



DOI: 10.18721/JEST.25307  
УДК 621.512.0032

*С.С. Бусаров, И.П. Аистов, Д.С. Титов*

Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

## **ВЕРИФИКАЦИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЁТА ДЕФОРМАЦИЙ СТенок ЦИЛИНДРА ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ БЕССМАЗОЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ АГРЕГАТОВ**

Результаты проведённых экспериментальных исследований деформированного состояния длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессорного агрегата позволили верифицировать методику расчёта для рассмотренного конструктивного исполнения ступени с учётом влияния изменяющихся параметров состояния газа в рабочей камере и температуры стенок. Описан разработанный экспериментальный стенд и методика исследования. Модель деформированного состояния цилиндра реализована с использованием программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical (ПК ANSYS WM). Полученные данные по деформациям позволили дополнить существующую методику расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых ступеней функцией изменения зазора в цилиндропоршневом уплотнении. Данный вопрос является весьма актуальным для процессов в тихоходных агрегатах, поскольку явление релаксации напряжений в стенках цилиндра значительно отличается от процессов, происходящих в быстроходных поршневых ступенях.

*Ключевые слова:* длинноходовой поршневой агрегат, деформация цилиндра, условный зазор, тензометрирование, тепловой расчёт.

*Ссылка при цитировании:*

Бусаров С.С., Аистов И.П., Титов Д.С. Верификация методики расчёта деформаций стенок цилиндра тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых агрегатов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 3. С. 97–107. DOI: 10.18721/JEST.25307

*S.S. Busarov, I.P. Aistov, D.S. Titov*

Omsk state technical university, Omsk, Russia

## **VERIFICATION OF METHOD FOR CALCULATING DEFORMATIONS OF CYLINDER WALLS OF LOW-SPEED LONG-STROKE OIL-FREE PISTON UNITS**

The results of experimental studies of deformed state of a long-stroke low-speed stage of a piston compressor unit made it possible to verify the calculation method for the given design stage, taking into account the influence of changing gas state parameters in the working chamber and wall temperature. The developed experimental testbed and research methodology are described. The model of the deformed state of the cylinder is implemented using the ANSYS Workbench Mechanical software package (ANSYS WM software package). The obtained data on deformations made it possible to supplement the existing method of calculating the working processes of low-speed long stroke piston stages with the function of changing the gap in the cylinder-piston seal. This issue is very relevant for processes in low-speed units, since the phenomenon of stress relaxation in cylinder walls is significantly different from the processes occurring in high-speed piston stages.

*Keywords:* long stroke piston unit, cylinder deformation, conditional clearance, strain gauging, thermal calculation.

*Citation:*

S.S. Busarov, I.P. Aistov, D.S. Titov, Verification of method for calculating deformations of cylinder walls of low-speed long-stroke oil-free piston units, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 25 (03) (2019) 97–107. DOI: 10.18721/JEST.25307

**Введение.** Деформации цилиндра поршневого компрессорного агрегата, обусловленные как избыточным давлением рабочей среды в камере сжатия и его температурным состоянием, будут тем больше, чем больше будет избыточное давление и температура. Причём перемещение поршня в рабочей камере будет постоянно сдвигать область избыточного давления в процессе сжатия, то есть на цилиндре будет образована движущаяся и постоянно растущая волна – цилиндр будет «дышать». В процессе всасывания избыточное давление будет практически отсутствовать и, следовательно, деформации цилиндра, обусловленные только его тепловым состоянием будут минимальны. Как показали теоретические исследования, температурное состояние цилиндра играет решающую роль в возникающих значениях деформаций [1, 2, 13, 14]. Деформированное состояние цилиндрической части будет способствовать росту утечек из рабочей камеры. Естественно данные процессы скажутся на эффективности рабочего процесса тихоходных длинноходовых агрегатов.

Как было показано в ранее проведённых работах, тихоходные длинноходовые ступени поршневых компрессоров имеют свою конструктивную особенность, которая по сравнению с быстроходными агрегатами уменьшает их жёсткость, а именно это показатель  $\psi = S/d_{ц}$  ( $S$  – ход поршня, м;  $d_{ц}$  – диаметр цилиндра, м), который имеет значение 5...20 [3, 4]. К тому же, режим работы длинноходовых агрегатов (длительное время цикла: период полного хода поршня – 2...6 с) способствует тому, что деформации могут достигать своего максимального значения [5].

Данные факторы определили необходимость уточнения существующей методики расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых агрегатов [6–8] в плане учёта деформированного состояния цилиндрической части рабочей камеры и определения возникающих

зазоров как функции давления, температуры и координаты рассматриваемой точкию.

### Объект исследования

Объектом исследования являются тихоходная ступень поршневого компрессорного агрегата со следующими параметрами: геометрические – внутренний диаметр цилиндра  $d_{ц} = 0,05$  м; ход поршня  $S = 0,5$  м; толщина стенки цилиндра  $\delta = 0,0025$  м; радиус наружного цилиндра  $R = 0,0275$  м; граничные условия – температура газа на всасывании – 290...295 °К, давление всасывания – 0,1 МПа, давление нагнетания  $p_n$  – до 10 МПа; температура охлаждающей среды – 291 °К, физические условия: сжимаемый газ – воздух, охлаждение ступени – естественные условия в лаборатории. Уплотнение цилиндропоршневой пары тихоходной ступени – манжетное (материал – Флубон 20).

Общий вид тихоходной длинноходовой ступени представлен на рис. 1.

### Методика исследования

**Экспериментальные исследования.** Цель экспериментальных исследований – определение радиальных перемещений (деформаций) цилиндра в зависимости от давления нагнетания и температуры стенок цилиндра и координаты положения поршня. Радиальные перемещения стенок цилиндра приводят к образованию зазоров между стенками цилиндра и поршнем и увеличению утечек через цилиндропоршневое уплотнение [7, 11, 12, 15].

Экспериментальные исследования по измерению деформированного состояния цилиндра длинноходового агрегата проводились на стенде, схема и фотография которого представлены на рис. 2.

Данный эксперимент направлен на определение деформаций цилиндра как функции давления в зоне нагнетания и температуры стенок цилиндра.

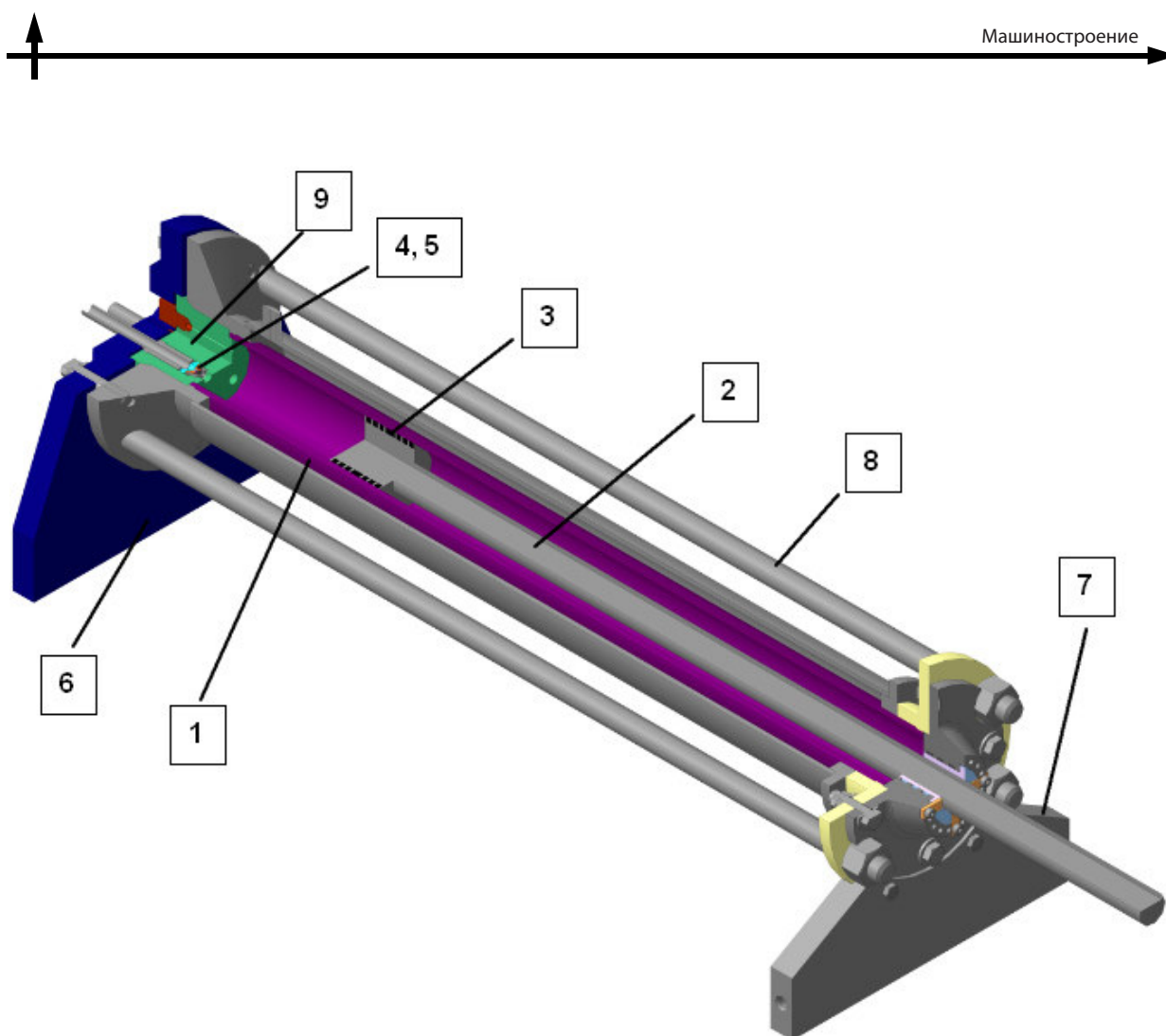


Рис. 1. Общий вид тихоходной длинноходовой ступени поршневого агрегата:

1 – цилиндр; 2 – поршень-шток; 3 – поршневые уплотнения; 4,5 – всасывающий и нагнетательный клапаны; 6,7 – опоры; 8 – шпильки; 9 – клапанная группа

Fig. 1. General view of the low-speed long stroke piston stage:

1 – cylinder; 2 – piston rod; 3 – piston seals; 4, 5 – suction and discharge valves; 6, 7 – supports; 8 – studs; 9 – valve group

В процессе работы длинноходового агрегата под действием давления и изменяющихся температур в стенке цилиндра возникает двухосное напряженное состояние: кольцевые напряжения в осевых сечениях и продольные напряжения в поперечных сечениях цилиндрической оболочки. Измерение деформаций и напряжений в стенке цилиндра компрессора выполнялось методом тензометрирования [6]. В ходе испытаний с помощью тензодатчиков возможно непрерывно контролировать деформации и напряжения по двум взаимно перпендикулярным направлениям на поверхности цилиндра компрессора.

Проблема повышения точности измерения деформаций возникает из-за постоянно изменяющихся условий нагружения элементов компрессора. В связи с этим была разработана многоканальная тензостанция, способная отражать динамику измеряемых процессов. На рис. 3 показана схема измерения и регистрации деформаций на поверхности цилиндра компрессора [8].

Для измерения деформаций цилиндра используются поверхностные тензорезисторы, позволяющие с высокой точностью определять деформации по изменению собственного сопротивления при растяжении и сжатии [7, 9].

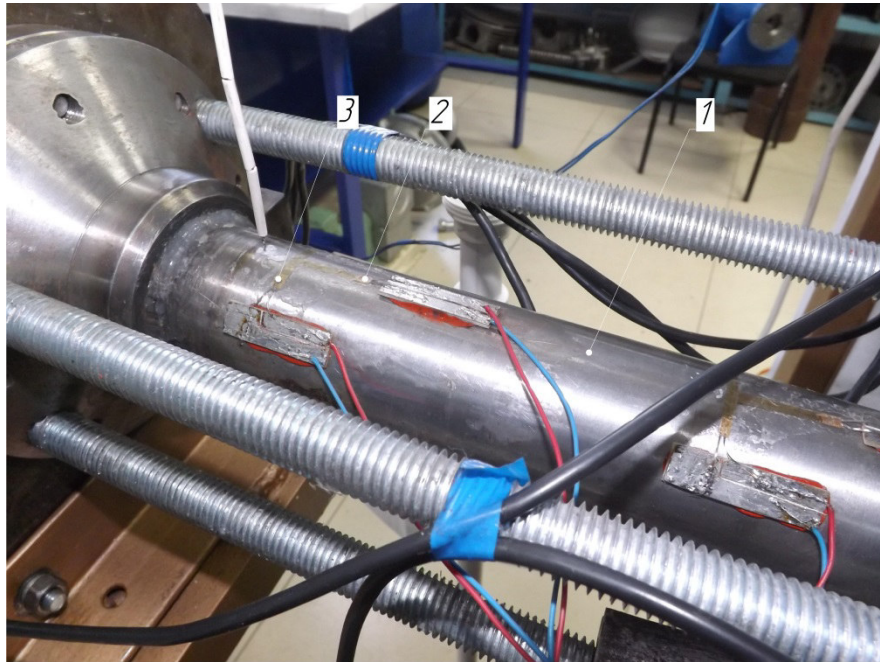


Рис. 2. Экспериментальный стенд определения деформаций цилиндра поршневого агрегата:

- 1 – цилиндр; 2 – тензодатчик для измерения продольных деформаций;
- 3 – тензодатчик для измерения кольцевых деформаций

Fig. 2. Experimental stand for determining the deformations of the cylinder of a piston unit:

- 1 – a cylinder; 2 – strain gage for measuring longitudinal deformations; 3 – strain gage for measuring ring deformations

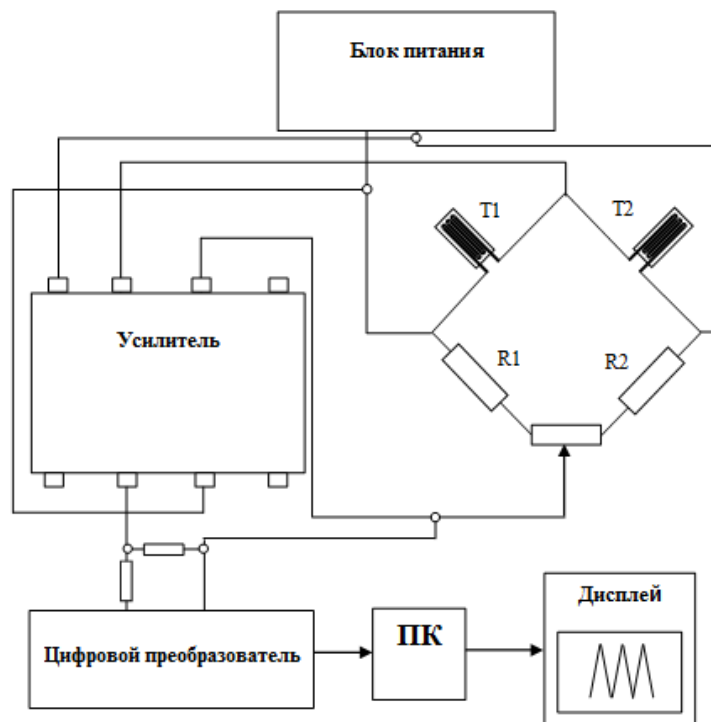


Рис. 3. Мостовая схема тензостанции измерения и регистрации деформаций цилиндра

Fig. 3. Bridge diagram of the strain gauge measuring and recording cylinder deformations

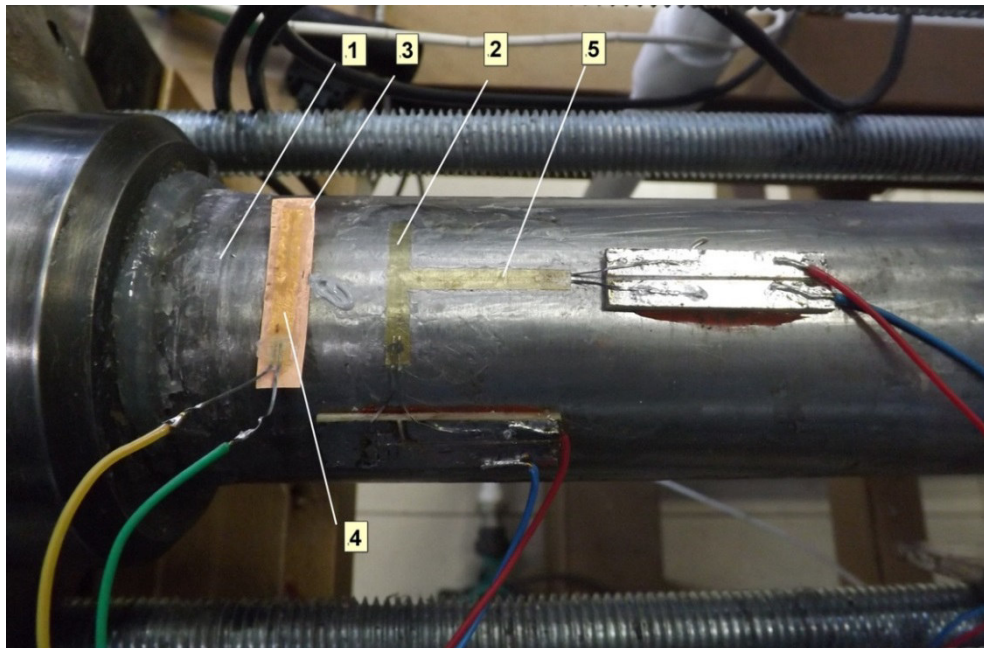


Рис. 4. Схема наклейки тензорезисторов на цилиндре  
 Fig. 4. The scheme of stickers of strain gauges on the cylinder

Для регистрации деформаций, по верхней образующей цилиндра компрессора были выбраны несколько точек, в которых попарно наклеивались тензорезисторы в окружном и продольном направлениях (рис. 4). Такое расположение тензорезисторов совпадает с направлением главных напряжений. Для каждого тензорезистора выделен отдельный канал мостовой схемы (рис. 3), на которой тензорезистор отмечен как Т1. Измерение деформаций проводилось независимо по взаимно перпендикулярным направлениям путем подключения тензорезисторов в мостовую схему. Второй тензорезистор Т2, входящий в мостовую схему, компенсирует влияние окружающей температуры на выходной сигнал, а также, используется для тарировки.

Тарировка тензодатчиков предварительно проводилось с помощью тарировочной балки. Для этого, тензорезистор Т2 наклеивался на балку, изготовленную из того же металла, что и цилиндр тихоходной ступени. Балка нагружалась чистым изгибом, и ее деформации были пропорциональны прогибу, который измерялся с помощью стрелочного индикатора с точностью до 0,01 мм.

Известная величина прогиба (деформации) тарировочной балки сопоставлялась с величиной выходного напряжения при разбалансировке моста из-за изменения сопротивления тензодатчика Т2. Аналоговый сигнал с выхода тензостанции подавался на вход цифрового преобразователя, сигнал которого может быть обработан на персональном компьютере [8].

Проводился эксперимент на тихоходной ступени компрессора без охлаждения. На цилиндрической части (рис. 2, цилиндр – поз. 1) установлены 5 тензодатчиков (поз 2), три из которых, с координатами (считая от клапанной группы) 30 мм, 170, 390 мм, измеряют радиальные деформации, и, два тензодатчика (поз. 3), с координатами 45 и 185 мм измеряют продольные деформации. Сигналы с тензодатчиков поступают на преобразователь напряжения измерительный (Е14-140-М) и далее величина изменения деформаций стенок в кольцевом (по окружности цилиндра) и продольном (вдоль оси цилиндра) направлениях обрабатывались с помощью пакета программы PowerGraph 3.3 и выводились на монитор персонального компьютера поз. 5 и (рис. 5).

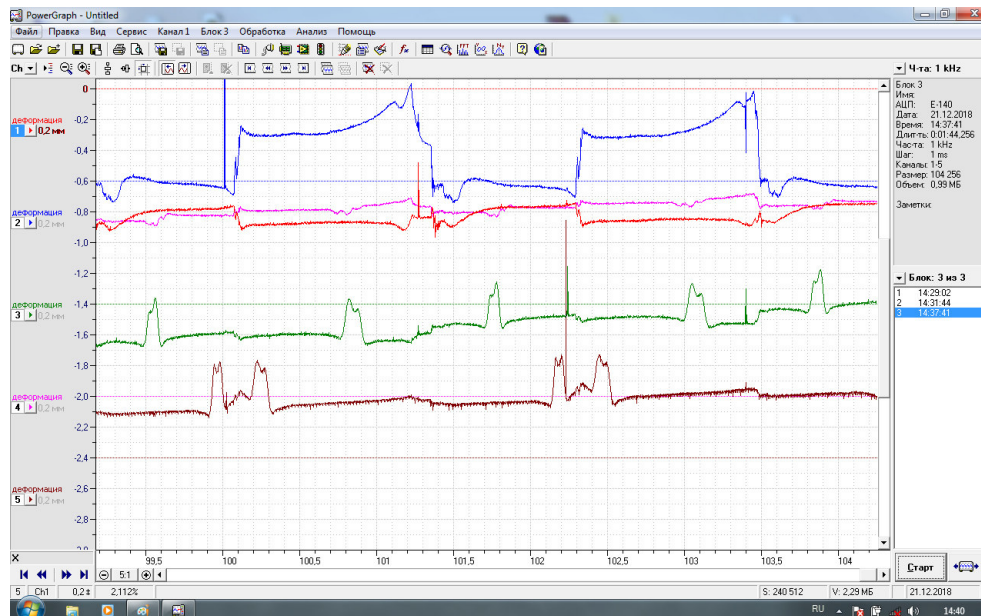


Рис. 5. Вид экспериментальных данных в программе PowerGrsph 3.3

Fig. 5. Type of experimental data in the program PowerGrsph 3.3

Эксперимент проводился следующим образом. Ступень выводилась на режим работы с постоянным давлением нагнетания. Затем, с помощью тензостанции, на персональный компьютер записывались показания с тензодатчиков в конечном положении поршня в момент действия максимального рабочего давления в зоне всасывания исследуемой ступени. В районе установки тензодатчиков на поверхности цилиндра были установлены термопары для определения температуры стенки цилиндра.

#### Расчетная методика определения радиальных перемещений стенок цилиндра

Для определения перемещения цилиндра в радиальном направлении  $\Delta R$  при известной деформации стенки цилиндра в кольцевом направлении  $\Delta S_0$  (рис. 7) можно использовать положения теории тонкостенных оболочек [9].

Деформация стенки цилиндра в кольцевом направлении вследствие приращения цилиндра  $\Delta R$  радиусом  $R$  определяется по формуле:

$$\varepsilon = \frac{dS_1 - dS_0}{dS_0}, \quad (1)$$

где  $dS_0$  – длина элементарного кольцевого отрезка до деформации цилиндра;  $dS_1$  – длина элементарного кольцевого отрезка после деформации цилиндра, величина которых может быть определена (см. рис. 6):

$$dS_0 = R \cdot d\varphi, \quad dS_1 = (R + \Delta R) \cdot d\varphi. \quad (2)$$

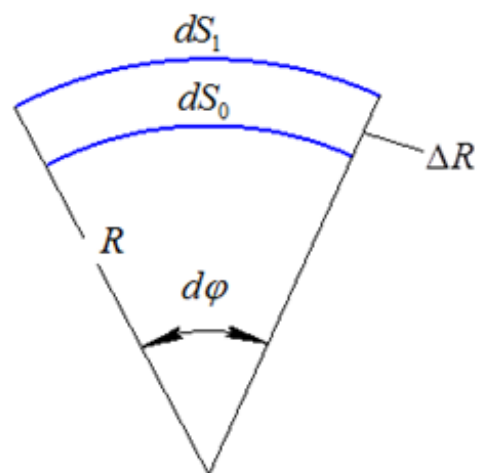


Рис. 6. Схема определения кольцевых деформаций стенок цилиндра

Fig. 6. Scheme for determining the annular deformations of the cylinder walls

Следовательно

$$\varepsilon = \frac{dS_1 - dS_0}{dS_0} = \frac{Rd\varphi + \Delta Rd\varphi - Rd\varphi}{Rd\varphi} = \frac{\Delta R}{R}.$$

Таким образом, перемещение стенки цилиндра в радиальном направлении  $\Delta R$  через деформацию стенки цилиндра в кольцевом направлении  $\varepsilon$  можно определить как

$$\Delta R = \varepsilon \cdot R. \quad (3)$$

Величину кольцевых деформаций стенки цилиндра  $\varepsilon^{\text{эксп}}$  можно получить методом тензометрирования, по методике описанной выше.

**Математическая модель оценки деформированного состояния стенок цилиндра поршневого агрегата**

Рассмотрим математическую модель оценки напряженно-деформированного состояния стенок цилиндра поршневого агрегата с целью определения радиальных перемещений стенки цилиндра. Расчетная модель построена на основе программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical (ПК ANSYS WM) [1, 2, 10]. Данная программа позволяет учитывать необходимые условия нагружения стенок цилиндра поршневого агрегата, реализуемые при проведении эксперимента, а именно: давление в зоне нагнетания и температура стенки цилиндра агрегата, которые фиксировались в ходе эксперимента (см. таблицу).

Расчетная модель упрощена по сравнению с реальной конструкцией стенда. Основными элементами деформируемой модели тихоходной ступени поршневого агрегата являются: тонкостенная цилиндрическая оболочка, две опоры, поршень с уплотнительными кольцами. На рис. 7, в качестве иллюстрации, приведена сетка конечных элементов цилиндра поршневого агрегата. Сетка конечных элементов генерировалась в процедуре MeshSizing автоматически стандартными средствами ПК ANSYS WM по заданным пользователем параметрам конечного элемента: тип элемента – 10-узловой тетраэдр; размер ребра тетраэдра варьировался от 0,5 до 2 мм.

Соединения и взаимодействие между отдельными деталями моделировались путем назначения контактов между ними (Connections – Contacts). В зоне нагнетания и всасывания, соединение торцов цилиндра моделировалось с опорной пластиной путем задания неразрывного контакта на границе соединения тел – Bonded – Solid To Solid. Подвижный контакт между стенкой внутренней стенкой цилиндра и уплотнением поршня агрегата задан граничным условием Frictional (коэффициент трения  $f = 0,2$ ). В расчетной модели жесткость опор не учитывалась, а их защемление моделировалось командой FixedSupport.

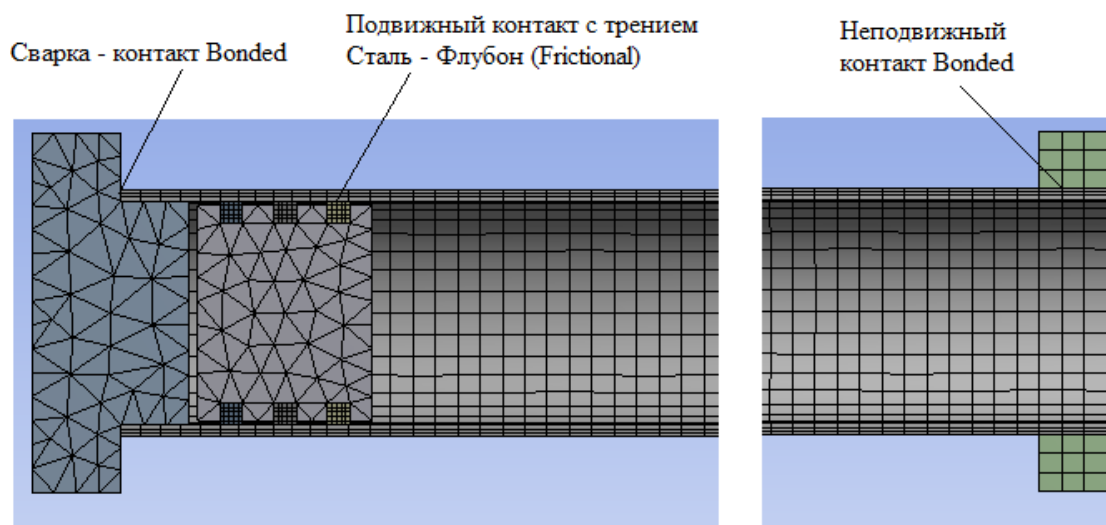


Рис. 7. Сетка конечных элементов для моделирования поршневого агрегата в ПК ANSYS WM  
 Fig. 7. Finite Element Grid for Piston Assembly Simulation in ANSYS WM

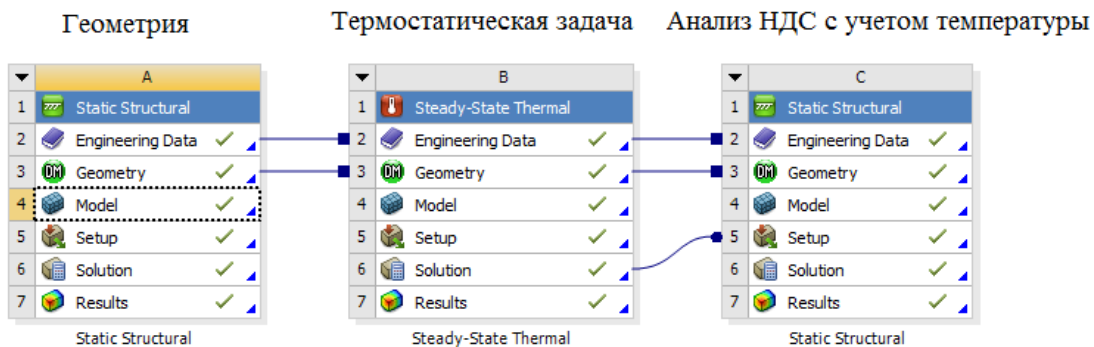


Рис. 8. Схема проекта расчетной модели расчета температуры и оценки напряженно-деформированного состояния стенок цилиндра поршневого агрегата

Fig. 8. Scheme of the draft computational model for calculating the temperature and estimating the stress-strain state of the cylinder walls of a piston unit

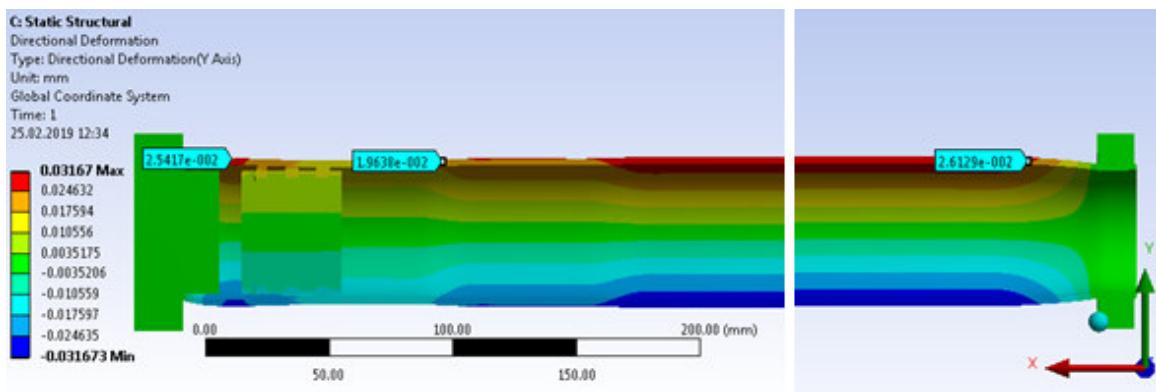


Рис. 9. Радиальные перемещения стенок цилиндра поршневого агрегата

Fig. 9. Radial movement of the cylinder walls of the piston unit

Для учета влияния температуры стенок цилиндра, полученных в ходе эксперимента с помощью термпар, на величину их деформаций в расчетной модели предусмотрено предварительное решение в пакете ПК ANSYS WM термостатической задачи при помощи стандартного модуля Steady-State Thermal (рис. 8).

Полученное распределение температур стенок цилиндра передается в модуль StaticStructural ПК ANSYS WM для оценки напряженно-деформированного состояния стенок цилиндра поршневого агрегата, в том числе, определение радиальных перемещений стенок цилиндра  $\Delta R^{\text{расч}}$  в точках расположения тензорезисторов (рис. 9).

### Результаты

Верификация методики расчёта деформаций стенок цилиндра производилась следующим образом:

1) Определяем величину кольцевых деформаций стенки цилиндра  $\epsilon^{\text{эксп}}$  методом тензометрирования в точках расположения тензорезисторов. При этом фиксируются значения давления в зоне нагнетания и температура стенки в точках расположения тензорезисторов (см. таблицу).

2) Согласно представленной математической модели в ПК ANSYS WM, определяем величину радиальных перемещений стенок цилиндра  $\Delta R^{\text{расч}}$  в точках расположения тензорезисторов.





**Экспериментальные данные и расчетные значения величин радиальных перемещений  
стенки цилиндра поршневого агрегата**

**Experimental data and calculated values of the values of the radial displacements of the cylinder wall of a piston unit**

№ п/п	Давление нагнетания, МПа	Номер тензо-резистора	Координата тензо-резистора, мм	Температура стенки цилиндра, °С	Радиальные перемещения стенки цилиндра $\Delta R^{\text{эксп}}$ , мм	Радиальные перемещения стенки цилиндра $\Delta R^{\text{расч}}$ , мм
1	8,9	T1	30	30	0,00495	0,00491
2	8,9	T4	170	60	0,0148	0,0156
3	8,9	T5	390	65	0,0129	0,0148
4	7,8	T1	30	35	0,0165	0,0163
5	7,8	T4	170	45	0,0088	0,0093
6	7,8	T5	390	35	0,0088	0,0095

3) Для сравнения экспериментальных данных и расчетных значений, по формуле (3) определяем величину радиальных перемещений  $\Delta R^{\text{эксп}}$ . Радиус наружного цилиндра поршня агрегата с учетом его толщины принимался равным  $R = 27,5$  мм.

В таблице приведены экспериментальные данные и расчетные значения величин радиальных перемещений стенки цилиндра поршневого агрегата.

Полученная погрешность методики не превышает 15 %, что вполне можно считать удовлетворительным результатом для данных исследователей.

### Выводы

В работе представлена верифицированная методика расчёта деформированного сос-

тояния цилиндра тихоходного длинноходового агрегата с целью определения радиальных перемещений цилиндра при действии рабочего давления в полости нагнетания и с учетом температуры стенки цилиндра, что позволяет оценить образующиеся зазоры в цилиндропоршневой паре. Значения полученных зазоров при деформированном состоянии могут быть введены в методику расчёта рабочих процессов тихоходных длинноходовых ступеней поршневых агрегатов. Кроме того, предложенная методика может быть в дальнейшем применена при проведении проектных расчётов, параметрического анализа и моделировании различных конструктивных схем, тихоходных длинноходовых ступеней поршневых агрегатов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Aistov I.P., Vansovich K.A., Busarov S.S., Titov D.S. Evaluation of Stress-Strain State of the Slow-Speed Compressor Cylinder // Oil and Gas Engineering (OGE-2018): AIP Conf. Proc. 2007. 030064-1–030064-7.

[2] Бусаров С.С., Аистов И.П., Вансович К.А., Титов Д.С. Оценка напряженно-деформированного состояния цилиндра тихоходного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 4. С. 7–11.

[3] Бусаров С.С., Юша В.Л., Недовенчаный А.В., Громов А.Ю. Анализ температурного состояния интенсивно охлаждаемой длинноходовой тихоходной

ступени поршневого компрессора // Низкотемпературные и пищевые технологии в XX веке: матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. СПб.: Ун-т ИТМО, 2015. С. 66–69.

[4] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. No. 53(7–8). URL: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>

[5] Юша В.Л., Недовенчаный А.В., Бусаров С.С. Экспериментальная оценка эффективности рабо-

чих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 8. С. 27–29.

[6] Тензометрия в транспортном машиностроении / А.Н. Серьезнов [и др.]. Новосибирск: Наука, 2014. 272 с.

[7] **Бусаров С.С., Титов Д.С., Дёмин И.С., Недовенчаный А.В.** Оценка влияния неплотностей цилиндропоршневых уплотнений на рабочий процесс тихоходных длинноходовых поршневых агрегатов // Омский научный вестник. 2019. № 1 (163). С. 5–10. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-163-5-10.

[8] **Бусаров, С.С., Аистов И.П., Вансович К.А., Титов Д.С., Гошля Р.Ю.** Экспериментальное определение деформаций цилиндра тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 1. С. 20–23.

[9] **Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С.** Пластинки и оболочки. М.: Либроком, 2009. 640 с.

[10] **Madenci E., Guven I.** The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. DOI 10.1007/978-1-4899-7550-8

[11] **Громов А.Ю.** Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 18 с.

[12] **Пластинин П.И.** Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭМВ // Итоги науки и техники. Сер. Насосостроение и компрессоростроение. Т. 2. М., 1981. 168 с.

[13] **Френкель М.И.** Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.

[14] **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. Paper 295. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295>

[15] **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/ Paper 1108. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108>

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич** – доцент Омского государственного технического университета  
кандидат технических наук

E-mail: [bssi1980@mail.ru](mailto:bssi1980@mail.ru)

**АИСТОВ Игорь Петрович** – профессор Омского государственного технического университета  
доктор технических наук

E-mail: [aistov\\_i@mail.ru](mailto:aistov_i@mail.ru)

**ТИТОВ Даниил Сергеевич** – ассистент Омского государственного технического университета

E-mail: [xltitov@rambler.ru](mailto:xltitov@rambler.ru)

Дата поступления статьи в редакцию: 28.05.2019

#### REFERENCES

[1] **I.P. Aistov, K.A. Vansovich, S.S. Busarov, D.S. Titov,** Evaluation of Stress-Strain State of the Slow-Speed Compressor Cylinder, Oil and Gas Engineering (OGE-2018): AIP Conf. Proc., (2007) 030064-1–030064-7.

[2] **S.S. Busarov, I.P. Aistov, K.A. Vansovich, D.S. Titov,** Otsenka napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tsilindra tikhokhodnogo kompressora, Kompressornaya tekhnika i pnevmatika, 4 (2018) 7–11.

[3] **S.S. Busarov, V.L. Yusha, A.V. Nedovenchanyy, A.Yu. Gromov,** Analiz temperaturnogo sostoyaniya intensivno okhlazhdayemoy dlinnokhodovoy tikhokhodnoy stupeni porshnevogo kompressora, Nizkotemperaturnyye i pishchevyye tekhnologii v XX veke: mater. VII Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. SPb.: Un-t ITMO, (2015) 66–69.

[4] **V.L. Yusha, S.S. Busarov, A.Yu. Gromov,** Assessment of the Prospects of Development of



Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units, *Chemical and Petroleum Engineering*, 53 (7–8) (2017). URL: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>

[5] **V.L. Yusha, A.V. Nedovenchanyy, S.S. Busarov**, Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressornykh stupeney pri szhatii razlichnykh gazov, *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 8 (2018) 27–29.

[6] *Tenzometriya v transportnom mashinostroyenii*. A.N. Seryeznov i dr. Novosibirsk: Nauka, 2014.

[7] **S.S. Busarov, D.S. Titov, I.S. Demin, A.V. Nedovenchanyy**, Otsenka vliyaniya neplotnostey tsilindroporshnevykh uplotneniy na rabochiy protsess tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevykh agregatov, *Omskiy nauchnyy vestnik*, 1 (163) (2019) 5–10. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-163-5-10

[8] **S.S. Busarov, I.P. Aistov, K.A. Vansovich, D.S. Titov, R.Yu. Goshlya**, Eksperimentalnoye opredeleniye deformatsiy tsilindra tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevykh agregatov, *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 1 (2019) 20–23.

[9] **S.P. Timoshenko, S. Voynovskiy-Kruger**, *Plastinki i obolochki*. M.: Librokom, 2009.

[10] **E. Madenci, I. Guven**, *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*. DOI 10.1007/978-1-4899-7550-8

[11] **A.Yu. Gromov**, Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. Omsk, 2017.

[12] **P.I. Plastinin**, Raschet i issledovaniye porshnevykh kompressorov s ispolzovaniyem EMV, *Itogi nauki i tekhniki. Ser. Nasosostroyeniye i kompressorostroyeniye*, 2 (1981).

[13] **M.I. Frenkel**, *Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya*. 3-ye izd., pererab. i dop. L.: Mashinostroyeniye, 1969.

[14] **P. Plastinin, S. Fedorenko**, Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model, *International Compressor Engineering Conference*, Paper 295 (1978). URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/295>

[15] **B.S. Chrustalev, V.B. Zdalinsky, V.P.A. Bulanov**, Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases, *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1108 (1996). URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108>

#### THE AUTHORS

**BUSAROV Sergei S.** – *Omsk State technical university*

E-mail: [bssi1980@mail.ru](mailto:ssi1980@mail.ru)

**AISTOV Iror P.** – *Omsk State technical university*

E-mail: [aistov\\_i@mail.ru](mailto:aistov_i@mail.ru)

**TITOV Daniil S.** – *Omsk State technical university*

E-mail: [xltitov@rambler.ru](mailto:xltitov@rambler.ru)

Received: 28.05.2019