

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕШНЕГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ БЕССМАЗОЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

С. С. Бусаров¹, Д. И. Буханец², Д. С. Титов¹

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

²Радиотехнический институт академика А. Л. Минца,
Россия, 127083, г. Москва, ул. 8 Марта, 10, стр. 1

Проведённый теоретический анализ рабочих процессов тихоходной длинноходовой ступени с вариантным охлаждением различных участков рабочей камеры позволил определить рациональный диапазон её охлаждаемых зон и соответствующих конструктивных параметров рубашки охлаждения, позволяющий обеспечивать допустимую температуру нагнетаемого газа при минимальных габаритных размерах и массе.

Ключевые слова: рабочий процесс, система охлаждения, тихоходная ступень.

Введение

Интенсивность теплоотдачи сжимаемого газа непосредственно в рабочей камере ступени ПК может оказывать существенное влияние на эффективность её рабочего цикла, на температурное состояние элементов конструкции, на условия функционирования и массогабаритные параметры теплообменного оборудования компрессорной установки. Возникающая излишняя теплонапряжённость деталей, формирующих рабочую камеру, влияет на безопасность использования машины, а также на герметичность рабочей камеры, что ведет к дополнительным затратам и потерям индикаторной мощности компрессора [1–4]. Однако полученные теоретические и экспериментальные данные указывают на неэффективность внешнего охлаждения большинства существующих ступеней [5–7] за исключением тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней [8–13].

Постановка задачи

В тихоходных длинноходовых компрессорных ступенях внешнее охлаждение, наряду с длительностью рабочего процесса и конструктивным параметром, $\Psi = S/D > 10$ оказывает заметное влияние на рабочий процесс и на температуру нагнетаемого газа в частности [8]. Температура газа в таких ступенях со степенью повышения давления $\epsilon \leq 50$ не превышает 400 К, что на сотни градусов ниже, чем для адиабатного сжатия, что характерно для быstroходных компрессорных агрегатов [9, 14, 15].

Таким образом, применение внешнего охлаждения по всей поверхности цилиндра ступени положительно влияет не только на температурное состояние деталей рабочей камеры, но и существенно снижает температуру нагнетаемого газа. В связи с полученным положительным результатом возникает вопрос о рациональной организации внешнего охлаждения тихоходной длинноходовой ступени.

Очевидно, что наибольший нагрев газа возникает в конце процесса сжатия, то есть в области, близкой к клапанной плите. Проведём параметри-

ческий анализ при интенсивном охлаждении различных участков рабочей камеры и определим влияние данного фактора на температуру нагнетаемого газа, а также массогабаритные параметры системы охлаждения.

Теория

Применяемая методика расчёта основана на известной математической модели [16], адаптированной для тихоходных компрессорных ступеней [8].

Основные допущения, принятые при выполнении расчётного анализа [8, 16]:

1. Газовая среда непрерывна и гомогенна.
2. Моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны.
3. Параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры (ячейки).
4. Изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало.
5. Теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу.
6. Параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны.
7. Течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным.
8. Теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный и может быть описан формулой Ньютона – Рихмана.
9. Теплообмен на внешних поверхностях стенок деталей, формирующих рабочую камеру, определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной поверхности.
10. В стенках рабочей камеры отсутствуют внутренние источники тепла.

Определение нестационарных граничных условий на внутренних поверхностях стенок рабочей камеры ступени производится путем расчета рабочего цикла ступени поршневого компрессора с использованием математической модели рабочих процессов этого цикла, базирующейся на общепри-

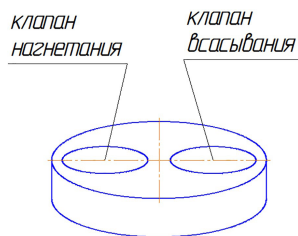


Рис. 1. Расположение клапанов
Fig. 1. Layout of valves (discharge valve; suction valve)

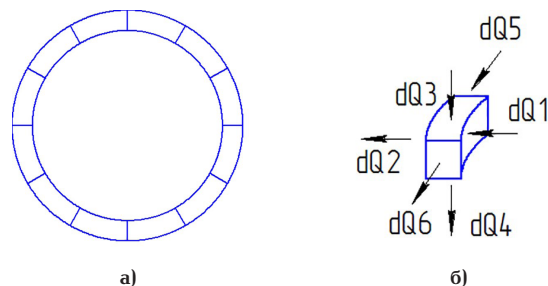


Рис. 2. а) кольцевой элемент, разбитый на сегменты;
б) сегмент кольцевого элемента
Fig. 2. a) Ring element, broken into segments;
b) Ring element segment

нятой системе упрощающих допущений и основных расчётах уравнений, включающих уравнение закона сохранения энергии для тела переменной массы, уравнение массового баланса, уравнение состояния, следствие закона Джоуля для внутренней энергии газа, уравнения расхода газа через клапан и конвективного теплообмена между газом и стенками рабочей камеры. Математические модели компрессорной ступени такого типа классифицируются как модели второго уровня и широко применяются в практике исследования и проектирования компрессоров объёмного принципа действия.

Уравнение конвективного теплообмена между рабочим газом и стенками рабочей камеры, используемое применительно к внутренним поверхностям расчётных элементов, формирующих поверхности стенок рабочей камеры, определяет величину нестационарного циклического теплового потока между этими поверхностями и рабочим газом и, следовательно, взаимозависимые процессы теплопроводности через отдельные участки стенок рабочей камеры, параметры состояния рабочего газа и интегральные характеристики рабочего цикла.

Граничные условия на внешней поверхности стенок рабочей камеры носят слабопеременный характер, обусловленный малой амплитудой изменения температуры стенок за время рабочего цикла и практически постоянными параметрами охлаждающей среды. Комплексным параметром, характеризующим условия внешнего теплоотвода, является приведенный коэффициент теплоотдачи α_{np} , а также температура охлаждающей среды.

В общем случае анализ формирования нестационарных температурных полей в стенках рабочей камеры ступени может быть проведён путём решения заданной задачи теплопроводности для системы конструктивных элементов, формирующих рабочую камеру ступени, со взаимозависимыми быстроизменяющимися граничными условиями на внутренней поверхности стенок рабочей камеры, обусловленные характером изменения параметров состояния, поверхностей и теплофизических свойств газа, и с нестабильно изменяющимися граничными условиями внешней поверхности стенок рабочей камеры. Разработанная методика расчёта реализована в программном пакете PASCAL.

Входными данными являются следующие величины: температура всасывания; давление нагнетания и давление всасывания; газовая постоянная; теплоёмкость газа; коэффициент теплопроводности; диаметр цилиндра; ход поршня; величина мёртвого объёма (мм); обороты коленчатого вала; характери-

стики материала, из которого сделаны детали, образующие рабочую камеру (плотность; теплоёмкость; коэффициент теплопроводности); толщина стенок; площадь клапана; коэффициент расхода; коэффициенты теплоотдачи на внешних поверхностях по участкам.

Выходными данными являются как функции времени: температура газа; давление газа; объём газа; температура элементов стенок рабочей камеры; масса газа в рабочей камере; тепловые потоки; а также интегральные характеристики: количество тепла, отданного или принятого по рабочим процессам; средняя температура нагнетания.

Для исследования температурного поля по диаметру цилиндрической части в математической модели предположено, что расположение клапанов симметричное, как показано на рис. 1. На рис. 2 показана разбивка элементов по кольцу и тепловые потоки для каждого элемента, что позволяет анализировать распределение температурного поля на цилиндрической части рабочей камеры.

В общем случае элемент в узловой точке регулярной ортогональной сетки с координатами i, j, k с температурой $T_{i,j,k,n}$, где n — номер временного слоя, представляет собой куб с ребром X , для которого уравнение теплового баланса можно записать в виде:

$$\sum_{p=1}^6 dQ_{i\pm 1, j\pm 1, k\pm 1, n} = dQ_{i, j, k, n},$$

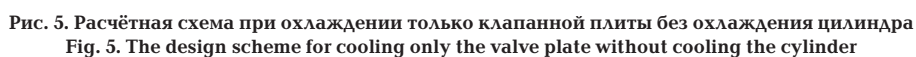
где $dQ_{i,j,k,n}$ — элементарное количество теплоты, затрачиваемой на изменение внутренней энергии элемента с координатами i, j, k в момент времени n ; $dQ_{i\pm 1, j\pm 1, k\pm 1, n}$ — элементарное количество теплоты, подводимой к элементу с координатами i, j, k в момент времени n через грань.

Величины элементарных тепловых потоков $dQ_{i,j,k,n}$ между гранями соседних элементов определяются из граничных условий 2-го или 4-го рода (закон Фурье) [16]:

$$dQ_{i,j,k,n} = \lambda/\delta(T_{i,j,k,n} - T_{i-1,j,k,n})F \cdot d\tau,$$

где $T_{i-1,j,k,n}$, $T_{i,j,k,n}$ и F — температуры (К) и площадь (м²) теплообменной поверхности взаимодействия элементов; δ — толщина рассматриваемого элемента, м, а в случае их контакта с рабочим газом или внешней охлаждающей средой — из граничных условий 3-го (уравнение Ньютона — Рихмана) [16]:

$$dQ_{i,j,k,n} = \alpha(T_{i,j,k,n} - T_r)F \cdot d\tau,$$



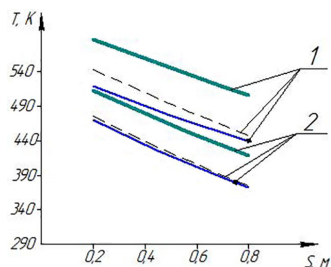


Рис. 6. Зависимость средней температуры нагнетания от хода поршня для диаметра цилиндра — 0,02 м:
1 — время цикла 1 с; 2 — время цикла 2 с,
— кривая при охлаждении клапанной плиты;
— кривая при охлаждении верхней части цилиндра;
— кривая при полном охлаждении цилиндра, при давлении нагнетания 10 МПа

Fig. 6. The dependence of the average injection temperature on the piston stroke for the cylinder diameter is 0,02 m:
1 — cycle time 1 s; 2 — cycle time 2 s,
— curve when cooling the valve plate;
— curve when cooling the top of the cylinder;
— curve with complete cooling of the cylinder, at a discharge pressure of 10 MPa

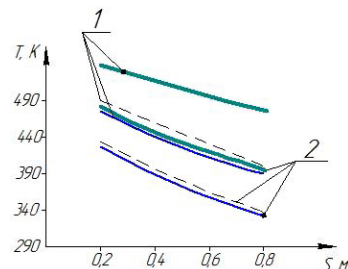


Рис. 7. Зависимость средней температуры нагнетания от хода поршня для диаметра цилиндра — 0,05 м:
1 — время цикла 2 с; 2 — время цикла 3 с,
— кривая при охлаждении клапанной плиты;
— кривая при охлаждении верхней части цилиндра;
— кривая при полном охлаждении цилиндра, при давлении нагнетания 10 МПа

Fig. 7. The dependence of the average injection temperature on the piston stroke for the cylinder diameter is 0,05 m:
1 — cycle time 2 s; 2 — cycle time 3 s,
— curve when cooling the valve plate;
— curve when cooling the top of the cylinder;
— curve with complete cooling of the cylinder, at a discharge pressure of 10 MPa

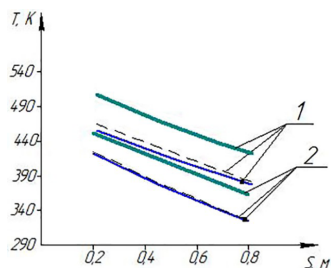


Рис. 8. Зависимость средней температуры нагнетания от хода поршня для диаметра цилиндра — 0,02 м:
1 — время цикла 1 с; 2 — время цикла 2 с,
— кривая при охлаждении клапанной плиты;
— кривая при охлаждении верхней части цилиндра;
— кривая при полном охлаждении цилиндра, при давлении нагнетания 6 МПа

Fig. 8. The dependence of the average injection temperature on the piston stroke for the cylinder diameter is 0,02 m:
1 — cycle time 1 s; 2 — cycle time 2 s,
— curve when cooling the valve plate;
— curve when cooling the top of the cylinder;
— curve with complete cooling of the cylinder, at a discharge pressure of 6 MPa

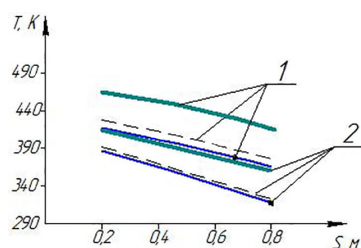


Рис. 9. Зависимость средней температуры нагнетания от хода поршня для диаметра цилиндра — 0,05 м:
1 — время цикла 2 с; 2 — время цикла 3 с,
— кривая при охлаждении клапанной плиты;
— кривая при охлаждении верхней части цилиндра;
— кривая при полном охлаждении цилиндра, при давлении нагнетания 6 МПа

Fig. 9. The dependence of the average injection temperature on the piston stroke for the cylinder diameter is 0,05 m:
1 — cycle time 2 s; 2 — cycle time 3 s,
— curve when cooling the valve plate;
— curve when cooling the top of the cylinder;
— curve with complete cooling of the cylinder, at a discharge pressure of 6 MPa

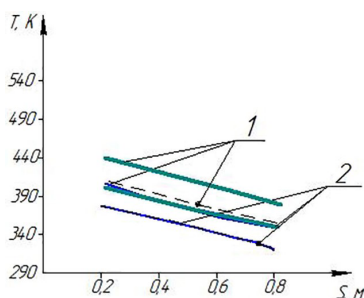


Рис. 10. Зависимость средней температуры нагнетания от хода поршня для диаметра цилиндра — 0,02 м:
1 — время цикла 1 с; 2 — время цикла 2 с,
— кривая при охлаждении клапанной плиты;
— кривая при охлаждении верхней части цилиндра;
— кривая при полном охлаждении цилиндра, при давлении нагнетания 3 МПа

Fig. 10. The dependence of the average injection temperature on the piston stroke for the cylinder diameter is 0,02 m:
1 — cycle time 1 s; 2 — cycle time 2 s,
— curve when cooling the valve plate;
— curve when cooling the top of the cylinder;
— curve with complete cooling of the cylinder, at a discharge pressure of 3 MPa

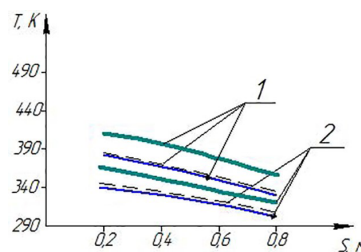


Рис. 11. Зависимость средней температуры нагнетания от хода поршня для диаметра цилиндра — 0,05 м:
1 — время цикла 2 с; 2 — время цикла 3 с,
— кривая при охлаждении клапанной плиты;
— кривая при охлаждении верхней части цилиндра;
— кривая при полном охлаждении цилиндра, при давлении нагнетания 3 МПа

Fig. 11. The dependence of the average injection temperature on the piston stroke for the cylinder diameter is 0,05 m:
1 — cycle time 2 s; 2 — cycle time 3 s,
— curve when cooling the valve plate;
— curve when cooling the top of the cylinder;
— curve with complete cooling of the cylinder, at a discharge pressure of 3 MPa

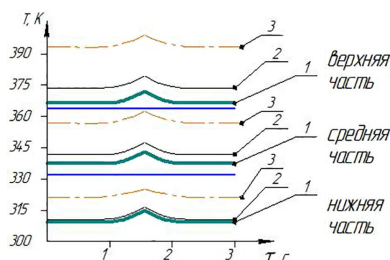


Рис. 12. Температурные поля, полученные при теоретическом анализе для цилиндрической части рабочей камеры на примере ступени $D\zeta=0,05$ м; $S=0,5$ м; $P_n=10$ МПа; $\tau=3$ с:
1 — ступень с полным охлаждением цилиндрической части;
2 — ступень с охлаждением верхней части цилиндра;
3 — ступень с охлаждением клапанной плиты

Fig. 12. The temperature fields obtained in the theoretical analysis for the cylindrical part of the chamber in the case of the stage $D\zeta=0,05$ m; $S=0,5$ m; $P_n=10$ MPa; $\tau=3$ s:
1 — stage with full cooling of the cylindrical part;
2 — stage with cooling of the upper part of the cylinder;
3 — stage with cooling of the valve plate

где T_r — температура рабочего газа, К; α — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и в общем случае зависящий от её геометрии, режима течения, свойств и параметров рабочего тела.

Объектом исследования являются тихоходные ступени со следующими параметрами: геометрические — диаметр цилиндра — 0,02 м; 0,05 м; ход поршня — 0,2...0,8 м; граничные условия — температура газа на всасывании — 293 К, давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания до 10 МПа; температура охлаждающей среды — 293 К, коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности рабочей камеры при интенсивном охлаждении — 2000 Вт/м²·К, без интенсивного охлаждения — 20 Вт/м²·К; физические условия — сжимаемый газ — воздух; начальные условия — параметры состояния газа в нижней мёртвой точке.

Результаты экспериментов

На рис. 3–5 представлены расчётные схемы. На рис. 3 — схема с полным интенсивным охлаждением клапанной плиты и цилиндрической части рабочей камеры. На рис. 4 — схема с интенсивным охлаждением клапанной плиты и верхней трети цилиндра. На рис. 5 — схема с интенсивным охлаждением только клапанной плиты. Полученные результаты представлены на рис. 6–11.

На рис. 12 представлены температурные поля, полученные при теоретическом анализе для цилиндрической части рабочей камеры на примере ступени $D\zeta=0,05$ м; $S=0,5$ м; $P_n=10$ МПа; $\tau=3$ с.

Заключение

Полученные результаты показали, что для режимов с допустимыми значениями температуры нагнетания, которые получают при длительном времени цикла, разница температур при полном интенсивном охлаждении и частичном интенсивном охлаждении цилиндрической части рабочей камеры незначительна и составляет 5–10 К. Причём при средних давлениях разница в температуре нагнетания для рассмотренных режимов ещё меньше. При охлаждении только клапанной плиты температура нагнетаемого газа выше на 50–70 К, чем при указанных выше режимах.

Учитывая полученные результаты, на рассмотренных режимах определена область, в которой возможно оптимизировать основные размеры рубашки охлаждения, то есть рубашка охлаждения должна охватывать клапанную плиту и может быть расположена в пределах верхней трети цилиндрической части рабочей камеры от клапанной плиты. Полученный технический результат позволит уменьшить металлоёмкость тихоходной ступени в целом и её компоновочные характеристики, что особенно важно для мобильных компрессорных установок. К тому же организация рационального охлаждения ступени снизит и стоимость компрессорного агрегата.

Список источников

1. Bonjour J., Bejan A. Optimal distribution of cooling during gas compression // Energy. 2006. Vol. 31 (4). P. 409–424. DOI: 10.1016/j.energy.2005.04.004.
2. Peeples J. W. The deskside supercomputer // Advances in Cryogenic Engineering. 1998. Vol. 43A. P. 849–856. DOI: 10.1007/978-1-4757-9047-4_106.
3. Taur Y. Device and performance of cooled CMOS, commercialization of cryoelectronics technologies in microelectronics. The Knowledge Foundation, Inc. February 18–19, 1999, San Francisco, CA.
4. Wang-Ratkovic J., Lacoe R. C., MacWilliams K. P. [et al.]. New understanding of LDD CMOS hot-carrier degradation and device lifetime at cryogenic temperatures // Proceedings of the 1997 IEEE International Reliability Physics Symposium. P. 312–319. DOI: 10.1109/RELPHY.1997.584280.
5. Ribas F. A., Deschamps C. J., Fagotti F. [et al.]. Thermal analysis of reciprocating compressors — a critical review // International Compressor Engineering Conference. 2008. P. 277–287.
6. Coney M. W., Stephenson P., Malmgren A. [et al.]. Development of a reciprocating compressor using water injection to achieve quasi-isothermal compression // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1508> (дата обращения: 05.01.2018).
7. Лобов И. Э. Разработка и экспериментальные исследования системы охлаждения поршневых компрессоров, основанные на колебательных явлениях газа в линии нагнетания // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 159–164.
8. Yusha V. L., Busarov S. S., Vasil'ev V. K., Gromov A. Yu., Titov D. S., Scherban K. V. Verification of the operating processes calculation technique for slow speed oil-free stages of reciprocating medium-pressure compressors // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-2017. AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876, Issue 1. P. 020042-1–020044-6. DOI:10.1063/1.4998862.
9. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Gromov A. Yu., Vasil'ev V. K. Calculating and parametric analysis of the work of the air single-stage medium pressure reciprocating compressor of on the basis of the oil-free long-stroke slow-speed stage // International Conference on Oil and Gas Engineering. OGE-2017. AIP Conference Proceedings. 2017. Vol. 1876. P. 020041-1–020044-8. DOI: 10.1063/1.4998861.
10. Balmer R. T. Modern Engineering Thermodynamic. 2011. Academic Press. 827 p. ISBN 978-0-12-374996-3.
11. Schmidt R. Low temperature electronic cooling // Electronics Cooling Magazine. 2000. Vol. 6, no. 3. URL: <https://www.electronics-cooling.com/2000/09/low-temperature-electronic-cooling/> (дата обращения: 26.01.2018).
12. Yao C., Tzou J. J., Cheung R. [et al.]. Temperature dependence of CMOS device reliability // 24th International Reliability Physics Symposium. Anaheim, CA, USA. 1986. P. 175–182. DOI:10.1109/irps.1986.362130.

13. Nishida T., Thompson S. E. Oxide field and temperature dependences of gate oxide degradation by substrate hot electron injection // 29th Annual Proceedings Reliability Physics. Las Vegas, NV, USA. 1991. P. 310–315. DOI: 10.1109/RELPHY.1991.146034.

14. Chrustalev B. S., Zdalinsky V. B., Bulanov V. P. A. Mathematical model of reciprocating compressor with one or several stages for the real gases // International Compressor Engineering Conference. 1996. P. 211–216. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108> (дата обращения: 15.01.2018).

15. Perevozchikov M. M., Pirumov I. B., Chrustalyov B. S. Low flow displacement compressor: thermodynamical process analysis // International Compressor Engineering Conference. 1992. P. 1429–1435. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/937> (дата обращения: 19.01.2018).

16. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of transient gas-temperatures in cylinders of reciprocating compressors using identification techniques with a mathematical model // International Compressor Engineering Conference. 1978. P. 295. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295> (дата обращения: 23.01.2018).

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS) 51560987400

БУХАНЕЦ Дмитрий Иванович, доктор технических наук, доцент (Россия), начальник отдела Радиотехнического института академика А. Л. Минца, г. Москва.

ТИТОВ Даниил Сергеевич, соискатель по кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

Адрес для переписки: lonewolf_rus88@mail.ru

Для цитирования

Бусаров С. С., Буханец Д. И., Титов Д. С. Анализ эффективности внешнего охлаждения тихоходных длинноходовых бесшарнирных поршневых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 3. Р. 13–20. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-3-13-20.

Статья поступила в редакцию 30.01.2018 г.

© С. С. Бусаров, Д. И. Буханец, Д. С. Титов