Для цитирования *А.Ю. Ефимов, М.Н. Сарайкин, В.А. Ефимов, Е.В. Трошкин. Система охлаждения поршневого компрессора с импульсным потоком теплоносителя с последующим использованием тепла в системе горячего водоснабжения. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2020;47 (4):37-48. DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-4-37-48*
For citation: *A.Yu. Efimov, M. N. Saraikin, V.A. Efimov, E.V. Troshkin. Piston compressor cooling system with a pulsed flow of coolant with subsequent use of heat in the hot water supply system. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2020;47(4):37-48.(In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-4-37-48*

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ
POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING

УДК 629.5.035.5
DOI: 10.21822/2073-6185-2020-47-4-37-48

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА С ИМПУЛЬСНЫМ ПОТОКОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ С ПОСЛЕДУЮЩИМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛА В СИСТЕМЕ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

А. Ю. Ефимов, М.Н. Сарайкин, В.А. Ефимов, Е.В. Трошкин
Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва,
430005, г. Саранск, ул. Большевистская, д. 68, Россия

Резюме. Цель. *Большинство известных компрессоров используют механический привод от электродвигателя для достижения своей цели – перекачки необходимого потребителю количества сжатого воздуха. Во время работы любого компрессора прямого вытеснения выделяется большое количество тепла, которое вырабатывается как за счет трения движущихся частей блока, так и при сжатии воздуха.* ***Метод.*** *Предложена система охлаждения поршневого компрессора с импульсным потоком теплоносителя с последующим использованием тепла в системе ГВС при помощи пластинчатого теплообменника, зарекомендовавшего себя своей компактностью и эффективностью.* ***Результат.*** *С целью более глубокого отбора тепла в качестве типа движения нагреваемой линии был предложен импульсный поток, организованный при помощи ударного узла.* ***Вывод.*** *В качестве оценки системы было проведено сравнение с аналогичной системой со стационарным потоком, как по техническим параметрам (температура рубашки компрессора $t_{руб.}$; температура воздуха в ресивере $t_{возд}$; средняя тепловая мощность $N^{ср.}$; коэффициент теплопередачи K; объём воздуха, перекачиваемый за 1 цикл $V_{возд}$) так и по экономическим параметрам (время окупаемости установки по сравнению с аналогичной установкой со стационарным потоком $T_{ок}$).*

Ключевые слова: *охлаждение; температура; тепловая мощность, теплопередача; производительность*

PISTON COMPRESSOR COOLING SYSTEM WITH A PULSED FLOW OF COOLANT WITH SUBSEQUENT USE OF HEAT IN THE HOT WATER SUPPLY SYSTEM

A. Yu. Efimov, M. N. Saraikin, V. A. Efimov, E. V. Troshkin
National Research Ogarev Mordovia State University,
68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia

Abstract. Objective. *Most well-known compressors use a mechanical drive from an electric motor to achieve their goal – pumping the amount of compressed air required by the consumer. During the operation of any positive displacement compressor, a large amount of heat is released, which is generated both by the friction of the moving parts of the unit and by air compression.* ***Methods****. The article proposes a cooling system for a piston compressor with a pulsed flow of heat carrier followed by the use of heat in the domestic hot water system using a plate heat exchanger, which has proven to*

be compact and efficient. ***Results.*** *For deeper heat extraction, a pulse flow organized using a shock node was proposed as the type of movement of the heated line.* ***Conclusion****. As an evaluation of the system, a comparison was made with a similar system with a stationary flow both in terms of technical parameters (compressor jacket temperature $t_{jack.}$; air temperature in the receiver t_{air}; average heat output $N^{av.}$; heat transfer ratio K; air volume pumped per 1 cycle $V_{air.}$) and economic parameters (payback time of the installation in comparison with a similar installation with a stationary flow T_{pay}).*

Keywords*: cooling; temperature; heat output, heat transfer; efficiency*

Введение. Охлаждение – один из важных аспектов работы компрессора. Оно влияет как на срок службы агрегата, так и на производительность. По этой причине важную роль в данном процессе играет охладитель [1,2]. В большинстве случаев в роли теплового агента, отбирающего тепло, выступает окружающий воздух [3]. К сожалению, данный вариант неэффективен и неэкономичен по причинам неиспользования отводящего тепла и постепенного нагревания самого охладителя. Однако при выборе воды в качестве охладителя открывается возможность передачи тепла исходной воде для системы ГВС при помощи пластинчатого теплообменника, что исключает оба недостатка воздушного охлаждения [4].

Постановка задачи. Цель данной статьи – разработать систему охлаждения поршневого компрессора с импульсным потоком теплоносителя и последующим отбором тепла для системы ГВС [5]. В ходе разработки предстаёт выбор между двумя типами потока системы ГВС: импульсный или стационарный.

Первый подразумевает подачу воды небольшими порциями с определенной периодичностью [6]. Это позволяет добиться высокого коэффициента теплопередачи, а также небольшого расхода воды. Недостатком данной организации потока является необходимость установки ударного узла [7,8]. Стационарный режим – это организация воды ламинарным потоком. Из достоинств – система не требует дополнительных устройств. Недостаток – параметры теплообмена хуже, чем в импульсном потоке.

Для решения данной дилеммы разработана установка, позволяющая провести процесс охлаждения, как в импульсным, так и в стационарном режимах с целью их дальнейшего технического и экономического сравнения.

Методы исследования. Схема охлаждения поршневого компрессорной станции с пластинчатым теплообменником и ударным узлом представлена на рис. 1.

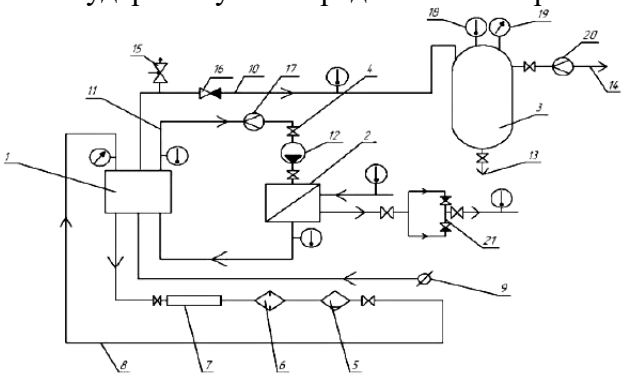

Рис. 1.Схема охлаждения поршневого компрессорной станции с пластинчатым теплообменником и ударным узлом
Fig.1. The cooling system of a reciprocating compressor station with plate heat exchanger and the shock node

Условные обозначения рис. 1: 1 Компрессор ЗИЛ-130 2-цилиндровый; 2 Пластинчатый теплообменник; 3 Ресивер; 4 Вентиль; 5– Масловодоотделитель; 6 Фильтр; 7 Масленый картер; 8 Масленый трубопровод; 9 Всасывающий трубопровод; 10 Система сжатого воздуха; 11 Система охлаждения; 12 Циркуляционный насос; 13 Слив конденсата; 14 Магистраль подачи сжатого воздуха; 15 Пусковой, разгрузочный клапан; 16 Обратный клапан; 17 Водомер; 18 Датчик температуры; 19 Датчик давления; 20 Расходомер сжатого воздуха; 21 Ударный узел.

Legend fig. 1: 1 Compressor ZIL-130 2-cylinder; 2 Plate heat exchanger; 3 Receiver; 4 Valve; 5 Oil-water separator; 6 Filter; 7 Oil sump; 8 Oil pipeline; 9 Suction pipeline; 10 Compressed air system; 11 Cooling system; 12 Circulation pump; 13 Condensate drain; 14 Compressed air supply line; 15 starting, unloading valve; 16 Check valve; 17 Water meter; 18 Temperature sensor; 19 Pressure sensor; 20 Compressed air flow meter; 21 Impact node.

Поршневая компрессорная станция работает следующим образом. При работе компрессора 1 атмосферный воздух поступает через всасывающий трубопровод 9. Пусковой разгрузочный клапан 15 и обратный клапан 16 предназначены для облегчения запуска поршневого компрессора. Из компрессора 1 сжатый воздух передаётся по трубопроводу сжатого воздуха 10 в ресивер 3. Далее сжатый воздух по магистрали подачи сжатого воздуха 14 подаётся потребителю. В ресивере стоит датчик давления и датчик температуры. Они служат для мониторинга свойств сжатого воздуха. Для выхода конденсата в ресивере предусмотрен трубопровод 13.

При работе компрессора 1 выделяется большое количество тепла при возвратно-поступательном движении поршня. Если данное тепло не отводить от компрессорной установки, то будет происходить его перегрев, и будет снижаться его производительность. Для охлаждения компрессора применяется пластинчатый теплообменник 2, в котором жидкость из компрессора по трубопроводу системы охлаждения 11 проходит через теплообменник, где охлаждается, затем возвращается в компрессор для отбора ещё одной порции тепла.

Это предоставляет возможность использовать отведённое тепло для нагрева воды для технологических нужд предприятия, тем самым экономить энергию на нагрев воды. Циркуляция жидкости в системе охлаждения происходит за счёт циркуляционного насоса 4. Замеры температуры при выходе жидкости из компрессора и при выходе жидкости из теплообменника происходит датчиком температуры.

При работе компрессорной установки необходима система смазки трущихся деталей. Циркуляция смазки происходит по масленому трубопроводу 8. При циркуляции масло проходя через компрессор, в этот период масло забирает на себя влагу, в его составе появляются механические примеси и для этого предусмотрены фильтр 6, масловодоотделитель 5 и масленый картер 7.

На рис. 1 жидкость, забирающая тепло у компрессора, охлаждалась посредством исходной воды системы ГВС.

Снаружи аппарат теплоизолирован. В расчете далее условно принято, что теплоизоляция обеспечивает абсолютное отсутствие теплообмена между наружной пластиной и окружающей средой.

Запуск установки в импульсном и стационарном режимах и обработка результатов. Перед пуском установки перекрывается кран подогрева исходной воды системы ГВС для более быстрого выхода компрессора на рабочую нагрузку. Далее запускается компрессорная установка (КУ). Через 28 минут открывается кран подогрева исходной воды системы ГВС и начинается охлаждение КУ. Данные снимаются каждые 2 минуты с 28-й минуты включительно. Установка работает ещё 8 минут.

Отличия принципа работы установки в импульсном режиме [9] от принципа работы в стационарном режиме заключается в том, что в первом случае включен ударный узел 21, создающий турбулентный поток жидкости.

Обсуждение результатов. Результаты работы [10] занесены в табл. 1 и показаны на рис. 2-3.

Снижение расхода исходной воды системы ГВС $G^{нагр.}$ при переходе со стационарного режима на импульсный, %

$$\Delta_{G^{нагр.}_{ср.}} = \frac{G^{нагр.}_{ср.имп.} - G^{нагр.}_{ср.стац.}}{G^{нагр.}_{ср.стац.}} \cdot 100\%$$

где $G^{нагр.}_{ср.имп.}$ – средний расход воды в нагреваемом контуре в импульсном режиме, *кг/с* $(G^{нагр.}_{ср.имп.} = 0{,}147 кг/с)$;

$G^{нагр.}_{ср.стац..}$ – средний расход воды в нагреваемом контуре в стационарном режиме, *кг/с* $(G^{нагр.}_{ср.стац.} = 0{,}199 кг/с)$;

$$\Delta_{G_{ср.}^{нагр.}} = \frac{0{,}147 - 0{,}199}{0{,}199} \cdot 100\% = 26{,}1\%$$

Таблица 1. Результаты работы
Table 1. The results

Время эксперимента, *мин* The time of experiment, *min*	Температура греющего теплоносителя Temperature of the heating medium		Температура нагреваемого теплоносителя Temperature of the heated coolant		Расход теплоносителя Coolant flow		Показатели воздуха после компрессора Indicators of the air after the compressor		Температура рубашки компрессора $t_{руб.}$, ^oC The temperature of the shirt of the compressor $t_{руб.}$, ^oC
	на входе $t_{вх.}^{гр.}$, ^oC on input $t_{вх.}^{гр.}$, ^oC	на выходе $t_{вых.}^{гр.}$, ^oC on output $t_{вых.}^{гр.}$, ^oC	на входе $t_{вх.}^{нагр.}$, ^oC on input $t_{вх.}^{нагр.}$, ^oC	на выходе $t_{вых.}^{нагр.}$, ^oC on output $t_{вых.}^{нагр.}$, ^oC	греющего $G^{гр.}$, *кг/с* heating $G^{гр.}$, *kg/s*	нагреваемого $G^{нагр.}$, *кг/с* heated $G^{нагр.}$, *kg/s*	Температура $t_{возд}$, ^oC Temperature $t_{возд}$, ^oC	Влажность $\varphi_{возд}$, % Humidity $\varphi_{возд}$, %	
Стационарный поток Stationary flow									
28	12,94	9,5	9	10.13	0,0689	0,1947	48,2	16	63
30	12,94	9,44	9	10,15	0,0645	0,1999	44,1	15	58,5
32	12,94	9,25	9	10,16	0,0636	0,2	40,5	13	54,5
34	12,88	9,5	9	10,14	0,0699	0,2002	39,1	12	52
36	12,81	9,44	9	10,13	0,0666	0,2001	37,3	11	50
В среднем On average	-	-	-	-	-	0,199	-	-	-
Импульсный поток Impulse flow									
28	21,36	9,75	9	14,7	0,0633	0,1416	48,2	18	63
30	21,14	9,75	9	14,04	0,0583	0,1466	41,9	15	56
32	21,64	9,5	9	14,54	0,0616	0,15	39,5	13	53
34	21,39	9,31	9	14,39	0,0583	0,15	37,3	13	50
36	21,26	9,13	9	14,39	0,0583	0,1466	35,4	16	47
В среднем On average	-	-	-	-	-	0,147	-	-	-

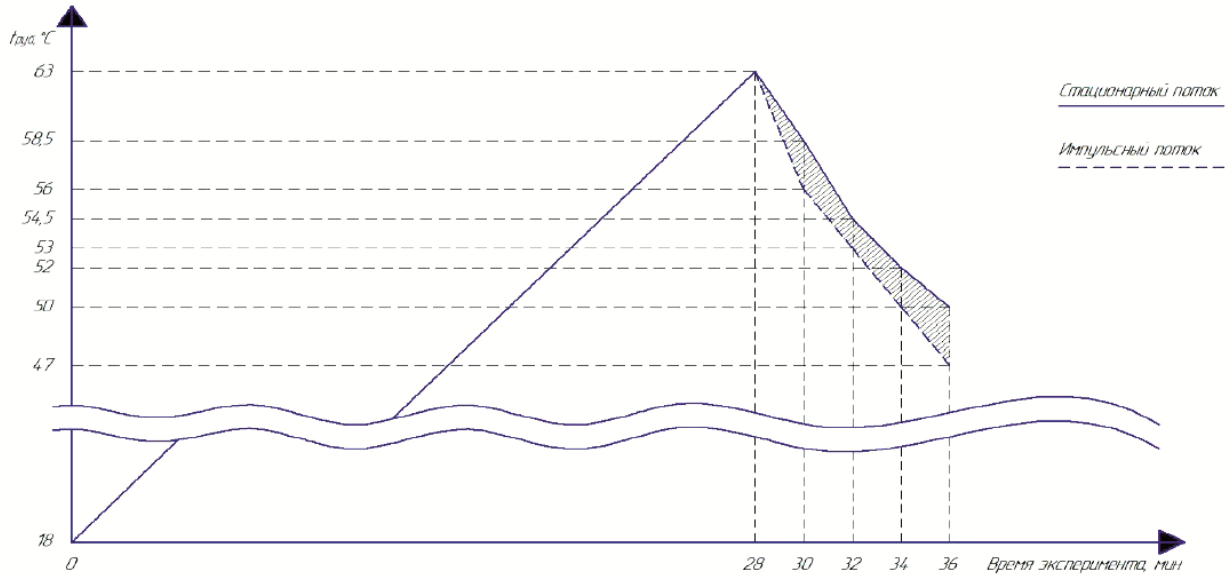

Рис.2. Температура рубашки компрессора
Fig.2. The temperature of the shirt of the compressor

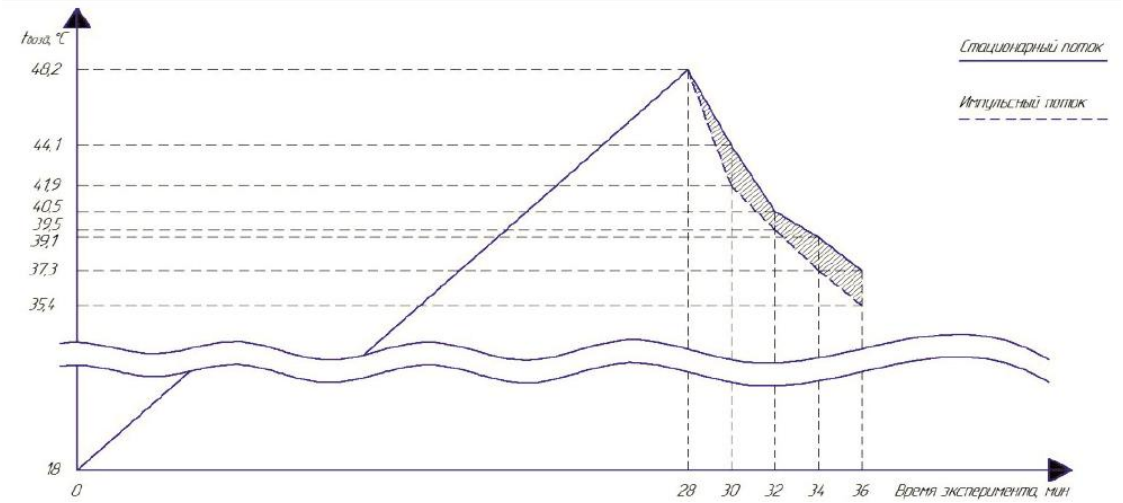

Рис.3. Температура воздуха в ресивере
Fig.3. The temperature of the air in the receiver

В результате мы видим, что температура рубашки снижается интенсивнее в системе в импульсном режиме, нежели в стационарном режиме. Также зафиксировано снижение расхода исходной воды системы ГВС $\Delta_{G_{ср.}^{нагр.}}$ на 26,1% при переходе со стационарного режима на импульсный, что положительно сказывается на гидравлических показателях системы [11].

Оценим изменение теплового потока. Направление движения потоков – противоток.

Удельная теплоёмкость воды $c = 4190 \dfrac{Дж}{кг \cdot К}$

Диаметр греющего трубопровода (наружный $d_{нар}^{гр} = 0{,}02 м$; внутренний $d_{вн}^{гр} = 0{,}0175 м$).

Диаметр нагреваемого трубопровода (наружный $d_{нар}^{нагр} = 0{,}089 м$; внутренний $d_{вн}^{нагр.} = 0{,}0865 м$).

Коэффициент теплопроводности стенки трубы $\lambda_{ст.} = 45 \dfrac{Вт}{м \cdot К}$.

Отданная тепловая мощность линией охладителя, *Вт*

$$N_1 = G^{гр.} \cdot c \cdot (t_{вх.}^{гр.} - t_{вых.}^{гр.})$$

где $t_{вх.}^{гр.}$ – температура воды на входе для греющей среды, ^oC;

$t_{вых.}^{гр.}$ – температура воды на выходе для греющей среды, ^oC;

$G^{гр.}$ – расход воды для греющей среды, *кг/с*;

c – теплоёмкость воды, *Дж/кг К*.

$$N_1 = 0{,}0689 \cdot 4190 \cdot (12{,}94 - 9{,}5) = 993{,}097 Вт$$

Передаваемая тепловая мощность исходной воде системы ГВС, *Вт*

$$N_2 = G^{нагр.} \cdot c \cdot (t_{вых.}^{нагр.} - t_{вх.}^{нагр.})$$

где $t_{вых.}^{нагр.}$ – температура воды на выходе для нагреваемой среды, ^oC;

$t_{вх.}^{нагр.}$ – температура воды на входе для нагреваемой среды, ^oC;

$G^{нагр.}$ – расход воды для нагреваемой среды, *кг/с*;

$$N_2 = 0{,}1947 \cdot 4190 \cdot (10{,}13 - 9) = 921{,}8 Вт$$

Для импульсного режима расчет аналогичный. Коэффициент теплопередачи K рассчитали по стандартной методике.

Результаты расчётов занесли в табл. 2.

Таблица 2. Результаты теплового анализа
Table 2. The results of thermal analysis

Время эксперимента, *мин* The time of experiment, *min*	Отданная тепловая мощность линией охладителя N_1, *Вт* Heat output from the cooler line N_1, *W*	Передаваемая тепловая мощность исходной воде для системы ГВС N_2, *Вт* Heat power transferred to the source water for the DHW system N_2, *W*	Средняя тепловая мощность $N^{ср.}$, *Вт* *Average heat output* $N^{ср.}$, *W*	Коэффициент теплопередачи K, *Вт/м² К* Heat transfer coefficient K, *W/m² К*
Стационарный поток Stationary flow				
28	993,097	921,8461	957,472	147,6153
30	945,8925	963,2182	954,555	149,3709
32	983,326	972,08	977,703	149,6172
34	989,9378	956,2753	973,107	150,7281
36	940,412	947,4135	943,913	149,9063
В среднем On average	-	-	961,35	149,358
Импульсный поток Impulse flow				
28	3351,703	3381,866	3366,784	154,6266
30	3125,929	3096,298	3111,113	152,0688
32	3135,514	3480,95	3308,232	152,8791
34	3603,802	3386,091	3494,946	154,6663
36	3486,574	3198,541	3342,558	154,3375
В среднем On average			3324,726	153,7151

Увеличение тепловой мощности $N^{ср.}$ при переходе со стационарного режима на импульсный, %

$$\Delta_N = \frac{N^{ср.}_{имп.} - N^{ср.}_{стац.}}{N^{ср.}_{стац.}} \cdot 100\%$$

где $N^{ср.}_{имп.}$ – средняя тепловая мощность в импульсном режиме, *Вт* $(N^{ср.}_{имп.} = 3324{,}726 Вт)$;

$N^{ср.}_{стац.}$ – средняя тепловая мощность в стационарном режиме, *Вт* $(N^{ср.}_{стац.} = 961{,}35 Вт)$;

$$\Delta_N = \frac{3324{,}726 - 961{,}35}{961{,}35} \cdot 100\% = 245\%$$

Увеличение коэффициента теплопередачи *K* при переходе со стационарного режима на импульсный, %

$$\Delta_N = \frac{K^{ср.}_{имп.} - K^{ср.}_{стац.}}{K^{ср.}_{стац.}} \cdot 100\%$$

где $K^{ср.}_{имп.}$ – средний коэффициент теплопередачи в импульсном режиме, *Вт/м* ^{2}*К* $(K^{ср.}_{имп.} = 153{,}7151 Вт/м^2 \cdot K)$;

$K^{ср.}_{стац.}$ – средний коэффициент теплопередачи в стационарном режиме, *Вт/м*^{2} *К* $(K^{ср.}_{стац..} = 149{,}358 Вт/м^2 \cdot K)$;

$$\Delta_N = \frac{153{,}7151 - 149{,}358}{149{,}358} \cdot 100\% = 2{,}92\%$$

В результате теплового анализа зафиксирован рост тепловой мощности в 3,45 раза, а также увеличение коэффициента теплопередачи на 2,92%, что говорит нам о том, что отбор тепла при импульсной подаче происходит более качественно, чем при стационарном потоке [12,13].

Оценим влияние снижения температуры воздуха после компрессора $t_{возд}$ и температуры рубашки $t_{руб.}$ на объём воздуха, нагнетаемый за 1 цикл $V_{возд}$.

Объём воздуха, нагнетаемый за 1 цикл (30 секунд), *л*

$$V_{возд} = \frac{0{,}25 \cdot Q_к \cdot p_1 \cdot T_{руб.}}{f_{\max} \cdot (p_u - p_l) \cdot T_{возд}}$$

где $Q_к$ – паспортная производительность компрессора, *л/с* $(Q_к = 3{,}5 л/с)$;

p_1 – давление на входе в компрессор, *бар* $(p_1 = 1 бар)$;

$(p_u - p_l)$ – заданная разность нагрузки и разгрузки компрессора, *бар* $((p_u - p_l) = 2 бар)$;

$f_{\max}$ – максимальная частота $(f_{\max} = 1 цикл / 30 секунд)$;

$T_{руб.}$ – температура рубашки компрессора, *К*;

$T_{возд}$ – температура воздуха на выходе из компрессора, *К*.

$$V_{возд} = \frac{0{,}25 \cdot 3{,}5 \cdot 1 \cdot 321{,}2}{1/30 \cdot 2 \cdot 336} = 12{,}547 л$$

Для импульсного режима расчёт аналогичный [14]. Результаты занесены в табл. 3 и показаны на рис. 4.

Увеличение объёма воздуха, нагнетаемого за 1 цикл (30 секунд) $V_{возд}$ при переходе со стационарного режима на импульсный, %

$$\Delta_{возд} = \frac{V_{имп.}^{возд} - V_{стац.}^{возд}}{V_{стац.}^{возд}} \cdot 100\%$$

где $V_{имп.}^{возд}$ – объём воздуха, нагнетаемый за 1 цикл в импульсном режиме работы установки, *л* $(V_{имп.}^{возд} = 12{,}649 л)$;

$V_{стац.}^{возд}$ – объём воздуха, нагнетаемый за 1 цикл стационарном режиме работы установки, *л* $(V_{стац.}^{возд} = 12{,}609 л)$;

$$\Delta_{возд} = \frac{12{,}649 - 12{,}609}{12{,}609} \cdot 100\% = 0{,}32\%$$

Таблица 3. Результаты расчёта производительности
Table 3. The results of the performance calculation

Время эксперимента, *мин* The time of experiment, *min*	Объём воздуха, перекачиваемый за 1 цикл (30 секунд), $V_{возд}$, *л Volume of air pumped in 1 cycle (30 seconds)*, $V_{возд}$, *l*
Стационарный поток Stationary flow	
28	12,547
30	12,555
32	12,564
34	12,604
36	12,609
Импульсный поток Impulse flow	
28	12,547
30	12,563
32	12,581
34	12,609
36	12,649

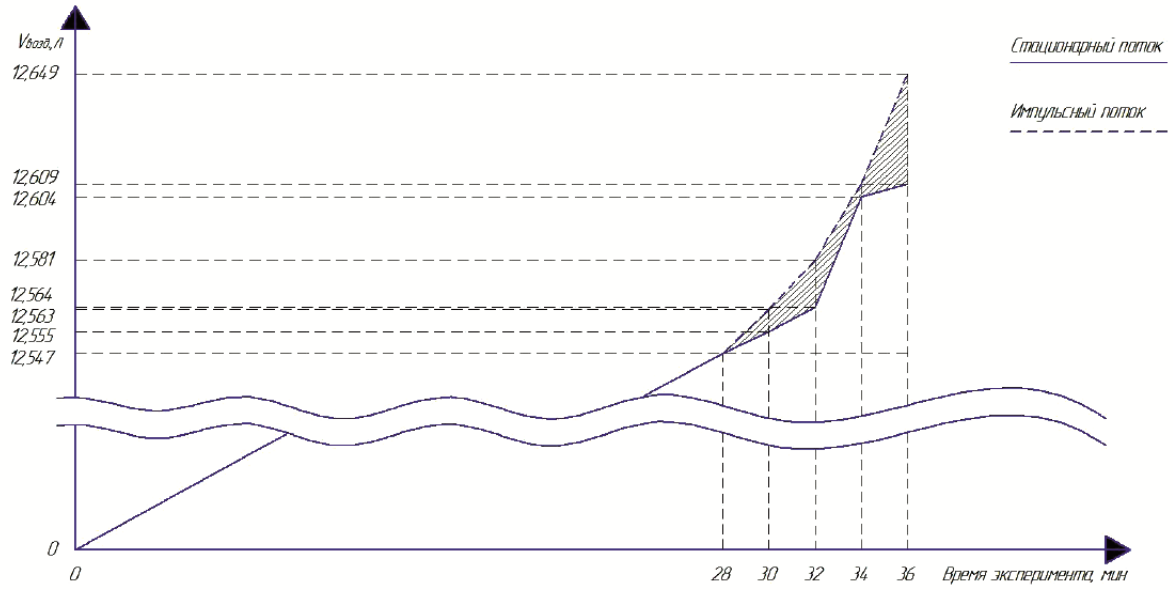

Рис.4. Объём воздуха, перекачиваемый за 1 цикл (30 секунд)
Fig.4. Volume of air pumped in 1 cycle (30 seconds)

Итогом анализа производительности систем стало то, что при переходе со стационарного на импульсный режим происходит увеличение объёма воздуха нагнетаемого за 1 цикл на 0,32% [15,16].

Произведём оценку окупаемости системы с импульсным потоком по сравнению с аналогичной системой со стационарным потоком.

Время окупаемости системы, *ч*

$$T_{ок} = \frac{S}{\Theta_ч}$$

где S – затраты на изготовление ударного узла, *руб.* ($S = 1500\,руб.$);

$\Theta_ч$ – часовой экономический эффект, *руб/ч*.

$$\Theta_ч = \Theta_ч^T + \Theta_ч^Э$$

где $\Theta_ч^T$ – часовой экономический эффект за счёт увеличения величины теплового потока, *руб/ч*.;

$$\Theta_ч^T = \left(Q_{имп.} - Q_{стац.} - Q'_{стац.}\right) \cdot 2{,}3885 \cdot 10^{-10} \cdot Ст^T$$

где $Ст^T$ – тарифная ставка на тепловую энергию, *руб./Гкал* ($Ст^T = 1813{,}8\,руб/Гкал$);

$Q_{имп.}$ – тепловая энергия, переданная нагреваемой линии за 1 час в импульсном режиме, *Дж*;

$$Q_{имп.} = N_{имп.}^{ср.} \cdot T$$

где $N_{имп.}^{ср.}$ – средняя тепловая мощность в импульсном режиме, *Вт* $\left(N_{имп.}^{ср.} = 3324{,}726\,Вт\right)$;

T – время, *с* ($T = 1ч = 3600с$);

$$Q_{имп.} = 3324{,}726 \cdot 3600 = 11969013{,}6\,Дж$$

$Q_{стац.}$ – тепловая энергия, переданная нагреваемой линии за 1 час в стационарном режиме, *Дж*;

$$Q_{стац.} = N_{стац.}^{ср.} \cdot T$$

где $N_{стац.}^{ср.}$ – средняя тепловая мощность в импульсном режиме, *Вт* $\left(N_{имп.}^{ср.} = 961{,}35 Вт\right)$;

$$Q_{стац.} = 961{,}35 \cdot 3600 = 3460860 Дж$$

$Q'_{стац.}$ – дополнительная тепловая энергия, переданная нагреваемой линии за разницу времени работы в стационарном и импульсном режимах для перекачки рабочего значения объёма воздуха в ресивере, *Дж*.

$$Q'_{стац.} = N_{стац.}^{ср.} \cdot \Delta T$$

где ΔT – разница времени работы в стационарном и импульсном режимах для нагнетания рабочего значения объёма воздуха в ресивере, *с*;

$$\Delta T = \frac{\dfrac{V_{возд}^{имп.}}{T_{цикл}} \cdot T}{\dfrac{V_{возд}^{стац.}}{T_{цикл}} \cdot T} - T$$

где $V_{возд}^{имп.}$ – объём воздуха, нагнетаемый за 1 цикл (30 секунд) импульсном режиме работы установки, *л* $\left(V_{возд}^{имп.} = 12{,}649 л\right)$;

$V_{возд}^{стац..}$ – объём воздуха, нагнетаемый за 1 цикл (30 секунд) в стационарном режиме работы установки, *л* $\left(V_{возд}^{стац.} = 12{,}609 л\right)$;

$T_{цикл}$ – время цикла, *с* $\left(T_{цикл} = 30 с\right)$.

$$\Delta T = \frac{\dfrac{12{,}649}{30} \cdot 3600}{\dfrac{12{,}609}{30} \cdot 3600} - 1 = 0{,}00317 ч = 11{,}412 с$$

$$Q'_{стац.} = 961{,}35 \cdot 11{,}412 = 10970{,}9 Дж$$

$$\Theta_{ч}^{T} = \left(11969013{,}6 - 3460860 - 10970{,}9\right) \cdot 2{,}3885 \cdot 10^{-10} \cdot 1813{,}8 = 3{,}6812 руб/ч$$

$\Theta_{ч}^{Э}$ – часовой экономический эффект за счёт увеличения объёма нагнетаемого воздуха, *руб/ч*.

$$\Theta_{ч}^{Э} = \Delta T \cdot N_{к} \cdot Ст^{Э}$$

где $N_{к}$ – потребляемая электрическая мощность электродвигателем компрессора, *кВт* $\left(N_{к} = 2{,}1 кВт\right)$;

$Ст^{Э}$ – тарифная ставка на электроэнергию, $руб/кВт \cdot ч$ $\left(Ст^{Э} = 6{,}586 руб/кВт \cdot ч\right)$;

$$\Theta_{ч}^{Э} = 0{,}00317 \cdot 2{,}1 \cdot 6{,}586 = 0{,}0438 руб/ч$$

$$\Theta_{ч} = 3{,}6812 + 0{,}0438 = 3{,}725 руб/ч$$

$$T_{ок} = \frac{1500}{3{,}725} = 402{,}68 ч$$

Доля экономического эффекта за счёт увеличения величины теплового потока, %

$$\Delta_{\Theta_{ч}^{T}} = \frac{\Theta_{ч}^{T}}{\Theta_{ч}} \cdot 100\%$$

$$\Delta_{\Theta_{ч}^{T}} = \frac{3{,}6812}{3{,}725} \cdot 100\% = 98{,}82\%$$

Доля экономического эффекта за счёт увеличения нагнетаемого объёма нагнетаемого воздуха, %

$$\Delta_{\Theta_ч^T} = \frac{\Theta_ч^э}{\Theta_ч} \cdot 100\%$$

$$\Delta_{\Theta_ч^T} = \frac{0{,}0438}{3{,}725} \cdot 100\% = 1{,}18\%$$

Рис.5. Влияние различных типов экономии в общем экономическом эффекте
Fig.5. The effect of different types of savings in total economic impact

Подведя итог экономического анализа, можно сделать вывод о том, что система окупается за 402,68 *ч*. Основной вклад несёт увеличение величины теплового потока (его доля 98,82%), остаток уходит на увеличение объёма нагнетаемого воздуха (1,18%).

Вывод. В ходе оценки результатов работы установки в двух режимах было выявлено следующее:

1. Охлаждение рубашки компрессора происходит интенсивнее в импульсном режиме, нежели в стационарном. В таком случае компрессор будет меньше подвержен тепловым расширениям корпуса, т. е. будет иметь более длительный срок службы.
2. Зафиксировано снижение расхода исходной воды для системы ГВС $\Delta_{G_{ср.}^{нагр.}}$ на 26,1% при переходе со стационарного режима на импульсный. Такое изменение снижает затраты на исходную воду, а также требуемый диаметр трубопровода, что в свою очередь уменьшает гидравлические потери и нагрузку на насос исходной воды.
3. Отмечен рост передаваемой тепловой мощности в 3,45 раза, а также увеличение коэффициента теплопередачи на 2,92% при переходе со стационарного режима на импульсный. Данная тенденция положительно сказывается на экономичности компрессора, в связи с тем, что уменьшается сброс тепла в окружающую среду.
4. При работе установки в импульсном режиме происходит увеличение объёма воздуха нагнетаемого за 1 цикл на 0,32%, что повышает как реальную производительность самой компрессорной установки, так и качество рабочего агента.
5. Установка ударного узла окупает себя за 402,68 *ч*, данная экономия характеризуется снижением потребления тепла и электричества, к примеру, на собственные нужды компрессорной станции.

Библиографический список:

1. Калинин Н. В. Компрессоры систем воздухоснабжения (СВС) / Н.В. Калинин, Ю.В. Яворовский, Е.В. Жигулина, М.В. Жаркова. М: Методическое пособие по курсу «Технологические энергоносители и энергосистемы промышленных предприятий», 2010. 31 с.
2. Кузнецов Ю. В. Поршневые компрессоры / Ю.В. Кузнецов, М.Ю. Кузнецов, А.А. Березий.–Екатеринбург: Сжатый воздух, 2012. 552 с.

3. Изобретение СССР № 315 791, 1971.10.01. Воронов Н.В. (RU), Козлов В.Я. (RU), Чипурин М.А. (RU) Поршневой компрессор с воздушным охлаждением// Изобретение СССР № 315 791. 1971.
4. Патент РФ № 2 603 498, 2016.11.27. Болштянский А.П. (RU), Щерба В.Е. (RU), Павлюченко Е.А. (RU), Кузеева Д.А. (RU), Носов Е.Ю. (RU) Поршневой компрессор с рубашечным охлаждением// Патент России № 2 603 498. 2016.
5. Анализ и оценка проблем систем горячего водоснабжения/А.Ю. Ефимов, В.А. Марков. Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. 2016. С. 167-173.
6. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М-Л.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1949. 108 с
7. Овсепян В. М. Гидравлический таран и таранные установки. М.:"Машиностроение", 1998. 124 с
8. Конструктивные особенности и оценка работы оборудования для импульсной подачи теплоносителя/А.П. Левцев, Е.С. Лапин, М.В. Бикунова, В.В. Салмин. Региональная архитектураи и строительство. 2018. № 4 (37). С. 151-158.
9. Импульсная циркуляция охлаждаемой среды для систем традиционного жидкостного охлаждения силовых полупроводниковых приборов /А.П. Левцев, А.Н. Макеев, С.Ф. Кудашев, Д. Хуижди. Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы. 2014. С.3-10.
10. Параметрическая диагностика технического состояния поршневых компрессоров/Д.В. Кузнецов, А.Ю. Ефимов. Энергоресурсосберегающие технологии и системы в АПК. 2003. С. 17-22.
11. Анализ возможности использования тепла поршневого компрессора /А.Ю. Ефимов, А.А Попов. – Современные наукоемкие технологии. 2018. № 6. С. 77-81.
12. Параманов А. М. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / А.Ю. Параманов, А.П. Стариков. Санкт-Петербург: Системы воздухоснабжения предприятий, 2011. 151 с.
13. Пульсирующий усиленный теплообмен /Х. Цянь, С.Ф. Кудашев, В.А. Плотников. Бюллетень науки и практики. 2019 . № 8. С. 70-80.
14. О режимах работы поршневых компрессоров при изменении атмосферных температуры и давления /Р.В. Вачугов, Л.Л. Моисеев. Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2004. № 3 (40). С. 62-66.
15. Проектирование систем воздухоснабжения и водоснабжения промышленных предприятий. Ефимов А.Ю., Ениватов А.В., Артемов И.Н. Учебное пособие / Саранск, 2014.
16. Влияние процесса внешнего охлаждения на рабочие параметры поршневого компрессора /М.В. Шамаров. Электронный научный журнал. 2017. № 2-1 (17). С. 209-216.

References:

1. Kalinin N. V. Kompressori sistem vosduhosnabzheniya (SVS) / N.V. Kalinin, Y.V. Yavorovskii, Ye.V. Zhigulina, M.V. Zharkova [The compressors of the air supply system (SVS). M: Methodological guide for the course " Technological energy carriers and power systems of industrial enterprises», 2010. 31 p. (In Russ)]
2. Kuznetsov Yu. V. Porshnevie kompressori / Yu.V. Kuznetsov, M.Yu. Kuznetsov, A.A. Berezii. [Reciprocating compressors. – Yekaterinburg: Compressed air, 2012. - 552 p. (In Russ)].
3. Izobretenie SSSR № 315 791, 1971.10.01. Voronov N.V. (RU), Kozlov V.Ya. (RU), Chipurin M.A. (RU) Porshnevoj kompressor s vozdushnym ohlazhdeniem [SU invention No. 315 791. Air-cooled reciprocating compressor / Voronov N.V., Kozlov V.Ya., Chipurin M.A 10/01/1971. (In Russ)]
4. Patent RF № 2 603 498, 2016.11.27. Bolshtyanskij A.P. (RU), Shcherba V.E. (RU), Pavlyuchenko E.A. (RU), Kuzeeva D.A. (RU), Nosov E.Yu. (RU) Porshnevoj kompressor s rubashechnym ohlazhdeniem [RF patent No. 2 603 498. Piston compressor with the cooling jacket / Bolshtyanskij A.P., Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Kuzeeva D.A., Nosov E.Yu. publ. 11/27/2016. (In Russ)]
5. Analiz i ocenka problem sistem goryachego vodosnabzheniya/A.Yu. Efimov, V.A. Markov. [Analysis and assessment of problems of hot water supply systems. Energy-efficient and resource-saving technologies and systems. 2016. pp. 167-173. (In Russ)].
6. Zhukovskii N. Ye. O gidravlicheskom udare v vodopropovodnich trubach[About hydraulic shock in water pipes.. – M-L.: State publishing house of technical and theoretical literature, 1949. 108 p. (In Russ)].
7. Ovsepyan Yu. V. Gidravlicheskii taran i tarannie ustanovki [The hydraulic RAM and RAM setup. – Moscow: "Mashinostroenie", 1998. 124 p. (In Russ)].
8. Konstruktivnye osobennosti i ocenka raboty oborudovaniya dlya impul'snoj podachi teplonositelya/A.P. Levcev, E.S. Lapin, M.V. Bikunova, V.V. Salmin. [Design features and performance evaluation of equipment for pulsed coolant supply. Regional architecture and construction. 2018. No. 4 (37). pp. 151-158. (In Russ)].
9. Impul'snaya cirkulyaciya ohlazhdaemoj sredy dlya sistem tradicionnogo zhidkostnogo ohlazhdeniya silovyh poluprovodnikovyh priborov /A.P. Levcev, A.N. Makeev, S.F. Kudashev, D. Huizhdi. [Pulse circulation of the cooled medium for traditional liquid cooling systems for power semiconductor devices. – Energy-efficient and resource-saving technologies and systems. 2014. pp. 3-10. (In Russ)].
10. Parametricheskaya diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya porshnevyh kompressorov/D.V. Kuznecov, A.Yu. Efimov. [Parametric diagnostics of the technical condition of reciprocating compressors. Energy-saving technologies and systems in agriculture. 2003. pp. 17-22. (In Russ)].

11. Analiz vozmozhnosti ispolzovaniya tepla porshnevogo kompressora/ A.Yu. Efimov, A.A. Popov. [Analysis of the possibility of using the heat of a reciprocating compressor. Modern high-tech technologies. 2018. no. 6. Pp. 77-81. (In Russ)].
12. Paramanov A. M. Sistemi otopleniya, ventilyacii i kondicionirovaniya vosduha/ A.Yu. Paramanov, A.P. Starikov. [Heating, ventilation and air conditioning systems. – Saint-Petersburg: Air supply systems of enterprises, 2011. 151 p. (In Russ)].
13. Pul'siruyushchij usilennyj teploobmen /H. Cyan', S.F. Kudashev, V.A. Plotnikov. [Pulsating enhanced heat transfer – Bulletin of science and practice. 2019. No. 8. pp. 70-80.].
14. O rezhimah raboty porshnevyh kompressorov pri izmenenii atmosfernyh temperatury i davleniya /R.V. Vachugov, L.L. Moiseev. [Modes of reciprocating compressors by changes in atmospheric temperature and pressure. Bulletin of the Kuzbass state technical University. 2004. No. 3 (40). pp. 62-66. (In Russ)].
15. Proektirovanie sistem vosduhosnabzheniya i vodosnabzheniya promishlennih predpriyatii/ Efimov A. Yu., Enivatov A. V., Artyomov I. N.. [Design of air supply and water supply systems for industrial enterprises. – Textbook / Saransk, 2014. (In Russ)].
16. Vliyanie processa vneshnego ohlazhdeniya na rabochie parametry porshnevogo kompressora /M.V. Shamarov. [Influence of the external cooling process on the operating parameters of the reciprocating compressor. Electronic scientific journal. 2017. No. 2-1 (17). pp. 209-216. (In Russ)].

Сведения об авторах:

Ефимов Александр Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетических систем, e-mail: Sem314@yandex.ru

Сарайкин Михаил Николаевич, студент-магистр Института механики и энергетики, e-mail: mihail.saraikin@inbox.ru

Трошкин Егор Владимирович, студент-магистр Института механики и энергетики, e-mail: waslonter@list.ru

Ефимов Вадим Александрович, студент-бакалавр Института механики и энергетики, e-mail: sokol.off2401032@gmail.com

Information about authors:

Alexander Yu. Efimov, Cand.Sci. (Technical), Assoc. Prof., Department of Heat and Power Systems, e-mail: Sem314@yandex.ru

Mikhail N. Saraikin, Master's student of the Institute of Mechanics and Energy, e-mail: mihail.saraikin@inbox.ru

Egor B.Troshkin, Master's student at the Institute of Mechanics and Power Engineering, e-mail: waslonter@list.ru

Vadim A. Efimov, Bachelor student of the Institute of Mechanics and Energy, e-mail: sokol.off2401032@gmail.com

Конфликт интересов.
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
Поступила в редакцию 06.11.2020.
Принята в печать 20.11.2020.

Conflict of interest.
The authors declare no conflict of interest.
Received 06.11.2020.
Accepted for publication 20.11.2020.