

DOI: 10.18721/JEST.26405

УДК 621.512

*А.А. Котлов<sup>1</sup>, А.В. Бураков<sup>2</sup>, Л.Г. Кузнецов<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия;

<sup>2</sup> АО "Компрессор",  
Санкт-Петербург, Россия

## **СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ЗА СЧЕТ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗНАКОПОСТОЯНСТВА ДИАГРАММЫ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА**

Одной из важных задач при проектировании поршневых компрессоров является обеспечение низкой вибрации компрессора на всех режимах эксплуатации. Переменное слагаемое реактивного момента роторных механизмов, в частности поршневых компрессоров, является одним из основных источников их низкочастотной вибрации. В работе приведены результаты исследования влияния различных конструктивных параметров на диаграмму крутящего момента. Приводится описание конструктивного решения, направленного на получение наиболее равномерной знакопостоянной диаграммы крутящего момента многоступенчатого поршневого компрессора. Приводится описание компьютерной программы, которая была специально разработана для проведения данного исследования. Разработанная программа позволяет проводить расчет для различного конструктивного исполнения компрессора. Для этого разработан конструктор рядов, который позволяет учесть взаимную компоновку цилиндров и расположение ступеней по рядам.

*Ключевые слова:* поршневой компрессор, динамика, крутящий момент, вибрация, математическое моделирование.

*Ссылка при цитировании:*

Котлов А.А., Бураков А.В., Кузнецов Л.Г. Снижение вибрации поршневого компрессора за счет обеспечения знакопостоянства диаграммы крутящего момента // *Материаловедение. Энергетика.* 2020. Т. 26, № 4. С. 64–74. DOI: 10.18721/JEST.26405

Эта статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

*A.A. Kotlov<sup>1</sup>, A.V. Burakov<sup>2</sup>, L.G. Kuznetsov<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia;

<sup>2</sup> JSC "Compressor", St. Petersburg, Russia

## **REDUCING VIBRATION OF A RECIPROCATING COMPRESSOR BY ENSURING THE CONSTANT SIGN OF THE TORQUE DIAGRAM**

One of the important tasks in the design of reciprocating compressors is ensuring low vibration of the compressor in all operating modes. A variable summand of the rotary mechanism reaction torque, in particular that of the reciprocating compressors, is one of the main sources of their low-frequency vibration. The paper presents research results concerning the influence of different structural parameters on the torque diagram. The authors describe the structural solution aimed at obtaining the most uniform constant-sign diagram of the torque of a multistage reciprocating compressor. The description of a computer program that was specifically developed for this study is given. The developed program makes it possible to carry out calculations for various

compressor designs. For this, the authors developed a row designer, which allows taking into account the mutual arrangement of cylinders and the arrangement of steps in rows.

*Keywords:* reciprocating compressor, dynamics, torque, vibration, mathematical modeling.

*Citation:*

A.A. Kotlov, A.V. Burakov, L.G. Kuznetsov, Reducing vibration of a reciprocating compressor by ensuring the constant sign of the torque diagram, *Materials Science. Power Engineering*, 26 (04) (2020) 64–74, DOI: 10.18721/JEST.26405

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

**Введение.** Обще известно [1], что переменное слагаемое реактивного момента роторных механизмов, в частности поршневых компрессоров является одним из основных источников их низкочастотной вибрации. Средством полного подавления этого источника вибрации, независимо от режима работы механизма, является создание компенсирующего момента в опорах передачи, обеспечивающей встречное вращение роторов при определенном соотношении их моментов инерции.

В подавляющем большинстве конструкций встречное вращение обеспечивается зубчатыми передачами. При этом возникает необходимость исключить динамическую перекадку зубьев, которая снижает ресурс передачи и вызывает ее повышенный шум. Применительно к поршневым компрессорам, это требование обеспечивается знакопостоянством передаваемого зацеплением момента. Т.е. противодействующий момент на валу компрессора, а, следовательно, равный ему реактивный момент, приложенный к корпусу, должен в течении всего оборота вала не изменять своего знака и полностью передаваться через передачу с внешним зацеплением [2].

Объект исследования — четырехступенчатый поршневой компрессор, предназначенный для нужд газоперекачивающих и газонаполнительных компрессорных станций. На рис. 1 приведен общий вид и механизм движения рассматриваемого компрессора. Приведенный компрессор разработан на АО «Компрессор» и выполнен с вертикальным расположением коленчатого вала [3]. Компрессор предназначен для сжатия метана или природного газа до конечного давления 24,6 МПа, с кратковременной работой до давления 39,2 МПа.

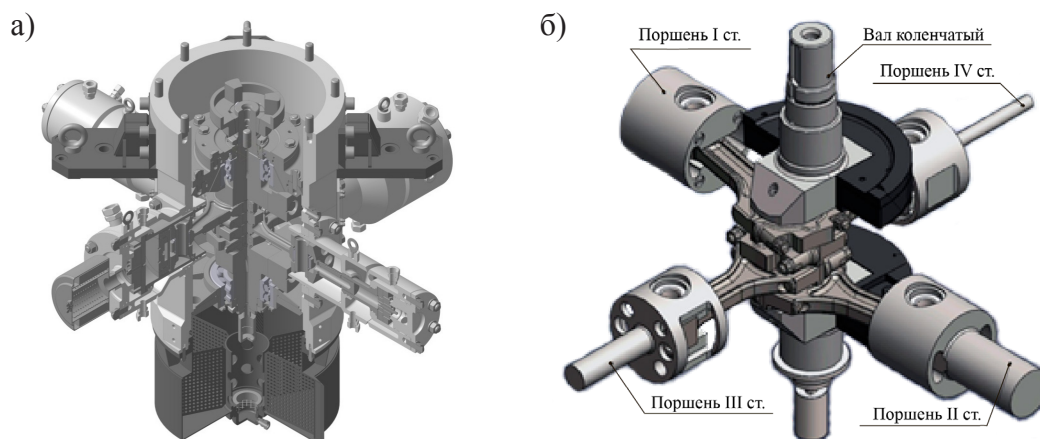


Рис. 1. Схема компрессора с вертикальным валом: а) общий вид; б) механизм движения

Fig. 1. Scheme of compressor with vertical shaft: a) general view; b) motion work

### Метод расчета

В кривошипном механизме поршневые силы  $P_{\Sigma}$  раскладываются на две составляющие: на нормальную силу к оси цилиндра  $N$  и на силу, действующую по шатуну  $P_{ш}$  (см. рис. 2) [1, 5–7].

Нормальная сила прижимает поршень к стенке цилиндра, если компрессор бескрейцкопфный, или крейцкопф к параллелям, если компрессор с крейцкопфом. Сила, которая действует вдоль шатуна, нагружает палец кривошипа или мотылевую шейку вала и разлагается на радиальную составляющую направленную к оси вала  $P_r$  и касательную составляющую  $P_t$  (см. рис. 2).

Сила  $P_t$ , приложенная к пальцу кривошипа на радиусе  $r$ , образует противодействующий вращению вала момент. Значение этого момента определяется из выражения [1, 5–8].

$$M_{кр} = P_t r.$$

Для многорядных компрессоров крутящий момент определяется, как сумма моментов каждого ряда

$$M_{кр} = \sum P_{ti} r_i.$$

Кроме этого, на величину крутящего момента оказывает влияние сила трения от вращающихся частей. Сила трения от вращающихся частей считается постоянной, тогда момент, который возникает от этой силы, будет постоянным и равным

$$M_{тр} = (0,3 \div 0,4) \frac{N_{инд}}{2\pi n_0} \left( \frac{1}{\eta_{мех}} - 1 \right),$$

где  $N_{инд}$  – индикаторная мощность;  $n_0$  – частота вращения коленчатого вала;  $\eta_{мех}$  – механический КПД ( $\eta_{мех} = 0,8 \dots 0,95$ ).

Тангенциальная сила  $P_t$  определяется по формуле

$$P_t = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

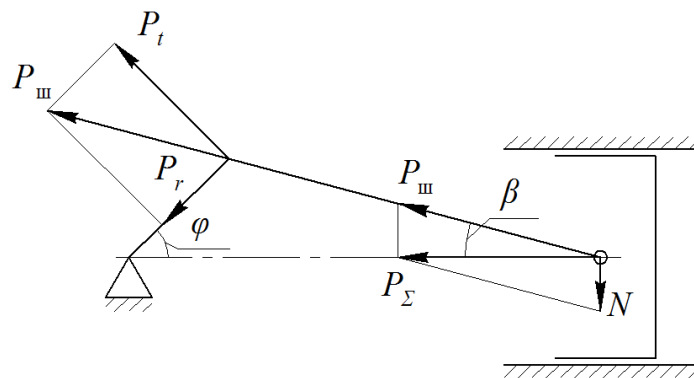


Рис. 2. Схема действия сил  
Fig. 2. Diagram of forces action

Суммарная сила определяется по формуле

$$P_{\Sigma} = P_r + I_s + F_{\text{тр}},$$

где  $P_r$  – сила с которой газ действует на поршень;  $I_s$  – силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс;  $F_{\text{тр}}$  – силы трения при возвратно-поступательном движении.

Сила  $P_r$  рассчитывается на основе индикаторной диаграммы ступени, которая получается путем математического моделирования рабочего процесса ступени [7]. Математическая модель базируется на известных моделях рабочего процесса поршневых компрессоров [9–15].

Величина  $I_s$  определяется по формуле

$$I_s = m_s r \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где  $m_s$  – масса возвратно-поступательно движущихся частей,  $\omega$  – угловая скорость,  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

### Расчетное исследование и исходные данные

При различном расположении кривошипов характер крутящего момента будет меняться. Построив кривые суммарного момента для различных вариантов расположения кривошипов можно достигнуть их наиболее выгодного расположения. Для анализа влияния различных факторов на диаграмму крутящего момента разработана компьютерная программа (см. рис. 3). Результаты расчетов представляются в численном и графическом виде и содержат: силовые диаграммы для каждого ряда компрессора; диаграммы тангенциальных сил; диаграмму суммарного противодействующего момента и пр.

Программа позволяет провести расчет для различного конструктивного исполнения поршневого компрессора. Для этого разработан конструктор рядов, который позволяет учесть взаимную компоновку цилиндров и расположение ступеней по рядам. На рис. 4 приведено окно программы в режиме конструирования ряда компрессора.

На рис. 5 приведена конструктивная схема механизма движения и исходное расположение ступеней по рядам. Компрессор имеет четыре ряда, который расположены под углом 90 градусов друг к другу. Шатуны компрессора соединены с общим коленом. Рассматриваемый компрессор имеет четыре ступени одностороннего действия, каждая из которых расположена в отдельном ряду.

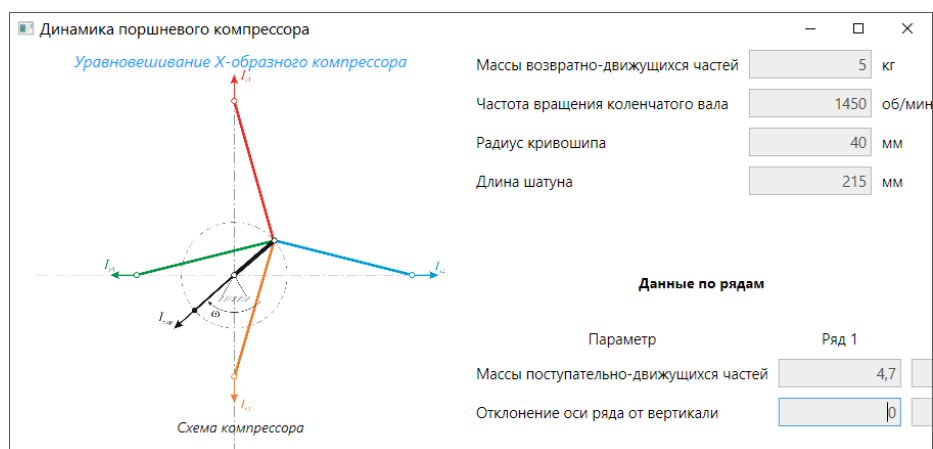


Рис. 3. Окно программы

Fig. 3. Program window

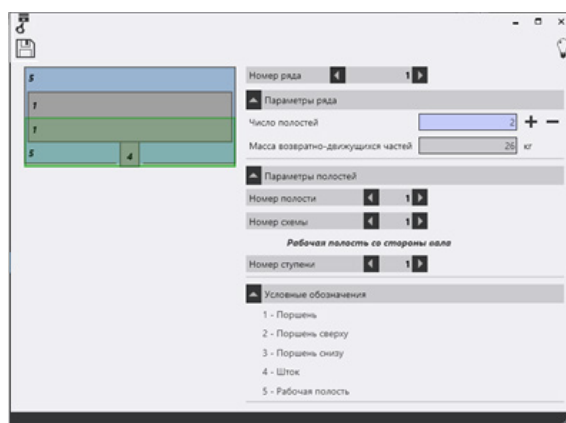


Рис. 4. Конструктор рядов

Fig. 4. Row constructor

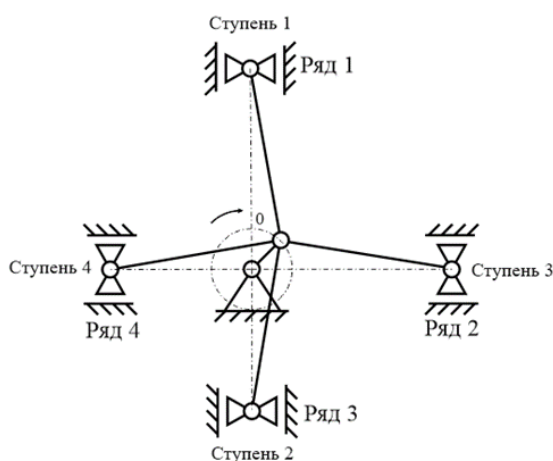


Рис. 5. Схема механизма движения

Fig. 5. Diagram of motion mechanism

В рамках работы необходимо было получить диаграмму крутящего момента компрессора, которая в течении одного оборота коленчатого вала не изменяет своего знака. Расчетное исследование проводилось в два этапа. На первом этапе влияние на диаграмму крутящего момента осуществлялось путем изменения параметров ступеней и их расположение без изменения конструкции; на втором этапе подбиралась наилучшая диаграмма крутящего момента за счет конструктивного изменения компрессора, с сохранением технических характеристик.

### Результаты расчетов и их обсуждение

Рассмотрим расчетную диаграмму крутящего момента (см. рис. 6) для исходного варианта исполнения компрессора. Из приведенной диаграммы видно, что при заданных параметрах условие знакопостоянства крутящего момента не обеспечивается. Смена знака диаграммы крутящего момента связан с тем, что газовая нагрузка по рядам не одинаковая. Причина в том, что все ступени одинарного действия, поэтому перепад нагрузки по ступеням будет разным из-за усилия со стороны картера. В данном случае переход в отрицательную область вызван первой ступенью. На диаграмме это можно видеть по кривым крутящего момента, которые приведены для каждого ряда в отдельности (см. рис. 6).

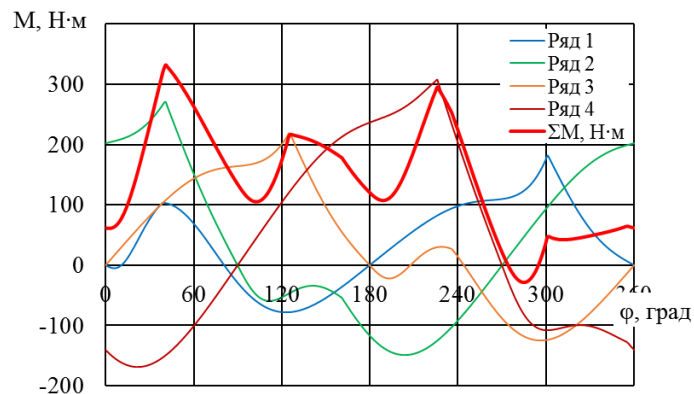


Рис. 6. Диаграмма крутящего момента исходного варианта исполнения компрессора

Fig. 6. Torque diagram of the compressor initial design

Неравномерность изменения крутящего момента (см. рис. 6) связана с особенностями протекания рабочего процесса в компрессоре. Газовые силы, действующие на поршень, а также силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс не постоянны и изменяются в зависимости от угла коленчатого вала. На рис. 7 приведена диаграмма сил, действующих в первом ряду компрессора.

Значения момента, которые меньше среднего, будут указывать на то, что в данный момент двигатель выдает больше энергии, чем это необходимо. И, наоборот, значения, которые больше среднего указывают на то, что в данный момент времени происходит недостаток энергии от двигателя. Средний крутящий момент — это такой условно постоянный момент, который за один оборот коленчатого вала совершает ту же работу, что и действительный компрессор [6]. Для сглаживания неравномерности угловой скорости применяется маховик. Его назначение в том, чтобы, аккумулируя или отдавая энергию, удерживать колебание угловой скорости вала в пределах заданной неравномерности. Более равномерная диаграмма крутящего момента позволяет уменьшить вес маховика.

Таким образом, задача заключается в получении наиболее равномерной диаграммы крутящего момента, которая имеет постоянный знак в течении одного оборота коленчатого вала. Влияние на диаграмму крутящего момента возможно несколькими способами: изменение последователь-

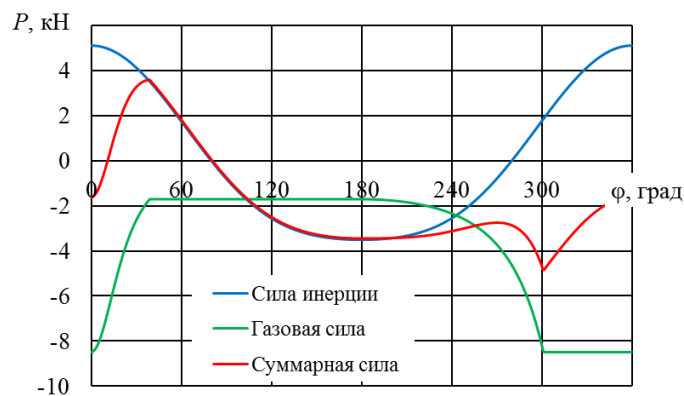


Рис. 7. Диаграмма сил первого ряда

Fig. 7. Diagram of first row forces

ности расположения ступеней по рядам компрессора (вариант 1); изменение мертвого пространства по ступеням компрессора (вариант 2); изменение диаметров поршней компрессора (вариант 3); изменение конструкции компрессора (вариант 4).

Рассмотрим влияние различных вариантов на диаграмму крутящего момента. На рис. 8 приведено сравнение кривых крутящего момента для варианта 1 и варианта 2 с исходным вариантом исполнения.

Изменение последовательности ступеней (вариант 1) с 1-3-2-4 (см. рис. 5) на 1-4-2-3 позволило несколько приблизиться к положительной зоне, однако необходимого запаса по устойчивой работе компрессора нет. Кривая крутящего момента стала более неравномерной и имеет один выраженный пик (влияние четвертой ступени) в начале диаграммы.

Аналогичная картина наблюдается и при изменении мертвого пространства по ступеням (вариант 2). Для выравнивания кривой крутящего момента необходимо увеличивать мертвое пространство на первой ступени, что ведет к уменьшению производительности компрессора. Либо необходимо уменьшить мертвое пространство на четвертой ступени, что невозможно из конструктивных особенностей ступени (малые размеры). К тому же это ведет к росту отношений давлений в четвертой ступени и, как следствие, к росту конечной температуры. На рис. 8 приведена диаграмма для наилучшего варианта по распределению мертвых пространств. Из рисунка видно, что, хотя диаграмма крутящего момента находится в положительной области, запас по устойчивой работе компрессора очень мал. Влияние изменения диаметров поршней (вариант 3) схоже с влиянием изменения мертвого пространства (вариант 2), т.к. и в том и в другом случае влияние на газовую силу осуществляется путем перераспределения давлений между ступеней. Необходимо иметь в виду, что диаметр первой ступени уменьшать нельзя, т.к. это ведет к снижению производительности компрессора. Значительное занижение диаметров ступеней приводит к росту отношения давлений на предыдущих ступенях, что ведет к большему нагреву газа.

Основной проблемой при подборе рациональной знакопостоянной диаграммы крутящего момента является то, что газовые силы по рядам распределены не равномерно. Чтобы уравнять газовые силы по рядам было предложено изменить конструкцию компрессора (вариант 4), которая предполагает применение дифференциального поршня, в котором будут расположены первая и вторая ступени (см. рис. 9б). Кроме того, решено эти ступени разделить на два ряда (см. рис. 9а).

Диаграмма крутящего момента для нового конструктивного исполнения компрессора приведена на рис. 10.

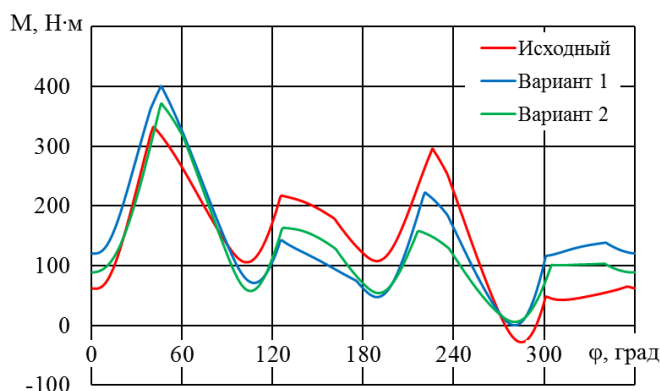


Рис. 8. Кривые крутящего момента для различных вариантов  
 Fig. 8. Torque curves for different variants



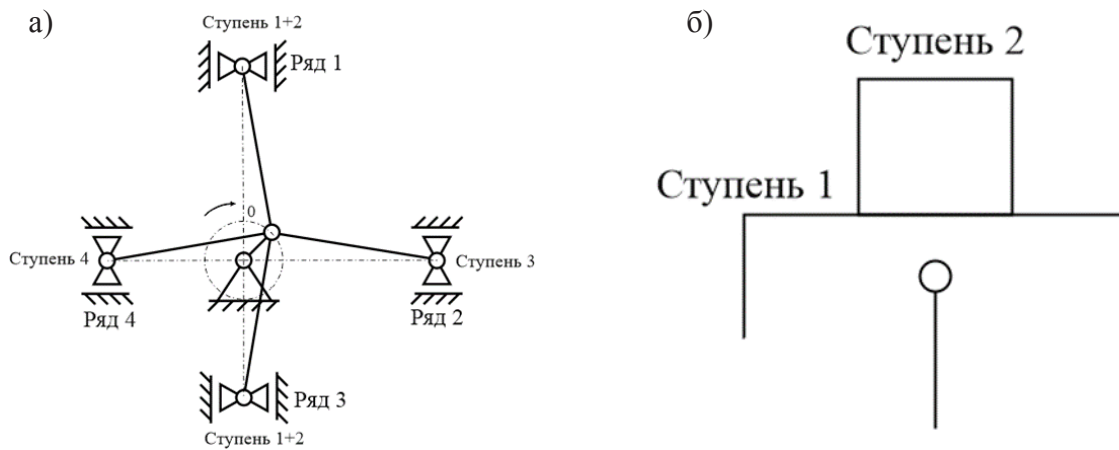


Рис. 9. Расположение ступеней по рядам компрессора (а) и дифференциальный поршень первой и второй ступеней  
 Fig. 9. Arrangement of stages by the compressor rows (a) and differential piston of the first and second stages

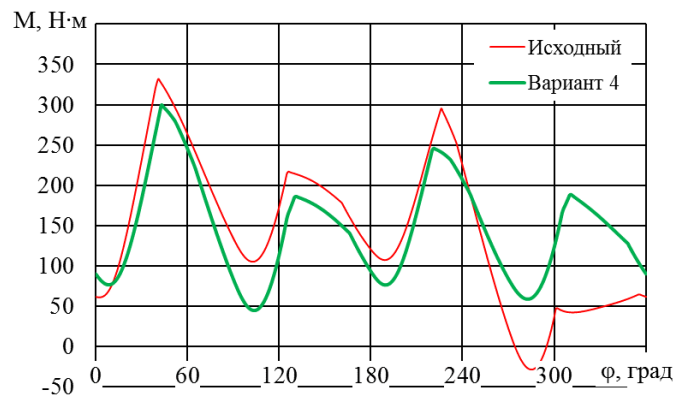


Рис. 10. Диаграмма крутящего момента нового конструктивного исполнения компрессора  
 Fig. 10. Torque diagram of the compressor new design

Из рисунка видно, что диаграмма крутящего момента стала более равномерной и полностью лежит в положительной области с большим запасом по устойчивой работе компрессора. Разделение первой и второй ступеней на два ряда позволило уменьшить их диаметры. Силовая нагрузка на первый и третий ряды компрессора стала одинаковой. К недостаткам следует отнести некоторое усложнение конструкции, вместо цилиндров с тронковыми поршнями необходимо изготовление цилиндров с дифференциальными поршнями.

### Заключение

Проведенное исследование показывает, что конструктивное исполнение компрессора влияет на диаграмму крутящего момента как количественно, так и качественно. Изменение конструкции позволило существенно улучшить диаграмму крутящего момента компрессора, что приведет не только к снижению низкочастотной вибрации, но и уменьшению массы маховика. Разработанная программа расчета позволяет еще на стадии проектирования проанализировать различные варианты конструктивного исполнения компрессора и выбрать наиболее рациональный.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Френкель М.И.** Поршневые компрессоры. – Л. : Машиностроение, 1969. – 740 с.
- [2] **Четвертаков В.А.** Об уравнивании переменного опрокидывающего момента поршневых агрегатов. Судостроение, 1984. № 12. Russian.
- [3] **Kotlov A.A., Kuznetsov L.G., Burakov A.V.** Analysis of Reciprocating Booster Compressor Performance by Mathematical Modelling Methods. – AIP Conference Proceedings 2141, 030012 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5122062>.
- [4] **Яманин А.И.** Силовой анализ поршневого двигателя с использованием динамических моделей кривошипно-шатунного механизма / А.И. Яманин, В.А. Жуков, С.О. Барышников // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2018. Т. 10. № 1. С. 191–200. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-191-200
- [5] **Фотин Б.С.** Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б.С. Фотина. – Л. : Машиностроение, 1987. – 372 с.
- [6] **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Конструкции. – 3-е изд., доп. – М. : КолосС, 2008. – 711 с.
- [7] **Kotlov A.A.** Research of Two-Stage Reciprocating Compressor by Methods of Physical and Mathematical Experiments. – AIP Conference Proceedings 2141, 030021 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5122071>
- [8] **Weifeng Wu, Zhao Zhang, Quanke Feng.** Investigation on the vibration balance approach for four-row star type reciprocating compressors. Wu Weifeng et al 2019 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 604 012021. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012021
- [9] **Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Силков М.В.** Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2019, № 11, С. 26–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35
- [10] **Ignatiev K.M., Chrustalev B.S., Perevozchikov M.M., Zdaslinsky V.B.** “Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor,” in Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1 (W. Laafayette, USA, 1996), pp. 201–210.
- [11] **Chrustalev B.S., Krasnikov A.G., Adaev N.V.** “Analysis of nonstationary processes of heat and mass exchange in the piston compressor suction system for natural gas compression,” in Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, (W. Laafayette, USA, 1998), pp. 543–549.
- [12] **Isakov V.P.** Automatic valves of piston compressors for various ranges of application. Chemical and petroleum engineering / V.P. Isakov, B.S. Chrustalev. Vol. 31. № 11-12. 1995; July 1996 USA. NewYork.
- [13] **Dutra T., Moratelli S.** A theoretical simulation model for optimization of fins on the shell of a hermetic reciprocating compressor. – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012028. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012028
- [14] **Prilutskii I.K., Prilutskii A.I., Makoveeva A.S., Molodov M.A.** Experience of the comdet-m program application in the analysis of the technical level of gas reciprocating compressors with linear drive unit at the design stage. – AIP Conference Proceedings. Сер. "Oil and Gas Engineering, OGE 2018" 2018. С. 030063.
- [15] **Калекин В.С., Исмаилов М.С., Сенькин П.А.** Математическая модель рабочего процесса детандер-компрессорного агрегата. // Наука и военная безопасность. 2020. № 1 (20). С. 45–52.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КОТЛОВ Андрей Аркадьевич** – Старший научный сотрудник, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, канд. техн. наук.  
E-mail: kotlov\_andrej@mail.ru

**БУРАКОВ Александр Васильевич** – Начальник ЦКБ, АО "Компрессор", без степени.  
E-mail: 47otdel@compressor.spb.ru

**КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич** – Председатель Совета директоров – Генеральный кон-  
структор, АО "Компрессор", д-р техн. наук.  
E-mail: Office@compressor-нpo.ru

**Дата поступления статьи в редакцию: 19.10.2020**

## REFERENCES

- [1] **M.I. Frenkel**, Porshnevyye kompressory. – L. : Mashinostroyeniye, 1969. – 740 s.
- [2] **V.A. Chetvertakov**, Ob uravnoveshivaniy peremennogo oprokidyvayushchego momenta porshnevnykh agregatov. Sudostroyeniye, 1984. №12. Russian.
- [3] **A.A. Kotlov, L.G. Kuznetsov, A.V. Burakov**, Analysis of Reciprocating Booster Compressor Performance by Mathematical Modelling Methods. – AIP Conference Proceedings 2141, 030012 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5122062>.
- [4] **A.I. Yamanin**, Silovoy analiz porshneвого dvigatelya s ispolzovaniyem dinamicheskikh modeley krivo-shipno-shatunnogo mekhanizma / A.I. Yamanin, V.A. Zhukov, S.O. Baryshnikov // Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova. – 2018. – T. 10. – № 1. – S. 191–200. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-191-200
- [5] **B.S. Fotin**, Porshnevyye kompressory / pod obshch. red. B. S. Fotina. – L. : Mashinostroyeniye, 1987. – 372 s.
- [6] **P.I. Plastinin**, Porshnevyye kompressory. Tom 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii. – 3-ye izd., dop. – M. : KolosS, 2008. – 711 s.
- [7] **A.A. Kotlov**, Research of Two-Stage Reciprocating Compressor by Methods of Physical and Mathematical Experiments. – AIP Conference Proceedings 2141, 030021 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5122071>.
- [8] **Weifeng Wu, Zhao Zhang, Quanke Feng**, Investigation on the vibration balance approach for four-row star type reciprocating compressors. Wu Weifeng et al 2019 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 604 012021. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012021
- [9] **V.L. Yusha, S.S. Busarov, A.V. Nedovenchanyy, M.V. Silkov**, Analiz vliyaniya zakona regulirovaniya lineynogo gidroprivoda na energeticheskiye i dinamicheskiye kharakteristiki odnostupenchatogo kompressornogo agregata. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye, 2019, № 11, s. 26–35, DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35
- [10] **K.M. Ignatiev, B.S. Chrustalev, M.M. Perevozchikov, V.B. Zdaslinsky**, “Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor,” in Proceedings of the 1996 International Compresssor Engineering Conference at Purdue, 1 (W. Laafayette, USA, 1996), pp. 201–210.
- [11] **B.S. Chrustalev, A.G. Krasnikov, N.V. Adaev**, “Analysis of nonstationary processes of heat and mass exchange in the piston compressor suction system for natural gas compression,” in Proceedings of the 1998 International Compresssor Engineering Conference at Purdue, (W. Laafayette, USA, 1998), pp. 543–549.
- [12] **V.P. Isakov**, Automatic valves of piston compressors for various ranges of application. Chemical and petroleum engineering / V.P. Isakov, B.S. Chrustalev. Vol. 31. № 11-12. 1995; July 1996 USA. New York.
- [13] **T. Dutra, S. Moratelli**, A theoretical simulation model for optimization of fins on the shell of a hermetic reciprocating compressor. – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 604 (2019) 012028. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012028
- [14] **I.K. Prilutskii, A.I. Prilutskii, A.S. Makoveeva, M.A. Molodov**, Experience of the comdet-m program application in the analysis of the technical level of gas reciprocating compressors with linear drive unit at the design stage. – AIP Conference Proceedings. Ser. "Oil and Gas Engineering, OGE 2018" 2018. S. 030063.

15. **V.S. Kalekin, M.S. Ismailov, P.A. Senkin**, *Matematicheskaya model rabocheho protsessa detander-kompressornogo agregata. // Nauka i voyennaya bezopasnost. 2020. № 1 (20). S. 45–52.*

#### **THE AUTHORS**

**KOTLOV Andrey A.** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*

E-mail: kotlov\_andrej@mail.ru

**BURAKOV Aleksandr V.** – *JSC "Compressor".*

E-mail: 47otdel@compressor.spb.ru

**KUZNETSOV Leonid G.** – *JSC "Compressor".*

E-mail: Office@compressor-npo.ru

**Received: 19.10.2020**