насоса, т. е. использовать разрежение, создаваемое в цилиндре во время всасывания газа, для перемещения жидкости в рубашке охлаждения.

В этом случае можно применять водяное охлаждение поршневых компрессоров малой и средней производительности общего назначения, что приведет к улучшению охлаждения компримируемого газа и, как следствие, к повышению индикаторного коэффициента полезного действия (КПД).

Эта задача была решена при создании и исследовании поршневой гибридной энергетической машины (ПГЭМ) с газовым объемом на

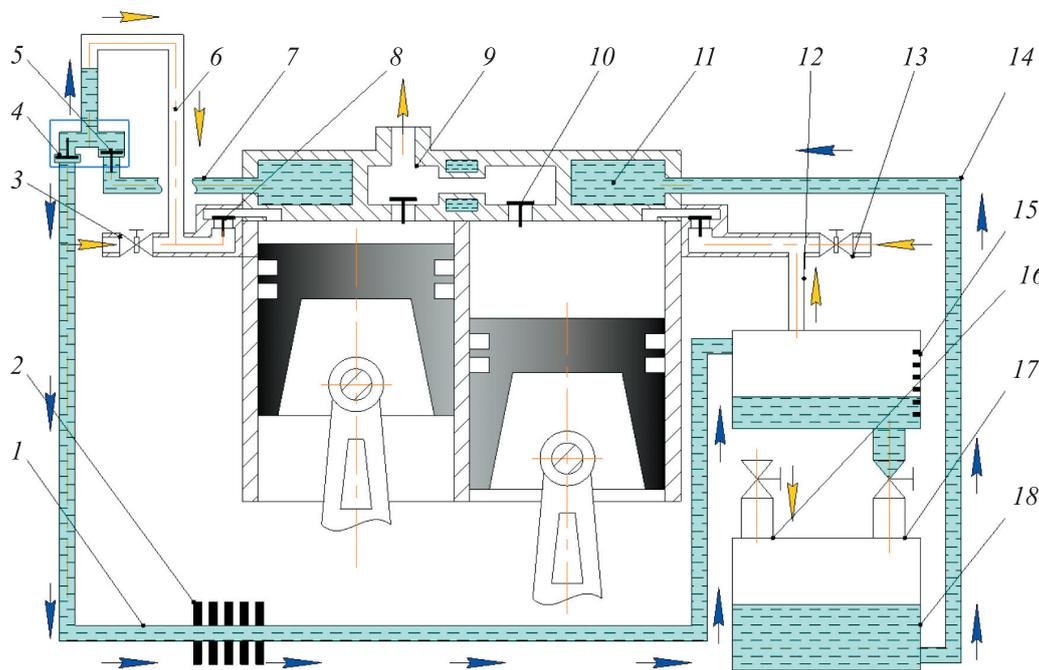


Рис. 1. Принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ:

- 1 — трубопровод, служащий для возврата ОЖ в основной бак; 2 — теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения жидкости; 3, 13 — дроссели; 4, 5 — обратные клапаны системы охлаждения; 6 — трубопровод, соединяющий линию всасывания первого цилиндра с жидкостной системой; 7 — трубопровод, связывающий рубашку охлаждения с клапанной коробкой; 8 — всасывающий клапан; 9 — нагнетательная полость; 10 — клапан нагнетания второго цилиндра; 11 — рубашка охлаждения; 12 — трубопровод, соединяющий мерный бак с линией всасывания второго цилиндра; 14 — трубопровод для подачи ОЖ из основного бака в рубашку охлаждения; 15 — мерный бак; 16 — вентиль, соединяющий основной бак с атмосферой; 17 — вентиль, связывающий основной и мерный баки; 18 — основной бак с ОЖ

всасывании [13–16]. К недостаткам такой машины следует отнести недостаточную интенсификацию движения охлаждающей жидкости (ОЖ) в рубашечном пространстве при ее обратном течении, так как оно осуществляется при действии только объемных сил [13].

Вследствие этого представляется целесообразным провести интенсификацию движения ОЖ в рубашечном пространстве с целью улучшения охлаждения цилиндропоршневой группы и повышения индикаторного КПД.

Эта цель достигается в двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ, принципиальная схема которой приведена на рис. 1. В такой схеме движение ОЖ от источника — основного бака 18 — к клапанной коробке, состоящей из обратных клапанов 4, 5 системы охлаждения, осуществляется вследствие разряжения, возникающего при всасывании газа в левом цилиндре, а течение ОЖ от клапанной коробки к ее источнику через теплообменный аппарат 17 и мерный бак 15 под действием разряжения, возникающего при всасывании ОЖ в правом цилиндре. Влияние объемных сил в данной схеме пренебрежимо мало. Расход ОЖ реализуется перепадом давления, возникающим в процессе всасывания.

Цель работы — исследование влияния интенсивности охлаждения (расхода ОЖ) на рабочие процессы и индикаторный КПД компрессора. Для повышения точности и достоверности получаемых результатов будем использовать метод анализа рабочих процессов в поршневом компрессоре (теория) и метод экспериментальных исследований.

Теоретическое исследование. Индикаторная работа цикла поршневого компрессора определяется выражением [1, 2]

$$A_{\text{инд}} = A_{\text{сж}} - A_{\text{р}} + \Delta A_{\text{вс}} + \Delta A_{\text{н}},$$

где $A_{\text{сж}}$ — техническая работа, подводимая в процессе сжатия; $A_{\text{р}}$ — техническая работа от газа; $\Delta A_{\text{вс}}$ и $\Delta A_{\text{н}}$ — потери работы при всасывании и нагнетании газа.

Техническая работа, подводимая в процессе сжатия, имеет вид

$$A_{\text{сж}} = \int_{p_{\text{вс}}}^{p_{\text{н}}} V_{\text{сж}} dp, \quad (1)$$

где $V_{\text{сж}}$ — объем сжимаемого газа; $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{вс}}$ — давление нагнетаемого и всасываемого газа; p — текущее давление.

Интегрируя выражение (1) при постоянной массе газа и принимая, что процесс сжатия политропический, получаем следующее выражение для технической работы, подводимой в процессе сжатия газа (рис. 2, площадь $S_{1-2-10-9}$):

$$A_{\text{сж}} = \frac{n_{\text{сж}}}{n_{\text{сж}} - 1} M_1 R T_{\text{вс}} \left[\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n_{\text{сж}} - 1}{n_{\text{сж}}}} - 1 \right],$$

где $n_{\text{сж}}$ — показатель политропы процесса сжатия; M_1 — масса сжимаемого газа; R — газовая постоянная; $T_{\text{вс}}$ — температура всасываемого газа.

С улучшением охлаждения компримируемого газа подводимая техническая работа уменьшается, что обеспечивает выигрыш в работе (см. рис. 2, площадь $S_{1-2-2'}$). В процессе расширения газа из мертвого пространства (процесс 5–6) техническая работа от газа отводится, и ее значение определяется как площадь $S_{5-6-9-10}$:

$$A_{\text{р}} = \int_{p_{\text{вс}}}^{p_{\text{н}}} V_{\text{р}} dp, \quad (2)$$

где $V_{\text{р}}$ — объем расширяющегося газа.

Интегрируя выражение (2) при постоянной массе, получаем

$$A_{\text{р}} = \frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{р}} - 1} M_2 R T_{\text{р}} \left[\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{n_{\text{р}} - 1}{n_{\text{р}}}} - 1 \right],$$

где $n_{\text{р}}$ — показатель политропы процесса расширения; M_2 — масса газа в мертвом пространстве; $T_{\text{р}}$ — температура газа в конце процесса расширения, примерно равная температуре всасывания.

Для приближения процесса расширения к изотермическому необходимо подводить теплоту к расширяющемуся газу. При отводе теплоты имеет место гиперадиабатический процесс расширения и, соответственно, работа расширения газа будет уменьшаться. Потери работы вследствие улучшения охлаждения при расширении газа соответствуют площади $S_{5-6'-6}$.

Потери работы в процессе нагнетания газа $\Delta A_{\text{н}}$, обусловленные сопротивлением нагнетательных клапанов и колебаниями газа в межступенчатых коммуникациях компрессора, определяются как

$$\Delta A_n = \int_{V_5}^{V_2} (p - p_n) dV, \quad (3)$$

где V_2 и V_5 — объем газа в начале и конце процесса нагнетания.

На рис. 2 потери давления схематизированы в виде прямоугольников. С улучшением охлаждения потери давления $\Delta p_n = p - p_n$ увеличиваются, но объем выталкиваемого газа сокращается, что приводит к снижению потерь работы ΔA_n . Уменьшение потерь работы в процессе нагнетания можно определить как разность площадей $S_{2'-3'-4-5-2'}$ и $S_{2-3-4-5-2}$, умноженная на соответствующий масштаб.

Увеличение потерь давления в процессе нагнетания при улучшении охлаждения можно обосновать следующим образом. Принимая газ как несжимаемую жидкость, при отсутствии учета его колебательных давлений в линии нагнетания перепад давления определяется как [1]

$$\Delta p_n = \rho_n \zeta_{к.н} \frac{w_n^2}{2}, \quad (4)$$

где ρ_n — плотность нагнетаемого газа; $\zeta_{к.н}$ — коэффициент сопротивления, отнесенный к определяющему сечению, $\zeta_{к.н} = 1/\alpha_{к.н}^2$ ($\alpha_{к.н}$ — коэффициент расхода); w_n — средняя скорость газа в нагнетательных клапанах.

Плотность нагнетаемого газа

$$\rho_n = \frac{1}{\rho_{вс}} \left(\frac{p_{вс}}{p_n} \right)^{n_{сж}}, \quad (5)$$

где $\rho_{вс}$ — плотность всасываемого газа.

Средняя скорость газа в нагнетательных клапанах

$$w_n = \frac{M_1 \omega}{\rho_n F_{к.н} \Delta \varphi_n}, \quad (6)$$

где ω — угловая скорость коленчатого вала; $F_{к.н}$ — площадь проходного сечения в нагнетательном клапане; $\Delta \varphi_n$ — угол поворота коленчатого вала, соответствующий процессу нагнетания.

Подставляя выражения (6) и (5) в формулу (4), получаем

$$\Delta p_n = \zeta_{к.н} \frac{M_1^2 \omega^2}{2 \rho_n F_{к.н}^2 \Delta \varphi_n^2} = \frac{\zeta_{к.н} \rho_{вс} M_1^2 \omega^2 p_n^{1/n_{сж}}}{2 F_{к.н}^2 \Delta \varphi_n^2 p_{вс}^{1/n_{сж}}}. \quad (7)$$

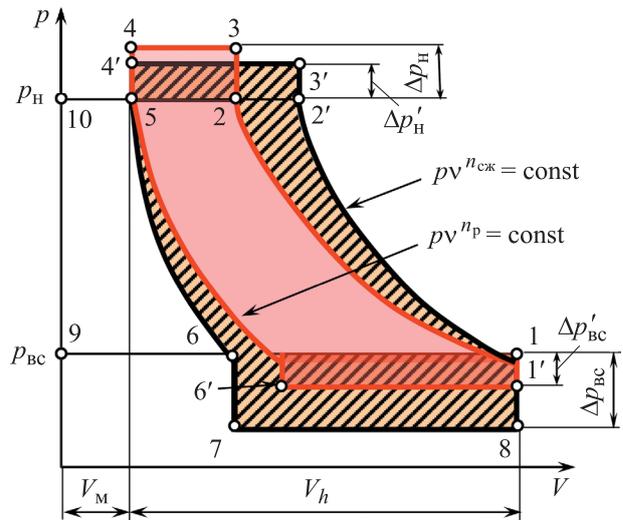


Рис. 2. Схематизированная индикаторная диаграмма рассматриваемой двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ: $\Delta p'_n$ и $\Delta p'_{вс}$ — потери давления в процессе нагнетания и всасывания без охлаждения

С улучшением охлаждения компримируемого газа уменьшается показатель политропы процесса сжатия $n_{сж}$ и, соответственно, угол $\Delta \varphi_n$, что приводит к увеличению знаменателя в выражении (7), и, следовательно, перепада давления Δp_n .

Потери работы при всасывании газа, как и при нагнетании, обусловлены сопротивлением линии всасывания газа, включая всасывающие клапаны, и колебательными явлениями в них:

$$\Delta A_{вс} = \int_{V_6}^{V_1} (p_{вс} - p) dV,$$

где V_1 — объем газа в конце процесса всасывания, $V_1 = V_h + V_M$ (V_h и V_M — рабочий и мертвый объем); V_6 — объем газа в конце начала всасывания.

С улучшением охлаждения всасываемого газа растет его плотность $\rho_{вс} = p_{вс}/(RT_{вс})$, что при его постоянном объеме и средней скорости приводит к увеличению потерь давления в процессе всасывания:

$$\Delta p_{вс1} = \rho_{вс} \zeta_{вс} \frac{w_{вс}^2}{2},$$

где $\zeta_{вс}$ — коэффициент сопротивления всасывающих клапанов; $w_{вс}$ — средняя скорость газа во всасывающих клапанах.

Следует отметить, что при охлаждении расширяющегося газа величина n_p становится

больше показателя адиабаты k , что приводит к уменьшению процесса расширения и увеличению процесса всасывания, т. е. снижается объем газа V_6 и, соответственно, повышаются потери работы при всасывании газа $\Delta A_{вс}$.

В исследуемой ПГЭМ прокачка ОЖ через рубашку охлаждения осуществляется благодаря созданию дополнительного разряжения $\Delta p_{вс2}$. С увеличением интенсивности охлаждения растет расход ОЖ и, соответственно, $\Delta p_{вс2}$. Общие потери давления в процессе всасывания, определяемые выражением

$$\Delta p_{вс} = \Delta p_{вс1} + \Delta p_{вс2},$$

повышаются с ростом интенсивности охлаждения и расхода ОЖ.

Таким образом, с ростом интенсивности охлаждения уменьшаются подводимая работа в процессе сжатия $A_{сж}$, отводимая работа в процессе обратного расширения A_p , потери работы в процессе нагнетания и увеличиваются потери работы в процессе всасывания, т. е. есть все условия для существования экстремума.

При определенном расходе ОЖ наблюдается минимум подводимой технической работы и максимум индикаторного КПД. Представляется

целесообразным провести это определение экспериментальным путем.

Экспериментальное исследование. Для проведения экспериментов разработан опытный образец исследуемой ПГЭМ на базе серийно выпускаемого поршневого двухцилиндрового одноступенчатого компрессора 130-3509009-11. Последний имеет следующие основные геометрические размеры: расположение цилиндров — рядное, вертикальное, со смещением хода, равным 180° ; номинальное давление нагнетания — 800...1000 кПа; диаметр поршня — 60 мм; ход поршня — 38 мм; частота вращения — 1100 мин^{-1} .

Для исследования такой машины создан экспериментальный стенд, пневмогидравлическая схема которого приведена на рис. 3.

Общий вид экспериментального стенда с исследуемой ПГЭМ приведен на рис. 4.

Гидросистема гибридной энергетической машины имела следующие основные размеры: размер входного и выходного патрубков рубашки охлаждения — 8 мм; внутренний диаметр трубопровода системы охлаждения — 8 мм; ее длина (без учета рубашечного пространства) —

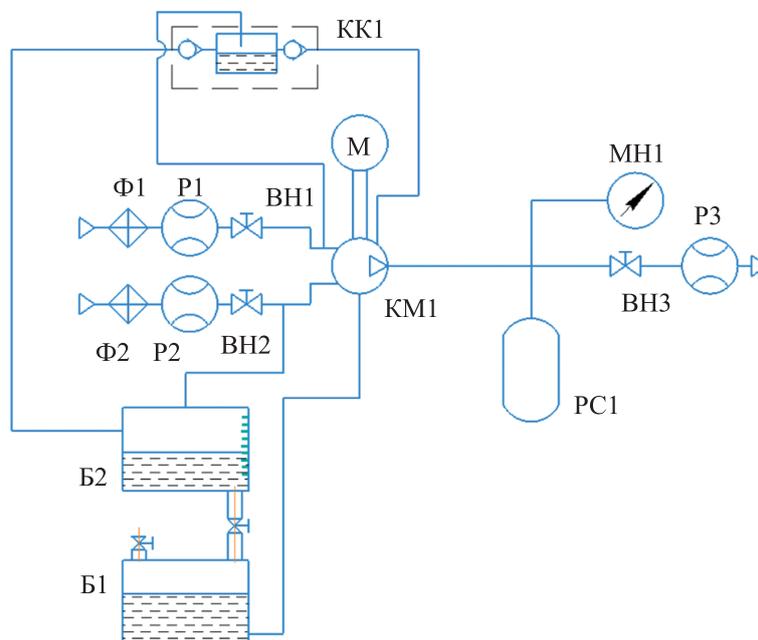


Рис. 3. Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда:

Ф1 и Ф2 — фильтры всасывающей магистрали первого и второго цилиндра; P1 и P2 — расходомеры газа в линии всасывания первого и второго цилиндра; ВН1 и ВН2 — вентили, установленные в линии всасывания первого и второго цилиндра; М — электродвигатель; КМ1 — компрессор; РС1 — ресивер;

Б1 и Б2 — основной и мерный баки; КК1 — клапанная коробка; МН1 — манометр для измерения статического давления нагнетаемого газа; ВН3 — вентиль, установленный в линии нагнетания компрессора; P3 — расходомер газа в линии нагнетания

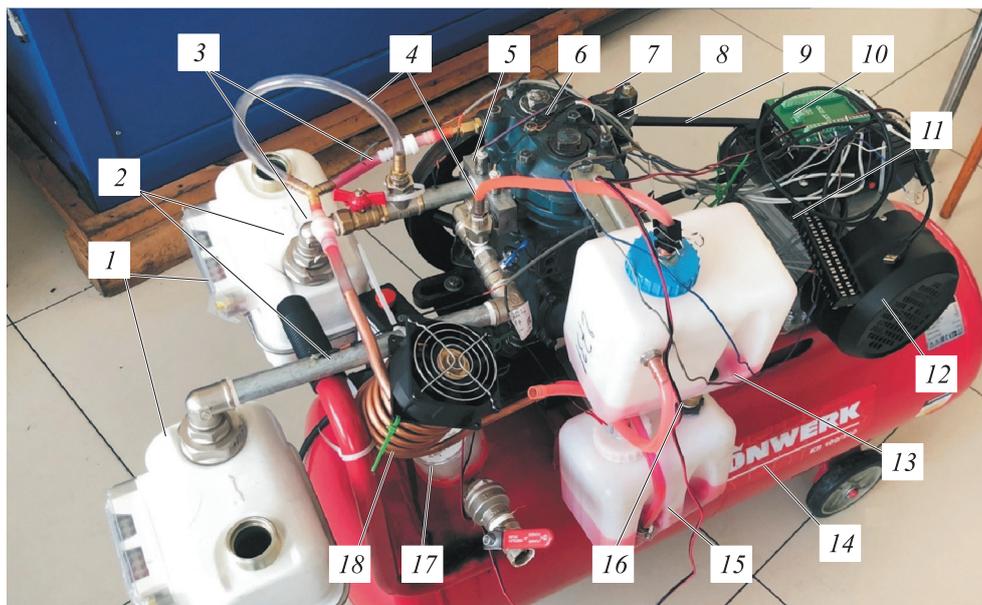


Рис. 4. Общий вид экспериментального стенда:

- 1 — расходомеры газа на всасывании; 2 — линии всасывания; 3 — обратные клапаны системы охлаждения; 4 — трубопровод, соединяющий полость всасывания с системой охлаждения; 5 — датчик давления; 6 — компрессор; 7 — датчик температуры; 8 — линия нагнетания; 9 — ременная передача; 10 — аналого-цифровой преобразователь; 11 — блок соединения датчиков температуры; 12 — электродвигатель; 13 — мерный бак; 14 — ресивер; 15 — бак с ОЖ; 16 — линия соединения мерной емкости с баком; 17 — расходомер на нагнетании; 18 — охладитель

2 м; длина медного охладителя — 1,5 м; диаметр охладителя — 8 мм; диаметр проходного сечения обратного клапана — 10 мм; диаметр трубопроводов, соединяющих рубашку охлаждения с полостью всасывания, — 6 мм.

В ходе экспериментального исследования измеряли мгновенное и статическое давления, температуры всасываемого и нагнетаемого газа, теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы, расход газа и ОЖ, температуры ОЖ в различных точках гидросистемы.

Измерение мгновенного давления выполняли с помощью тензодатчиков PSE530-M5-1. Для регистрации сигналов от датчиков использовали аналого-цифровой преобразователь ZET 230, способный работать с четырьмя различными датчиками.

Основные результаты исследования и их обсуждение. Индикаторные диаграммы, снятые в рабочей полости рассматриваемой ПГЭМ при расходе ОЖ $Q_w = 200, 300, 400$ и 500 мл/мин приведены на рис. 5.

Анализ индикаторных диаграмм позволяет заключить следующее.

1. С увеличением расхода ОЖ происходит улучшение охлаждения сжимаемого газа и при-

ближение процесса сжатия к изотермическому. Зависимость технической работы, подводимой в процессе сжатия, от расхода ОЖ приведена на рис. 6, а. Эта работа определена по формуле (1). С ростом расхода ОЖ техническая работа, подводимая в процессе сжатия, становится меньше. Данная зависимость близка к линейной. При возрастании расхода ОЖ с 200 до

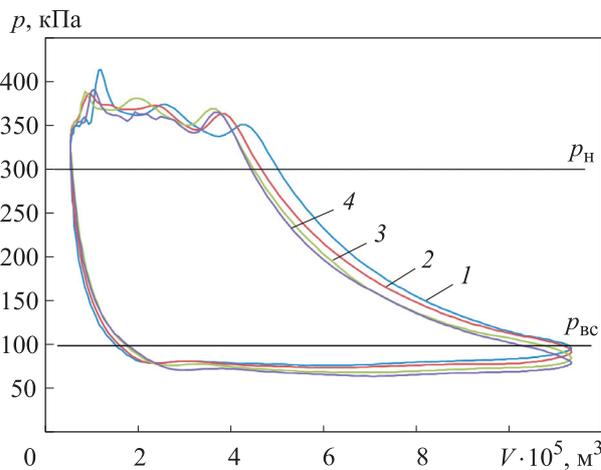


Рис. 5. Индикаторные диаграммы рабочей полости рассматриваемой ПГЭМ, полученные при расходе ОЖ $Q_w = 200$ (1), 300 (2), 400 (3) и 500 мл/мин (4)

500 мл/мин наблюдается уменьшение подводимой технической работы на 7,35 %.

2. В соответствии с проведенным теоретическим анализом рабочих процессов компрессора при улучшении охлаждения компримируемого газа происходит увеличение текущего давления в процессе нагнетания с улучшением его охлаждения и, соответственно, с повышением расхода ОЖ.

Зависимость потерь работы в процессе нагнетания, определенных по формуле (3), от расхода ОЖ показана на рис. 6, б. Здесь видно, что выдвинутые теоретические предположения полностью подтверждаются, и потери работы в процессе нагнетания с увеличением расхода ОЖ уменьшаются. При этом зависимость носит сложный нелинейный характер. Снижение потерь работы в процессе нагнетания при повышении расхода ОЖ с 200 до 500 мл/мин составляет около 30 %.

3. Техническая работа, возвращаемая в процессе расширения, с увеличением расхода ОЖ растет (рис. 6, в). На первый взгляд такая зависимость вступает в противоречие с рассмот-

ренной теорией рабочих процессов цикла компрессора при улучшении охлаждения компримируемого газа.

Это противоречие обусловлено тем, что при улучшении охлаждения компримируемого газа его начальная температура в процессе расширения становится меньше, и количество отводимой к стенкам рабочей камеры теплоты в первой фазе процесса расширения (когда температура газа выше, чем на поверхности рабочей камеры) уменьшается, а количество теплоты, подводимой во второй фазе процесса расширения (когда температура ниже, чем на поверхности рабочей камеры) к расширяющемуся газу, увеличивается.

Таким образом, при улучшении охлаждения компримируемого газа количество подводимой теплоты в процессе расширения возрастает. В этом случае показатель политропы процесса расширения уменьшается, и последний приближается к изотермическому (см. рис. 5).

Количество отводимой технической работы при расширении газа увеличивается. При воз-

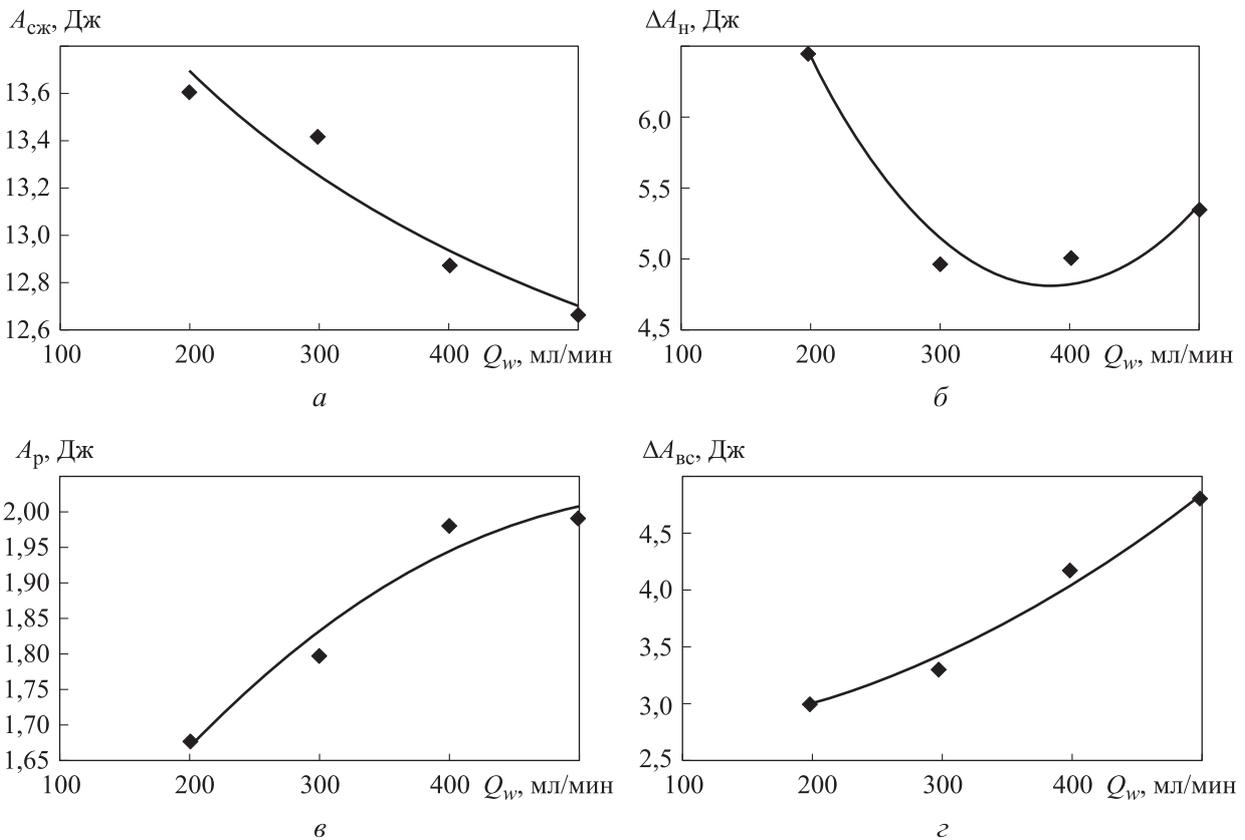


Рис. 6. Зависимости исследуемых параметров от расхода ОЖ Q_w :

a — технической работы, подводимой в процессе сжатия, $A_{сж}$; $б$ — потерь работы в процессе нагнетания ΔA_n ; $в$ — технической работы, отводимой в процессе расширения, A_p ; $г$ — потерь работы в процессе всасывания $\Delta A_{вс}$

◆ — результаты эксперимента; — — линия тренда

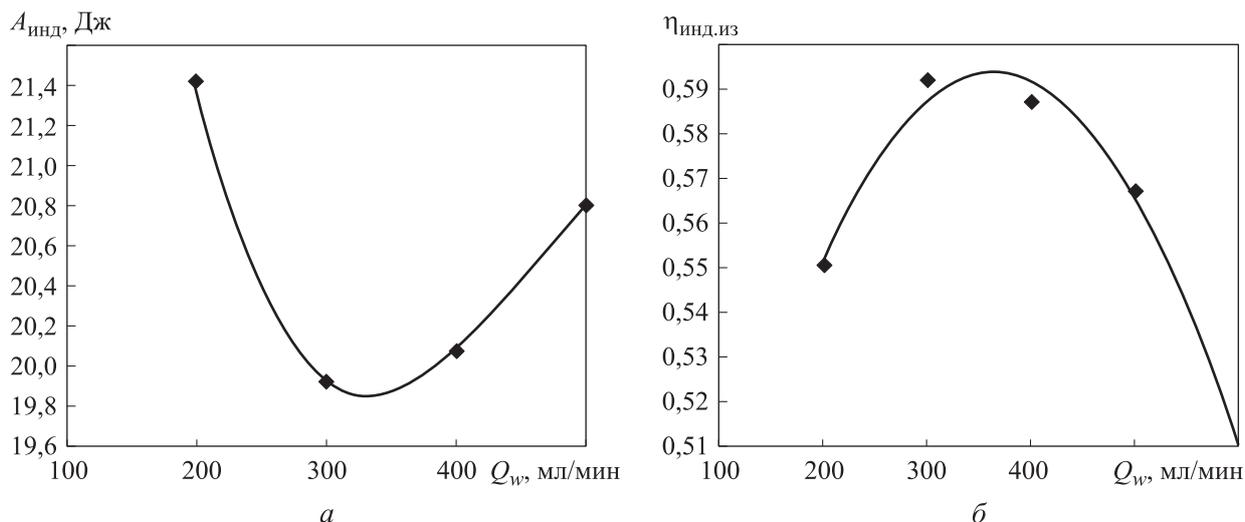


Рис. 7. Зависимости подводимой технической работы в цикле поршневого компрессора $A_{\text{инд}}$ (а) и индикаторного изотермического КПД $\eta_{\text{инд.из}}$ (б) от расхода ОЖ Q_w :

◆ — результаты эксперимента; — линия тренда

растании расхода ОЖ с 200 до 500 мл/мин количество отводимой теплоты в процессе расширения повышается на 17 %.

4. С ростом расхода ОЖ увеличиваются работа на ее прокачку через рубашку охлаждения и потери работы на всасывании компрессора вследствие повышения плотности газа, что однозначно приводит к возрастанию потерь работы в процессе всасывания исследуемой ПГЭМ (рис. 6, з). Эта зависимость близка к линейной, и увеличение потерь работы в процессе всасывания при возрастании расхода ОЖ с 200 до 500 мл/мин составляет около 40 %.

Таким образом, с ростом расхода ОЖ уменьшаются подводимая техническая работа в процессе сжатия и потери работы в процессе нагнетания, увеличиваются отводимая техническая работа в процессе расширения и потери работы в процессе всасывания. Это приводит к наличию минимума технической работы в диапазоне расхода ОЖ 300...400 мл/мин (рис. 7, а). Техническая работа в цикле компрессора снижается примерно на 6...8 %.

С ростом расхода ОЖ происходит уменьшение производительности компрессора и коэффициента его подачи. Это приводит к тому, что индикаторный изотермический КПД будет иметь максимум (рис. 7, б), значение которого

смещено в сторону меньшего расхода ОЖ. Его относительное увеличение находится в пределах 7 %.

Выводы

1. Разработана новая перспективная схема двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ с движением жидкости под действием разрежения на всасывании, создан опытный образец и доказана его работоспособность.

2. Проведены теоретическое и экспериментальное исследования влияния расхода ОЖ на рабочие процессы и подводимую работу. Установлено, что с ростом расхода ОЖ уменьшается подводимая работа в процессе сжатия, увеличивается отводимая работа в процессе разрежения, повышаются потери работы в процессе всасывания и снижаются потери работы в процессе нагнетания, что указывает на существование оптимума индикаторного КПД.

3. Индикаторные исследования подтвердили существование оптимума индикаторного изотермического КПД при расходе ОЖ 300...400 мл/мин. Причем увеличение индикаторного изотермического КПД находится в пределах 7 %.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Москва, Колосс, 2006. 397 с.
- [2] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1969. 744 с.

- [3] Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.
- [4] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 319 с.
- [5] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В., Ходорева Е.В. *Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 368 с.
- [6] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Кайгородов С.Ю., Кузеева Д.А. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат. *Вестник машиностроения*, 2015, № 12, с. 15–19.
- [7] Тегжанов А.С., Щерба В.Е., Носов Е.Ю. Разработка опытного образца бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины. *Вестник Иркутского государственного технического университета*, 2018, № 11, т. 22, с. 63–70.
- [8] Баженов А.М., Щерба В.Е., Шалай В.В., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением ступенчатого вида. *Вестник машиностроения*, 2019, № 2, с. 55–60.
- [9] Щерба В.Е., Парамонов А.М., Блинов В.Н., Суриков В.И., Носов Е.Ю., Тегжанов А.С. Сравнительный анализ охлаждения компримируемого газа в крейцкопфной и бескрейцкопфной поршневых гибридных энергетических машинах объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2019, № 9, с. 26–30.
- [10] Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Носов Е.Ю., Блинов В.Н., Храпский С.Ф. Сравнительный анализ массогабаритных показателей бескрейцкопфной и крейцкопфной поршневых энергетических машин объемного действия. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 9, с. 88–95, doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-88-95
- [11] Щерба В.Е., Шалай В.В., Кондюрин А.Ю., Носов Е.Ю., Баженов А.М., Лысенко Е.А., Болштынский А.П. Разработка и исследование экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины. *Вестник машиностроения*, 2019, № 8, с. 12–17.
- [12] 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.
- [13] Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Павлюченко Е.А., Кузеева Д.А., Лобов И.Э. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 15–19.
- [14] 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.
- [15] Щерба В.Е., Щербаков В.С., Галдин Н.С., Григорьев А.В., Труханова Д.А. Анализ влияния отношения давления нагнетания к давлению всасывания на характеристики поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 2, с. 22–26.
- [16] Щерба В.Е., Щербаков В.С., Галдин Н.С., Ведрученко В.Р., Григорьев А.В., Труханова Д.А. Анализ влияния угловой скорости вращения коленчатого вала на характеристики поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2018, № 3, с. 26–29.

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressor]. Vol. 1. Moscow, Koloss publ., 2006. 397 p.
- [2] Frenkel' M.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressor]. Leningrad, Mashinostroyeniye publ., 1969. 744 p.
- [3] Fotin B.S., Pirumov I.B., Prilutskiy I.K., Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressor]. Leningrad, Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye publ., 1987. 372 p.
- [4] Shcherba V.E. *Rabochiye protsessy kompressorov ob'yemnogo deystviya* [Working processes of volumetric compressors]. Moscow, Nauka publ., 2008. 319 p.

- [5] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V., Khodoreva E.V. *Nasos-kompressory. Rabochiy protsessy i osnovy proyektirovaniya* [Pump-compressors. Workflows and design basics]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2013. 368 p.
- [6] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaygorodov S.Yu., Kuzeyeva D.A. Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2015, no. 12, pp. 15–19 (in Russ.).
- [7] Tegzhanov A.S., Shcherba V.E., Nosov E.Yu. Razrabotka opytnogo obraztsa beskreytskopfnoy porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, vol. 22, no. 11, pp. 63–70 (in Russ.).
- [8] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Shalay V.V., Grigor'yev A.V., Kondyurin A.Yu. Mathematical modeling of the working processes of a piston hybrid energy machine of volumetric action with a slotted step seal. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2019, no. 2, pp. 55–60 (in Russ.).
- [9] Shcherba V.E., Paramonov A.M., Blinov V.N., Surikov V.I., Nosov E.Yu., Tegzhanov A.S. Comparative analysis of compressed gas cooling in crosshead and crosshead-free reciprocating hybrid volumetric power machines. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2019, no. 9, pp. 26–30 (in Russ.).
- [10] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S., Nosov E.Yu., Blinov V.N., Khrapskiy S.F. A Comparative Analysis of Mass-Dimensional Indicators of Crossheadless and Crosshead Piston Hybrid Energy Positive Displacement Machines. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 9, pp. 88–95 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-88-95
- [11] Shcherba V.E., Shalay V.V., Kondyurin A.Yu., Nosov E.Yu., Bazhenov A.M., Lysenko E.A., Bolshtyanskiy A.P. Development and research of an experimental sample of a piston hybrid energy machine. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2019, no. 8, pp. 12–17 (in Russ.).
- [12] Lobov I.E., Shcherba V.E. Development and calculation of a liquid cooling system for piston compressor based on utilization of gas pressure fluctuation on pumping. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2016, no. 4, pp. 19–24 (in Russ.).
- [13] Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Pavlyuchenko E.A., Kuzeyeva D.A., Lobov I.E. Analysis of fluid dynamics in piston hybrid energy machine with gas volume on suction. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2016, no. 4, pp. 15–19 (in Russ.).
- [14] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaigorodov S.Y., Kuzeeva D.A. Nonuniform delivery rates from multicylinder pumps. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 4, pp. 266–269, doi: 10.3103/S1068798X1604016X
- [15] Shcherba V.E., Shcherbakov V.S., Galdin N.S., Grigor'yev A.V., Trukhanova D.A. The analysis of influence of the attitude of pressure of forcing towards suction pressure upon characteristics of the piston hybrid power machine with a gas volume on an absorption. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2018, no. 2, pp. 22–26 (in Russ.).
- [16] Shcherba V.E., Shcherbakov V.S., Galdin N.S., Vedruchenko V.R., Grigor'yev A.V., Trukhanova D.A. The analysis of influence of an angular velocity of rotation of a bent shaft on characteristics of the piston hybrid power machine with a gas volume on an absorption. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2018, no. 3, pp. 26–29 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 05.09.2020

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).

ОВСЯННИКОВ Андрей Юрьевич — ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ovsyannikov.mail@gmail.com).

НОСОВ Евгений Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: nosovjon@mail.ru).

АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ab-yakovlev@yandex.ru).

КОРНЕЕВ Сергей Александрович — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: korsa_home@mail.ru).

КУДЕНЦОВ Владимир Юрьевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: kvu_om@mail.ru).

Information about the authors

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

OVSYANNIKOV Andrei Yurievich — Teaching Assistant, Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ovsyannikov.mail@gmail.com).

NOSOV Evgeniy Yurievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: nosovjon@mail.ru).

AVERYANOV Gennadiy Sergeevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Aircraft and Rocket Building Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ab-yakovlev@yandex.ru).

KORNEEV Sergei Aleksandrovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Basics of Mechanics Theory and Automatic Control. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: korsa_home@mail.ru).

KUDENTSOV Vladimir Yurievich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Aircraft and Rocket Building Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: kvu_om@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Овсянников А.Ю., Носов Е.Ю., Аверьянов Г.С., Корнеев С.А., Куденцов В.Ю. Анализ влияния интенсивности охлаждения двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машины с движением жидкости под действием разряжения при всасывании на рабочие процессы и индикаторный КПД. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 11, с. 62–72, doi: 10.18698/0536-1044-2020-11-62-72

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Ovsyannikov A.Y., Nosov E.Y., Averyanov G.S., Korneev S.A., Kudentsov V.Y. An Analysis of the Cooling Intensity Effect of a Two-Cylinder Single-Stage Piston Hybrid Power Machine with Fluid Flow Due to Vacuum at Suction on the Working Processes and Indicative Efficiency. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 11, pp. 62–72, doi: 10.18698/0536-1044-2020-11-62-72