

СИСТЕМА РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ МОБИЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ НА ОСНОВЕ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

В. Л. Юша¹, Г. И. Чернов¹, Д. В. Рубцов², С. Л. Терентьев²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²ООО «ЭТАЛОН-Интех»,
Россия, 620144, г. Екатеринбург, ул. Московская, 195

В работе рассмотрена система рекуперации тепловых потерь компрессорной установки на основе АХМ. Проведён расчёт экономии затрат мощности на привод компрессора в результате использования этой системы. Показано, что экономия энергопотребления составляет 14,86 %. Также проведён параметрический анализ зависимости мощности, потребляемой компрессором, от давления раствора после насоса, концентрации раствора по хладагенту и доли массового расхода флегмы, возвращаемой из дефлегматора в генератор.

Ключевые слова: рекуперация тепловых потерь, компрессорная установка, абсорбционная холодильная машина, энергосбережение.

Введение

Компрессорная установка является технологическим агрегатом, в котором вся подведённая механическая энергия практически полностью преобразуется в теплоту, которая отводится в окружающую среду, либо в промежуточных и конечных холодильниках, либо в магистрали, подводящей компримированный газ к потребителю [1]. Преобразование этого отбросного тепла в механическую или электрическую энергию и возврат её обратно в установку с целью снижения затрат мощности на привод компрессорной установки является актуальной научно-технической задачей [2–11].

В данной работе исследуются возможности рекуперации тепла компрессорной установки с использованием абсорбционной холодильной машины. В основе этого способа лежит выражение для мощности адиабатного компрессора [1]

$$N_{K0} = \frac{k}{k-1} \cdot G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k-1}{\pi^k - 1} \right). \quad (1)$$

Из выражения (1) следует, что при сохранении постоянными расхода газа G и степени повышения давления ($\pi = const$) мощность, затрачиваемая на привод компрессора, может быть понижена за счёт понижения температуры сжимаемого газа на входе в компрессор T_0 (в этом выражении k — коэффициент адиабаты, а R — газовая постоянная сжимаемого газа).

Понижение температуры газа может обеспечиваться отводом от него тепла, который реализует абсорбционная холодильная машина (АХМ) [12]. При этом теплота, подводимая к холодильной машине для обеспечения её работы, отводится от компрессора.

В данной работе рассмотрен модернизированный цикл АХМ с ректификацией без дефлегматора,

повышенной кратностью циркуляции в генераторе; единым тепловым стоком в абсорбере после преобразователя — эжектора; при использовании рекуперации остаточного тепла источника и конденсации хладагента. Схема компрессорной установки с системой рекуперации тепловых потерь на основе АХМ с модернизированным циклом представлена на рис. 1.

На этой схеме Э — эжектор, А — абсорбер, Н — насос, К — конденсатор, Р — рекуператор, Д — дефлегматор, Г — генератор, Др — дроссель, Кр — компрессор, И — испаритель. Рабочим веществом АХМ является водоаммиачный раствор.

В точке 1 поток абсорбент (вода), обогащённый хладагентом (аммиак), разделяется на два потока — к рекуператору Р (точка 2) и конденсатору К, где происходит нагрев раствора хладагента и абсорбента. После Р (точка 4) и К (точка 3) потоки смешиваются и соединяются в точке 5, имея температуру жидкости, близкую к насыщению. Эта жидкость поступает в десорбер Д, где происходит разделение абсорбента и хладагента. Стекая по насадке, жидкий раствор обедняется хладагентом (аммиаком) и обогащается абсорбентом (водой), а хладагент в виде пара поднимается на верх десорбера и выводится в состоянии точки 8, поступая в конденсатор К.

Жидкий раствор, понизив концентрацию по хладагенту и обогатившись абсорбентом в точке 6, попадая в генератор, многократно циркулирует через него, выделяя пары хладагента в состоянии точки 7, а сам при этом частично уходит из десорбера Д на эжектор Э через точку 12.

Тепло в генераторе Г подводится от сжатого газа (сухого воздуха) в 4-х ступенях компрессора (точки 17, 21, 25 и 29). После генератора Г сжатый воздух охлаждается в рекуператоре (точки 19, 23, 27 и 31).

Отделённый концентрированный хладагент из точки 8, проходя через конденсатор К, полностью оживается до состояния насыщенной жидкости в точке 9 и дросселируется в дросселе Др. После

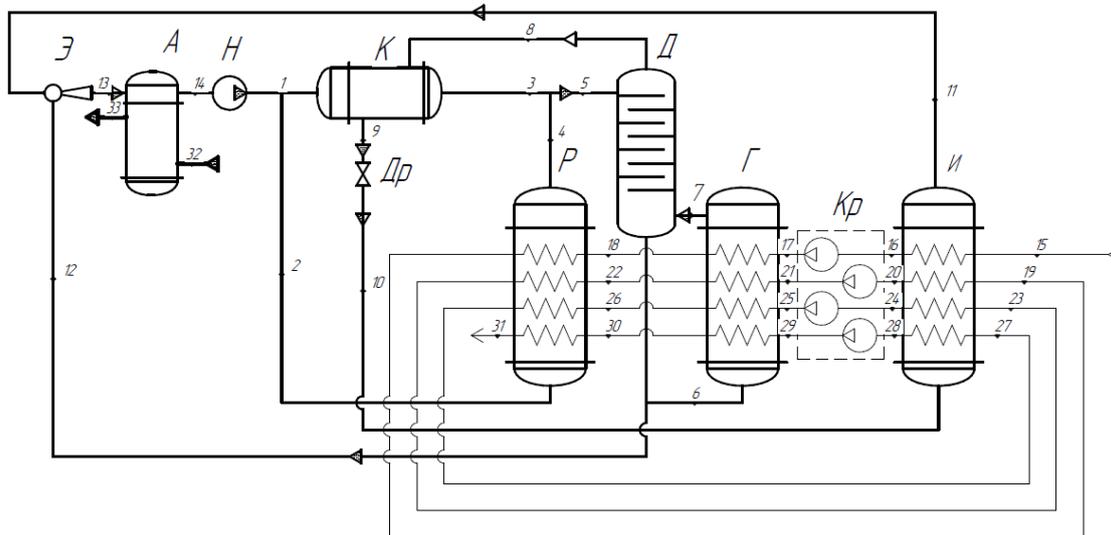


Рис. 1. Схема компрессорной установки с системой рекуперации тепловых потерь на основе АХМ с модернизированным циклом
 Fig. 1. The scheme of the compressor unit comprising the heat loss recovery system based on the ARM with a modernized cycle

этого поток принимает парожидкостное состояние. Этот поток в состоянии точки 10 подаётся в испаритель И, где происходит охлаждение воздуха (из точек 15, 19, 23 и 27) перед входами в ступени сжатия компрессора Кр.

После испарителя И хладагент, почти полностью испарившись в точке 11, поступает на поджигание в эжекторе Э за счёт расширения потока обеднённого по хладагенту горячего абсорбента из точки 12.

Повышенное давление парожидкостной смеси в точке 13 обеспечивает повышенное содержание хладагента в абсорбенте, что даёт возможность повышения его концентрации после отделения в десорбере Д. Т.е. при единой температуре окружающей среды возможно повышение концентрации хладагента в процессе насыщения абсорбента.

Из точки 13 поток входит в абсорбер, где снижается температура потока и отводится тепло абсорбции в окружающую среду в точке 14. Насыщенный крепкий раствор по хладагенту входит в насос и повышается его давление до состояния в точке 1. После чего цикл повторяется.

Методика расчёта

Объектом исследования является четырёхступенчатый центробежный турбокомпрессор со степенью сжатия в каждой ступени 3,65, при этом адиабатный КПД принят равным 75%. Производительность компрессора равна 65 т/ч. Потребляемая мощность его привода составила 13280 кВт. Расчёт произведён для температуры окружающего воздуха, равной 20 °С. Расчётные характеристики взяты из паспорта компрессора на производстве ДБО-2 ПАО «Нижекамскнефтехим», г. Нижнекамск.

При моделировании компрессорного агрегата вместо межступенчатых и конечного теплообменников установлены: испарители, генераторы и рекуператоры, входящие в состав абсорбционной холодильной машины (АХМ).

Раствор воды и аммиака после абсорбера при различных концентрациях при 30 °С определяет со-

стояние насыщения с соответствующим давлением. При снижении концентрации аммиака давление насыщения снижается (давление перед насосом).

После нагнетания насосом поток разделяется в соотношении $x/(1-x)$ соответственно на рекуператор и конденсатор. Это соотношение определяется материальным и тепловым балансами.

Независимыми параметрами являются: давление раствора после насоса; концентрация раствора по хладагенту λ , %; кратность циркуляции потока через термосифонный испаритель У.

При построении процесса приняты следующие допущения:

1. Температура крепкого раствора после рекуператора соответствует условию насыщения при давлении после насоса.

2. Гидравлические сопротивления аппаратов и коммуникаций, кроме десорбера, отсутствуют.

3. Смешанные потоки крепкого раствора после рекуператора и конденсатора имеют температуру несколько ниже температуры насыщения на бесконечно малую величину.

4. В качестве десорбера принята ректификационная колонна с условными 10-ю тарелками без дефлегматора. В качестве источника холода в данном случае выступает жидкий питательный поток крепкого раствора с температурой, близкой к состоянию насыщения.

5. Кубовая жидкость десорбера, выходя из него, делится в соотношении $Y/(1-Y)$ соответственно в направлении к генератору и на вывод обеднённого раствора к эжектору.

Математическая модель включает следующие уравнения:

1. Уравнения материального баланса для каждого аппарата, содержащие закон сохранения массы для всего раствора, а также законы сохранения массы для каждого компонента.

2. Уравнения энергетического баланса для каждого аппарата.

3. Уравнения состояния для раствора и для каждого его компонента.

Таблица 1 Результаты расчёта компрессорной установки с системой рекуперации тепловых потерь на основе AXM
Table 1. Calculation results of the compressor unit with the heat loss recovery system based on ARM

№ потока	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Паросодержание, % масс.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	100,00	100,00	100,00	14,13	97,90
Аммиак, % масс.	46,65	46,65	46,65	46,65	46,65	42,62	97,50	98,48	98,48	98,48	98,48
Вода, % масс.	53,35	53,35	53,35	53,35	53,35	57,38	2,50	1,52	1,52	1,52	1,52
Воздух, % масс.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Давление, кПа (абс.)	1550	1550	1550	1550	1550	1540	1540	1530	1530	291	291
Температура, °С	29,49	29,49	78,71	—	75,34	90,14	90,14	81,31	29,68	—9,23	24,55
Расход, кг/ч	119200	50000	50000	69200	119200	121800	11250	8609	8609	8609	8609
№ потока	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Паросодержание, % масс.	0,00	19,54	0,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Аммиак, % масс.	42,62	46,65	46,65	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Вода, % масс.	57,38	53,35	53,35	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Воздух, % масс.	0,00	0,00	0,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Давление, кПа (абс.)	1540	359	359	100	100	365	365	365	365	1332	1332
Температура, °С	90,14	48,05	29,31	20,00	1,00	165,60	90,00	40,00	—5,00	156,30	90,00
Расход, кг/ч	110600	119200	119200	65000	65000	65000	65000	65000	65000	65000	65000
№ потока	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Паросодержание, % масс.	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	0,00	0,00
Аммиак, % масс.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Вода, % масс.	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	100,00	100,00
Воздух, % масс.	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	0,00	0,00
Давление, кПа (абс.)	1332	1332	4863	4863	4863	4863	17750	17750	17750	300	300
Температура, °С	40	—5,00	156,5	90,00	40,00	—5,00	155,5	90	40	25	40
Расход, кг/ч	65000	65000	65000	65000	65000	65000	65000	65000	65000	668800	668800

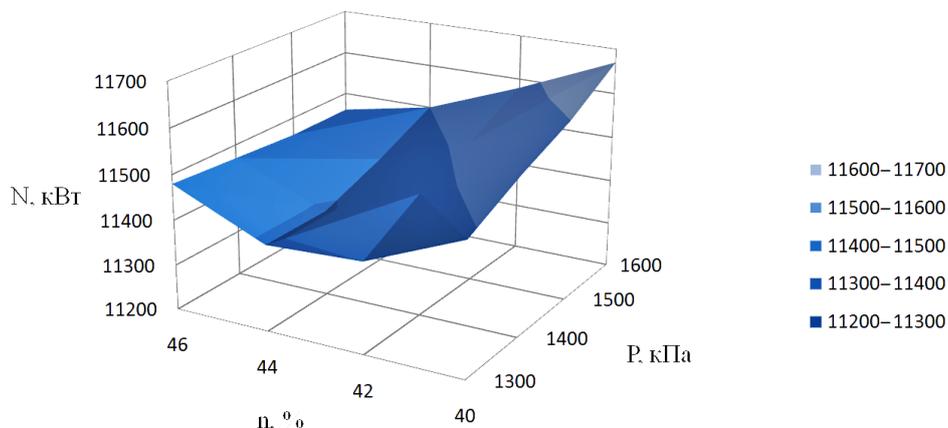


Рис. 2. График зависимости мощности компрессора от давления раствора после насоса P и концентрации раствора по хладагенту (аммиаку)
Fig. 2. The graph of the compressor power dependence on the solution pressure after the pump P and refrigerant (ammonia) solution concentration

4. Уравнения затрат или производства мощности для таких агрегатов, как компрессор, насос и эжектор.

5. Уравнения, описывающие процессы передачи тепла в твёрдых телах, жидкой, паровой и газовой средах.

Результаты и анализ исследования

На основе представленной модели был произведён расчёт для четырёхступенчатого центробежного турбокомпрессора со степенью сжатия 3,65 в каждой ступени с адиабатным КПД 75% и массовым расходом сухого атмосферного воздуха 65 т/ч.

Расчёт системы проводился в программе ASPEN HYSYS. Результаты расчёта представлены в табл. 1.

Результаты расчёта показали, что при исходной мощности компрессорной установки 13,45 МВт применение системы рекуперации тепловых потерь на основе AXM приводит к снижению энергопотребления на 14,86%, или на 2,00 МВт.

Кроме того, в работе произведён параметрический анализ влияния на мощность компрессора таких параметров, как давление раствора после насоса, концентрация раствора по хладагенту n , %, а также доля массового расхода флегмы, возвращаемой из дефлегматора в генератор. Результаты анализа представлены на рис. 2.

Анализ этих зависимостей показывает, что мощность, потребляемая компрессором, практически не зависит от доли массового расхода флегмы Y , возвращаемой из дефлегматора в генератор. Зависимость мощности от концентрации и давления сложная. При относительно малых значениях концентрации мощность с ростом давления раствора растёт, а при увеличении концентрации начинает уменьшаться. В то же время при относительно низких значениях давления зависимость мощности от концентрации обладает минимумом, а при увеличении давления эта зависимость становится убывающей. При этом изменение мощности при вариации указанных параметров происходит в пределах 5%.

Заключение

В работе представлена система рекуперации тепловых потерь компрессорной установки на основе АХМ. В результате выполнения работы была осуществлена оценка затрат мощности на привод компрессора при работе с этой системой. В результате использования системы рекуперации экономия энергопотребления составляет 14,86%. Кроме того, в работе проведён параметрический анализ, показывающий, как изменяется потребляемая компрессором мощность при изменении давления раствора после насоса, концентрации раствора по хладагенту и доли массового расхода флегмы, возвращаемой из дефлегматора в генератор. Анализ показал: мощность практически не зависит от последнего параметра, а зависимости мощности от двух других параметров не имеют однозначных трендов. При этом изменение мощности при вариации этих параметров не превышает 5%.

Список источников

1. Поршневые компрессоры / Под ред. Б. С. Фотина. М.: Машиностроение, 1987. 374 с.
2. Gatewood J. Future Compressor Station Technologies and Applications // Gas Electric Partnership Conference. 2012. URL: <http://www.gaselectricpartnership.com/GFuture%20Compression%20Station%20Final.pdf> (дата обращения: 10.02.2020).
3. Blieske M., Nored M., Wilcox M., Broerman B. Waste Heat Recovery at Compressor Stations // Gas Electric Partnership. URL: <http://www.gaselectricpartnership.com/BBSWRI.pdf> (дата обращения: 10.02.2020).
4. Sarmaz S., Kaya D., Eyidoğan M. Energy Conservation and Emission Reduction through Waste Heat Recovery on Compressed Air Systems // International Journal of Ecosystems and Ecology Sciences. 2016. Vol. 6 (4). P. 509–514.
5. Heat Recovery from Compressed Air Systems // KAESER Compressors. URL: <https://us.kaeser.com/download.ashx?id=tcm:46-37650> (дата обращения: 10.02.2020).
6. Efficient heat recovery systems for air compressors // CompAir. URL: <https://www.compair.com/en-no/air-treatment-and-accessories/heat-recovery> (дата обращения: 10.02.2020).

7. Heat recovery with AERZEN turbos, blowers and compressors. Reduce costs for compressed air generation // AERZEN. URL: https://www.aerzen.com/fileadmin/user_upload/02_documents/02-03_accessories/heat_recovery/A1-030-EN.pdf (дата обращения: 10.02.2020).

8. Improving Compressed Air System Performance. A sourcebook for industry // U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy. 2003. URL: https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/compressed_air_sourcebook.pdf (дата обращения: 10.02.2020).

9. Case Study on Heat Recovery. URL: <http://cagi.org/news/assets/HeatRecoveryCaseStudy.pdf> (дата обращения: 10.02.2020).

10. Heat Recovery from Industrial Compressed Air Systems. URL: <http://www.cagi.org/news/HeatRecovery.pdf> (дата обращения: 10.02.2020).

11. Pei P., Barse K., Gil A. J., Nasah J. Waste heat recovery in CO₂ compression // International Journal of Greenhouse Gas Control. 2014. Vol. 30. P. 86–96. DOI: 10.1016/j.ijggc.2014.09.001.

12. Холодильные машины / Под ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 1997. 992 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

AuthorID (РИНЦ): 610283

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

ЧЕРНОВ Герман Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

Адрес для переписки: gi_chernov2002@mail.ru

РУБЦОВ Дмитрий Викторович, директор по инжинирингу ООО «ЭТАЛОН-Интех», г. Екатеринбург.

ТЕРЕНТЬЕВ Сергей Леонидович, генеральный директор ООО «ЭТАЛОН-Интех», г. Екатеринбург.

Для цитирования

Юша В. Л., Чернов Г. И., Рубцов Д. В., Терентьев С. Л. Система рекуперации тепловых потерь мобильной компрессорной установки на основе абсорбционной холодильной машины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 15–19. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-15-19.

Статья поступила в редакцию 07.03.2020 г.

© В. Л. Юша, Г. И. Чернов, Д. В. Рубцов, С. Л. Терентьев

HEAT LOSS RECOVERY SYSTEM OF MOBILE COMPRESSOR UNIT BASED ON ABSORPTION REFRIGERATING MACHINE

V. L. Yusha¹, G. I. Chernov¹, D. V. Rubtsov², S. L. Terentjev²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²«ETALON-Intekh» LLC,
Russia, Yekaterinburg, Moskovskaya St., 195, 620144

The paper considers the heat loss recovery system of a compressor unit based on the absorption-refrigerating machine. The calculation of energy savings for driving the compressor based on the use of the mentioned system is performed. The energy saving amount is shown to be 14,86%. The parametric analysis is conducted of the dependence of the power consumed by the compressor on the solution pressure after the pump, the refrigerant solution concentration and mass flow rate fraction of the phlegm returned to the generator from the dephlegmator.

Keywords: heat loss recovery, compressor unit, absorption refrigeration machine, energy saving.

References

1. Porshnevyye kompressory [Reciprocating compressors] / Ed. B. S. Fotin. Moscow, 1987. 374 p. (In Russ.).
2. Gatewood J. Future Compressor Station Technologies and Applications // Gas Electric Partnership Conference. 2012. URL: <http://www.gaselectricpartnership.com/GFuture%20Compression%20Station%20Final.pdf> (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
3. Blieske M., Nored M., Wilcox M., Broerman B. Waste Heat Recovery at Compressor Stations // Gas Electric Partnership. URL: <http://www.gaselectricpartnership.com/BBSWRI.pdf> (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
4. Sapmaz S., Kaya D., Eyidoğan M. Energy Conservation and Emission Reduction through Waste Heat Recovery on Compressed Air Systems // International Journal of Ecosystems and Ecology Sciences. 2016. Vol. 6 (4). P. 509–514. (In Engl.).
5. Heat Recovery from Compressed Air Systems // KAESER Compressors. URL: <https://us.kaeser.com/download.ashx?id=tcm:46-37650> (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
6. Efficient heat recovery systems for air compressors // CompAir. URL: <https://www.compair.com/en-no/air-treatment-and-accessories/heat-recovery> (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
7. Heat recovery with AERZEN turbos, blowers and compressors. Reduce costs for compressed air generation // AERZEN. URL: https://www.aerzen.com/fileadmin/user_upload/02_documents/02-03_accessories/heat_recovery/A1-030-EN.pdf (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
8. Improving Compressed Air System Performance. A sourcebook for industry // U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy. 2003. URL: http://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/compressed_air_sourcebook.pdf (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
9. Case Study on Heat Recovery. URL: <http://cagi.org/news/assets/HeatRecoveryCaseStudy.pdf> (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
10. Heat Recovery from Industrial Compressed Air Systems. URL: <http://www.cagi.org/news/HeatRecovery.pdf> (accessed: 10.02.2020). (In Engl.).
11. Pei P., Barse K., Gil A. J., Nasah J. Waste heat recovery in CO₂ compression // International Journal of Greenhouse Gas Control. 2014. Vol. 30. P. 86–96. DOI: 10.1016/j.ijggc.2014.09.001. (In Engl.).
12. Kholodil'nyye mashiny [Refrigerating machines] / Ed. L. S. Timofeevskiy. St. Petersburg, 1997. 992 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 1503-9666
ORCID: 0000-0001-9858-7687
AuthorID (SCOPUS): 6505861937
ResearcherID: J-8079-2013

CHERNOV German Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2144-5462
AuthorID (RSCI): 176943
Address for correspondence: gj_chernov2002@mail.ru
RUBTSOV Dmitriy Viktorovich, Engineering Director, LLC «ETALON-Intekh», Yekaterinburg.
TERENTJEV Sergey Leonidovich, General Director, LLC «ETALON-Intekh», Yekaterinburg.

For citations

Yusha V. L., Chernov G. I., Rubtsov D. V., Terentjev S. L. Heat loss recovery system of mobile compressor unit based on absorption refrigerating machine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 15–19. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-15-19.

Received March 7, 2020.

© V. L. Yusha, G. I. Chernov, D. V. Rubtsov, S. L. Terentjev