

УДК 62-33

**А.Е. Кобитянский, М.В. Кузнецов, П.В. Котельников**

**A.E. Kobityansky, M.V. Kuznetsov, P.V. Kotelnikov**

Пермский национальный исследовательский политехнический университет  
Perm National Research Polytechnic University

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ  
ПАРАМЕТРОВ КЛАПАНА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ  
НА ОСНОВЕ ТВЕРДОТЕЛЬНОГО  
МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**METHOD OF DETERMINING HIGH PRESSURE  
VALVE EFFICIENT PARAMETERS BASED  
ON SOLID SIMULATION**

Представлена методика на примере расчета клапана КВД-80-25 в среде ANSYS Workbench. Произведен целенаправленный ряд расчетов элемента клапана на статическую прочность с последующим выбором рациональных параметров и проверкой на идентичность гидравлических характеристик новой и исходной конструкций.

**Ключевые слова:** методика, твердотельное моделирование, клапан, ANSYS, Workbench.

Calculating the valve КВД-80-25 in ANSYS Workbench software is presented as an example of method. A series of purposeful static strength calculations of the valve element with subsequent choice of efficient parameters were done. The identity of the hydraulic characteristics of new and original designed valves was checked.

**Keywords:** method, solid simulation, valve, ANSYS, Workbench.

Для поддержания давления в нефтяных пластах месторождений методом закачки жидкости применяются насосные установки [1]. Одним из узлов таких установок является клапан высокого давления (рис. 1), играющий существенную роль в процессе подачи жидкости в пласт месторождения. С помощью этого клапана осуществляется регулирование расхода жидкости, что влияет на производительность и качество работы всей установки.

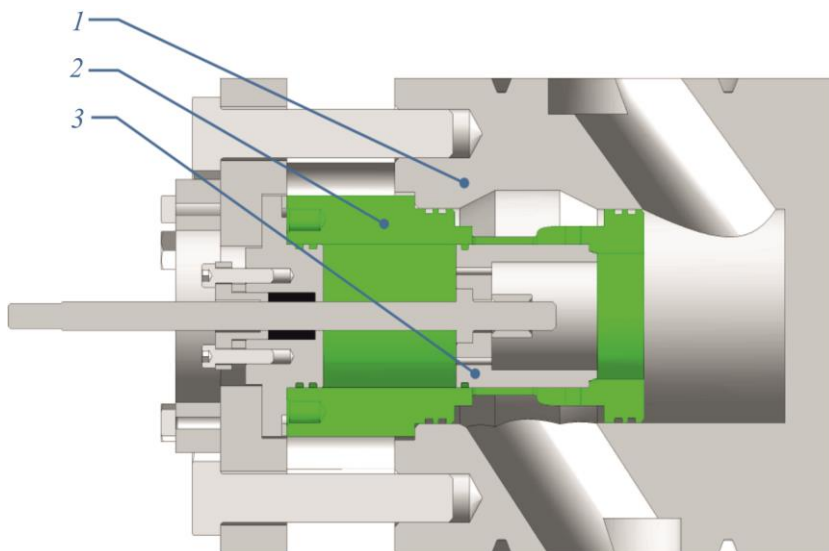


Рис. 1. Модель клапана КВД-80-25 (сечение):  
 1 – корпус; 2 – гильза; 3 – подвижный шток

Практика эксплуатации показала недостаточную надежность конструкции гильзы (рис. 2) в районе проходного окна. В связи с этим ставится задача по определению рациональных параметров конструкции гильзы, обеспечивающих ее надежную работу при заданном законе расхода жидкости.

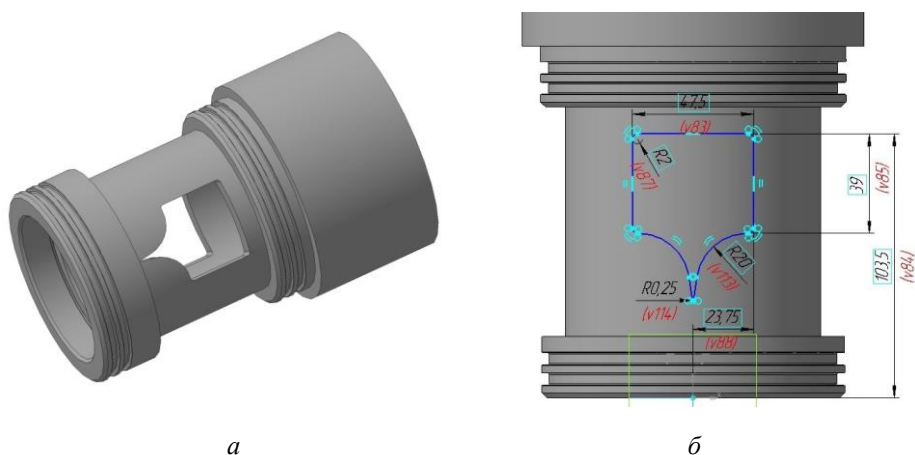


Рис. 1. Гильза: а – 3D-модель; б – эскиз проходного окна

Особенность гильзы заключается в наличии проходного окна криволинейной конфигурации для задания определенного закона изменения расхода жидкости, зависящего от перемещения поршня внутри гильзы.

В процессе исследования решалась задача по выбору рациональных параметров гильзы из условий статической прочности с проверкой гидравлических характеристик полученной конструкции.

Выбраны следующие значимые варьируемые параметры детали: толщина стенки гильзы  $t$  в районе проточного окна с соответствующими ограничениями на внутренний диаметр поршня  $d_{\text{внутр}} = 80$  мм и внешний диаметр центрирующих колец  $d_{\text{внеш}} = 119$  мм, а также параметры эллипса, принятого за сопряжение дуг  $R20$ .

В качестве целевых критериев заданы:

1. Эквивалентное напряжение стальной гильзы с соответствующими механическими характеристиками (сталь 40X13, ГОСТ 5632–72 [2]):

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_m}{n} = \frac{1620 \text{ МПа}}{2} = 810 \text{ МПа}. \quad (1)$$

2. Гидравлическая характеристика клапана (расход  $Q$ ).

3. Допускаемая погрешность  $\varepsilon$  площади  $S_{\text{п}}$  проходного окна полученной конструкции относительно площади проходного окна  $S_{\text{п}}$  исходной детали:

$$\frac{|S_{\text{п}} - S_{\text{п}}|}{S_{\text{п}}} \leq \varepsilon. \quad (2)$$

4. Форма нового окна должна быть как можно ближе к исходной.

Задача решалась в интегрирующей среде ANSYS Workbench с использованием модуля прочностного расчета твердых тел Workbench Mechanical и модуля Ansys CFX, отвечающего за гидравлическую часть исследований\*. Предложенный комплекс позволяет проводить расчеты всей системы как единого целого с возможностью обмена входными и выходными данными. Кроме того, с помощью компонента оптимизации возможна оценка откликов целевых критериев при минимальном количестве численных экспериментов.

Алгоритм решения задачи представлен структурной схемой (рис. 2).

В соответствии с разработанным алгоритмом выполнены следующие этапы моделирования:

- задание механических свойств материала;
- создание расчетной геометрической модели гильзы (рис. 3);
- разбиение тела на конечные элементы в виде тетраэдров (рис. 4);
- задание величин распределенных нагрузок по поверхностям гильзы;

---

\* ANSYS Workbench Software Tutorial. ANSYS Release 11. Fereydoon D., Jack Z.; ANSYS CFX Tutorials. ANSYS Release 11, 2006; ANSYS, Inc. Theory Reference. ANSYS Release 9, 2004.

– закрепление детали путем задания нулевых перемещений по осям  $Y, Z$  для посадочных колец и верхнего торца по оси  $X$ .

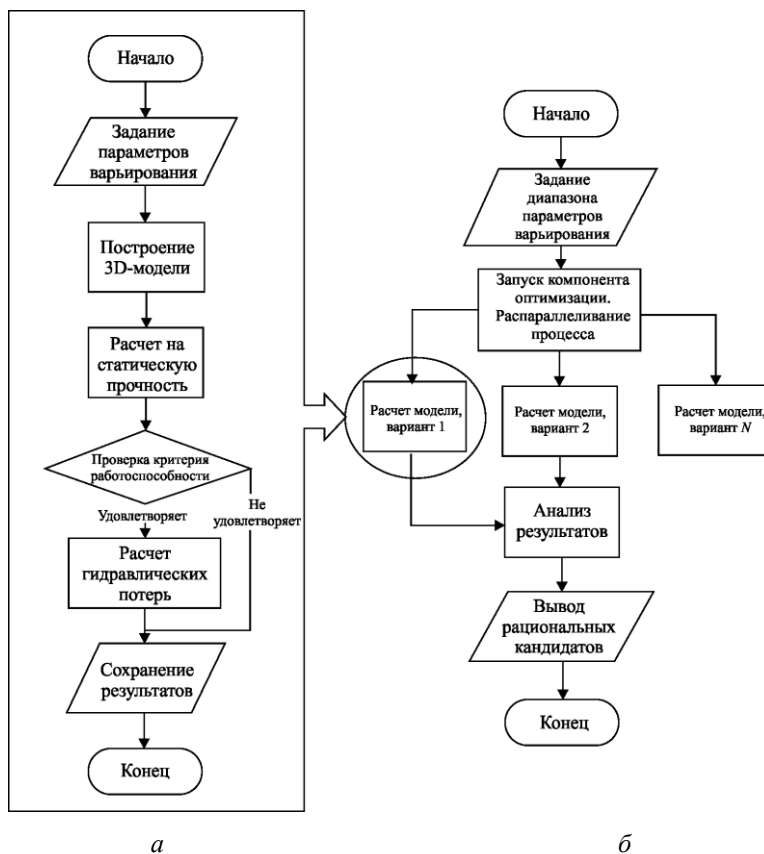


Рис. 2. Алгоритм решения: *a* – процедура расчета модели; *б* – алгоритм поиска рационального решения

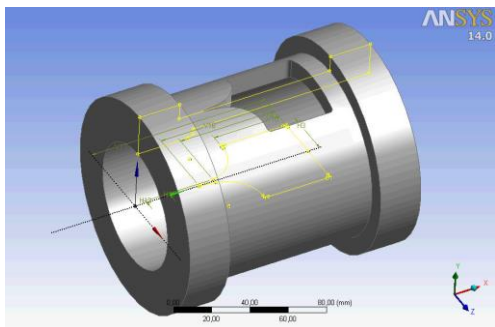


Рис. 3. Расчетная модель гильзы

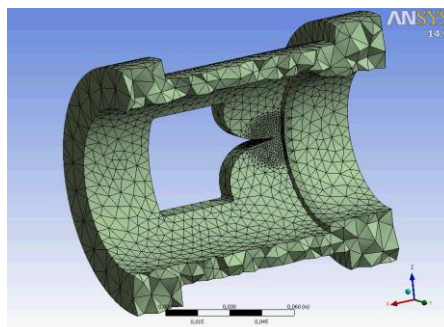


Рис. 4. Разбиение на сеть конечных элементов

Следует отметить, что нагрузка в виде давления  $p_{вх}$  прикладывалась на внешние поверхности детали, контактирующие с жидкостью.

В результате расчета получена картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу (рис. 5, *а*). Установлено, что в сопряжении  $R0,25$  исходной формы (концентратор напряжений) эквивалентные напряжения превышают допустимое в 6 раз. В связи с этим для повышения надежности и работоспособности гильзы на первом этапе увеличили толщину  $t$  стенки до максимума границы таким образом, чтобы внутренний диаметр под поршень и форма профиля окна оставались неизменными. Оказалось, что этот вариант все же не обеспечивает надежности и работоспособности гильзы, так как превышение эквивалентных напряжений относительно допускаемых составляет 1,5 раза (рис. 5, *б*).

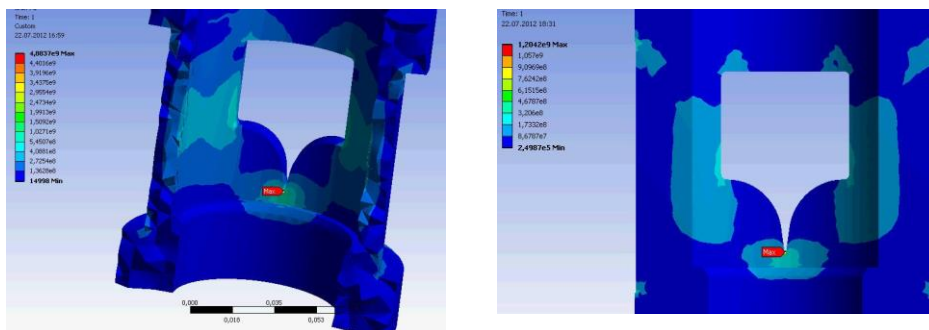


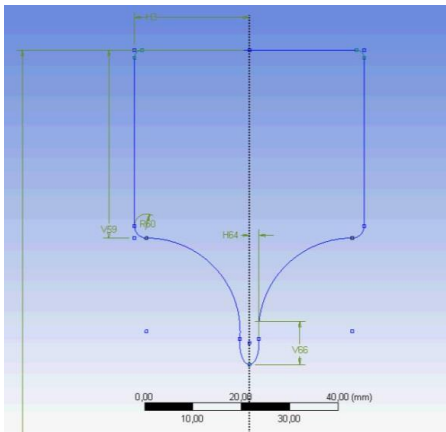
Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений:  
*а* – исходная деталь; *б* – модернизированная деталь

С учетом полученных результатов предложено совместить процесс утолщения стенки с заменой формы сопряжения дуг  $R20$ . При этом общая высота окна не изменяется, а окружности  $R20$  с прилежащими отрезками заменены на окружности, сопрягающие по касательной углы проходного окна и эллипс с варьируемыми параметрами (рис. 4, *а*). Таким образом, на втором этапе исследований толщина стенки детали  $t$  по результатам предыдущих расчетов фиксировалась на максимальном значении и осуществлялся численный эксперимент с вариацией параметров эллипса (табл. 1) в автоматическом режиме.

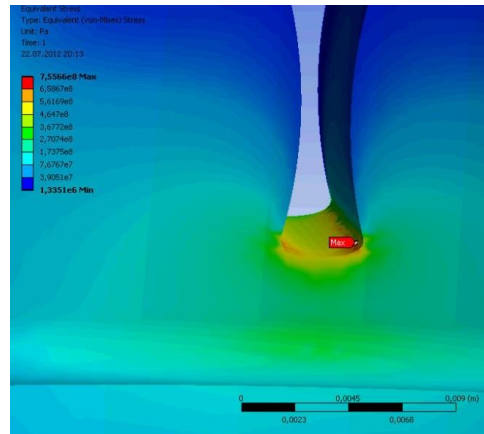
Таблица 1

Варьируемые параметры эллипса

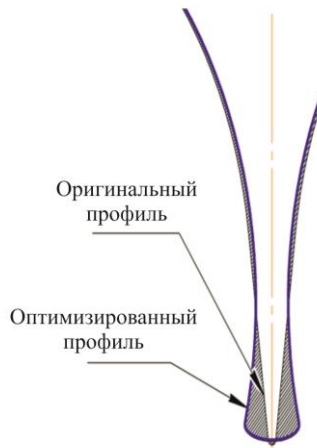
Параметр варьирования	Минимальное значение	Максимальное значение
Вертикальная полуось эллипса $El_V$ , мм	1	15
Горизонтальная полуось эллипса $El_H$ , мм	0,45	2



*a*



*б*



*в*

Рис. 4. Оптимизация окна гильзы: *a* – профиль оптимизированного окна; *б* – картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в районе концентратора; *в* – сравнение исходного и полученного профилей

Оптимизация производилась встроенным средством Goal driven optimization, которое составляет таблицу испытаний, рассчитывает критерии оптимизации в пробных точках и на их основе строит поверхность откликов [3]. По результатам расчета выделено несколько оптимальных «кандидатов» (табл. 2) и осуществлена их проверка (четные строки).

Таблица 2

Оптимальные кандидаты

Кандидаты / проверочные точки	Параметры варьирования		Критерии оптимизации	
	Вертикальная полуось $El\_V$ , мм	Горизонтальная полуось $El\_H$ , мм	Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma$ , МПа	Площадь окна $S$ , мм <sup>2</sup>
Кандидат А	3,541	1,498	758,2607	2081,917
Проверка А	3,541	1,498	783,3907	2081,686
Кандидат В	1,385	1,758	625,8653	2081,792
Проверка В	1,385	1,758	756,8127	2081,956
Кандидат С	7,069	1,307	996,4089	2082,949
Проверка С	7,069	1,307	967,1715	2083,046

В итоге выбран кандидат В, лучше всех удовлетворяющий критериям 1 и 4. Максимальное эквивалентное напряжение по Мизесу в данном варианте  $\sigma = 757$  МПа, что меньше допустимого в 1,1 раза (рис. 4, б, в). Этот вариант обеспечивает статическую прочность.

Для клапана с выбранным вариантом конструкции гильзы осуществлен проверочный расчет на гидравлическое сопротивление в блоке ANSYS CFX. Порядок расчета следующий: задание свойств жидкости; построение расчетной модели объема жидкости с разбиением его на сеть конечных элементов; задание начальных и граничных условий; анализ полученных результатов на основе значений перепада давлений на входе и выходе клапана.

На входе задано значение полного давления  $P_{вх} = 300$  атм, на выходе – значение статического давления, равное 0. Стенки каналов непроницаемые и гладкие. Расчет потерь и параметров потока производился из следующих соотношений:

– средняя скорость потока на входе, м/с:

$$v \leq \frac{Q_{вход}}{\rho S},$$

где  $Q_{вход}$  – массовый расход жидкости на входе, вычисляется в процессе численного эксперимента;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_{воды} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $S$  – площадь входного сечения,  $S = 0,004\,072\,87$  м<sup>2</sup>;

– перепад полного давления, Па:

$$\Delta P_{\text{полное}} = P_{\text{полное,вход}} - P_{\text{полное,выход}};$$

– динамическое давление, Па:

$$P_{\text{дин}} = \frac{\rho v^2}{2};$$

– коэффициент гидравлических потерь

$$\xi = \frac{\Delta P_{\text{полное}}}{P_{\text{дин}}}.$$

Разбиение модели объема жидкости произведено в автоматическом режиме (рис. 5). Число узлов 52 321, число элементов 276 228.

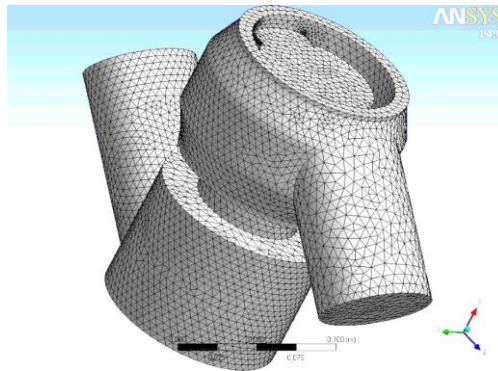


Рис. 5. Разбиение модели объема жидкости на конечно-элементную сеть

Картина распределения полного давления в основной плоскости клапана при полностью открытой задвижке представлена на рис. 6, а; линии тока жидкости – рис. 6, б.

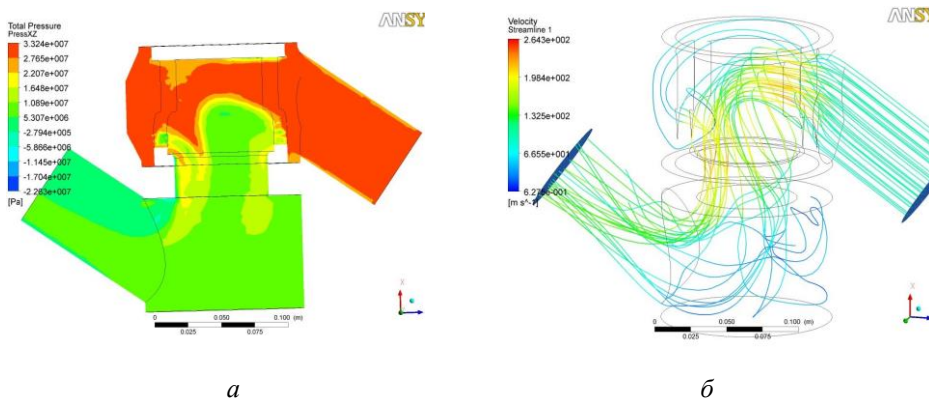


Рис. 6. Визуализация результатов расчетов: а – картина распределения полного давления в основном сечении клапана; б – линии тока жидкости



Сравнение расхода  $Q$  полученной конструкции и исходной иллюстрируется рис. 7.

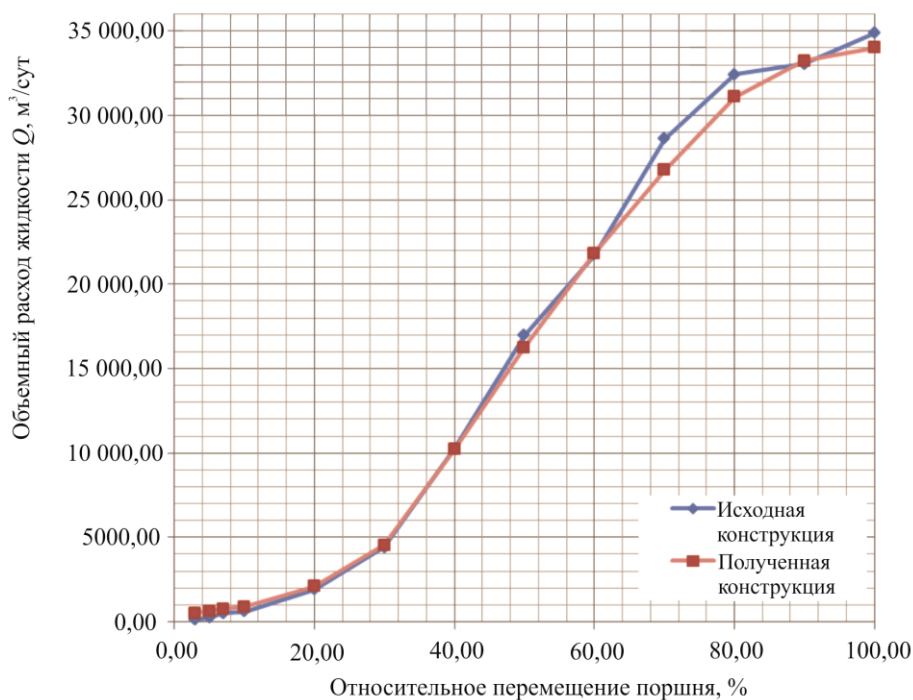


Рис. 7. Характеристика клапана КВД-80-25 при давлении 300 атм

Таким образом, на основе твердотельного моделирования разработана методика выбора параметров рациональной конструкции гильзы клапана КВД-80-25. Получена новая конструкция гильзы, удовлетворяющая прочностным и гидравлическим критериям, обеспечивающая надежную, работоспособную эксплуатацию клапана КВД-80-25.

### Список литературы

1. Руденко А. Системы поддержания пластового давления: нынешнее состояние и перспективы развития [Электронный ресурс]. – URL: <http://neftegaz.ru/science/view/742>.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / под ред. И.Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. – 2001. – Т. 1. – 920 с.
3. Nakasone Y., Yoshimoto S., Stolarski T.A. Engineering Analysis with ANSYS Software. – Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2006.

4. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: учеб. пособие / В.А. Бруйка [и др.]. – Самара, 2010. – Ч. 1. – 271 с.

Получено 6.02.2014

**Кобитянский Алексей Ефимович** – кандидат технических наук, профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29; e-mail: detali@pstu.ru).

**Кузнецов Михаил Владимирович** – аспирант, Пермский национальный исследовательский политехнический университет (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, e-mail: mkdeveloper@yandex.ru).

**Котельников Павел Владимирович** – начальник департамента инновационных разработок, отдел нестандартного оборудования, конструкторско-технологическое бюро поддержания пластового давления, ЗАО «Новомет-Пермь» (614065, г. Пермь, шоссе Космонавтов, 395, e-mail: kotelnikov@novomet.ru).

**Kobityansky Aleksey Efimovich** – Candidate of Technical Sciences, Professor, Perm National Research Polytechnic University (614990, Perm, Komsomolsky av., 29, e-mail: detali@pstu.ru).

**Kuznetsov Mihail Vladimirovich** – Graduate Student, Perm National Research Polytechnic University (614990, Perm, Komsomolsky av., 29, e-mail: mkdeveloper@yandex.ru).

**Kotelnikov Pavel Vladimirovich** – Head of research department, nonstandart equipment, pressure maintain systems design office, Novomet Perm (614065, Perm, Kosmonavtov Shosse, 395, e-mail: kotelnikov@novomet.ru).