

Определение гидродинамических характеристик дроссельного устройства с лабиринтными уплотнениями с помощью вычислительной гидродинамики

В.Ю. Волков, О.В. Белова, А.П. Скибин (МГТУ им. Н.Э.Баумана),
О.Н. Журавлев (ООО «WORMHOLES»)

Рассмотрены стационарные характеристики дроссельного устройства с кромками лабиринтного уплотнения, создающими дополнительное сопротивление по тракту течения рабочей среды. Определены наиболее оптимальные геометрические характеристики гидравлической конструкции, работающей на принципе вихревого запираания потока.

Ключевые слова: дроссельное устройство, лабиринтное уплотнение, кромка, STAR-CCM+.

Determination of throttle with labyrinth seals hydrodynamic characteristics using computational fluid dynamics

V.Y. Volkov, O.V. Belova, A.P. Skibin, O.N. Zhuravlev

Steady characteristics of throttle with labyrinth seal edges, which increase pressure drop, are considered. The optimal geometric characteristics of device, working on principle of vortex flow choking, are selected.

Keywords: throttle, labyrinth seal, Friction Factor, edge, STAR-CCM+.

Для обеспечения равномерного сбора нефти при добыче или замещении ее водой в пласте требуется выравнивание расхода среды на всем рабочем участке трубопровода, длина которого может достигать 100 и более гидравлических диаметров. Для этого используют специальные дроссельные устройства [1, 2].

Однако в пласте содержится не чистая нефть, а ее смесь с газом. С целью обеспечения равномерного сбора из пласта нефти из нефтегазовой смеси в дроссельном устройстве имеются два канала: внутренний по трубе и внешний по кольцевому зазору.

Обычно для ограничения массового расхода газа используются сопловые устройства, основанные на принципе установления критического расхода за счет достижения в устройстве местной скорости звука (число Маха равно 1). Недостатком таких устройств является необходимость большого (до 14 МПа) давления на входе в пласте. Однако при изменении характеристик пласта за время его эксплуатации происходит снижение давления на входе. При этом давление в тракте течения может опуститься ниже давления насыщения, что приведет к вскипанию рабочей среды, образованию двухфазного потока с элементами конденсации образовавшегося пара и, таким образом, к нештатной работе и отказу устройства [3, 4].

С другой стороны, снизить давление можно за счет большого гидравлического сопротивления самого тракта течения [5, 6]. Увеличение гидравлического сопротивления достигается в результате многократного изменения направления движения, слияния и разделения потока. Изменение давления при этом происходит плавно по всей длине устройства, а не локально, как в сопловом устройстве [3, 4].

Эффективность дросселирования устройства данного типа («мягкий дроссель») можно повысить, используя лабиринтные уплотнения по ходу тракта рабочей среды, что позволит увеличить их гидравлическое сопротивление, а также уменьшить габаритные размеры. Существующая конструкция «мягкого дросселя» представлена на рис. 1, а. Предлагаемый вариант, дополненный лабиринтными уплотнениями, показан на рис. 1, б.

Дроссельное устройство – это кольцевой зазор с прорезями, через которые проходит рабочая среда, расположенными через 180° относительно соседних пластин (см. рис. 1). Лабиринтные уплотнения – это кромки треугольного сечения различной высоты, расположенные с противоположных сторон канала прямоугольного сечения. При этом конструкция лабиринтного уплотнения практически не влияет на гидравлические характеристики и может варьироваться в зависимости от технологии изготовления.

Для определения зависимости расхода от перепада давления с целью выбора наиболее эффективной кон-

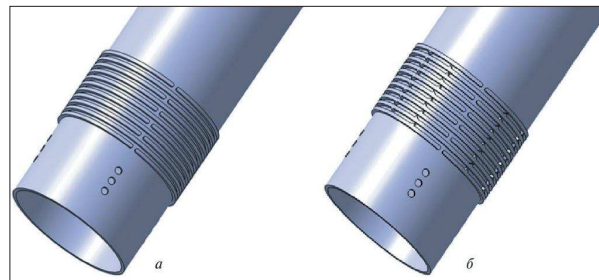


Рис. 1. Конструкция «мягкого дросселя» (кожух условно не показан):

а – существующая конструкция дросселя; б – рассматриваемый вариант конструкции дросселя с уплотнениями



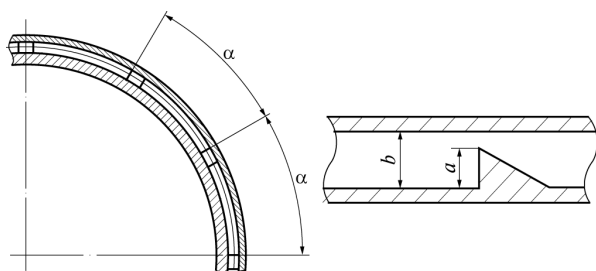


Рис. 2. Геометрические характеристики дроссельного устройства: угловой шаг и высота расположения кромок

струкции дроссельного устройства, работающего на принципе вихревого загираания потока при дозвуковом течении газа, был проведен ряд трехмерных расчетов газодинамики с помощью программного комплекса STAR-CCM+.

Гидравлическое сопротивление устройства в первую очередь определяется площадью проходного сечения и взаимным влиянием кромок друг на друга. Число кромок в расчетах варьируется и составляет 5; 7 и 11, что соответствует углу между кромками α , равному 30° ; $22,5^\circ$ и 15° (рис. 2). Высота кромок составляет относительную величину $a/b = 0,6$ и $0,7$ проходного сечения канала.

Конструкция проточной части без уплотнений представляет собой кольцевой участок квадратного сечения. Вход и выход расположены диаметрально противоположно друг от друга. Кромки на входе скруглены.

Для всех конструкций моделирование проводилось для рабочей среды – идеальный газ (метан). В ходе работ требуется определить зависимости расхода от отношения давления на входе и выходе для докритического течения.

При моделировании процесса течения газа через дроссельное устройство принимаются следующие допущения:

- рабочая среда подчиняется уравнению состояния идеального газа;
- теплообмен с внешней средой отсутствует;
- вязкость, теплопроводность и теплоемкость среды постоянны.

Математическая модель для описания стационарных гидродинамических процессов, происходящих при течении среды в канале [5], состоит из системы уравнений, описывающих движение сжимаемой вязкой ньютоновской жидкости.

Уравнения движения среды

$$\operatorname{div}[\rho \vec{v} u - \mu_{\text{эф}} \operatorname{grad}(u)] = -\frac{\partial p}{\partial x};$$

$$\operatorname{div}[\rho \vec{v} v - \mu_{\text{эф}} \operatorname{grad}(v)] = -\frac{\partial p}{\partial y};$$

$$\operatorname{div}[\rho \vec{v} w - \mu_{\text{эф}} \operatorname{grad}(w)] = -\frac{\partial p}{\partial z};$$

$$\mu_{\text{эф}} = \mu + \mu_t;$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega^* F_2)},$$

где p – давление, Па; $\mu_{\text{эф}}$ – коэффициент эффективной динамической вязкости; μ_t – коэффициент турбулентной динамической вязкости, Па·с; \vec{v} – вектор скорости; u, v, w – скорость в проекциях на оси координат x, y, z , м/с; $a_1, \omega, \Omega^*, F_2$ – эмпирические коэффициенты модели турбулентности.

Уравнение неразрывности

$$\operatorname{div}(\vec{v}) = 0.$$

Уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{\operatorname{Pr}} + \frac{\mu_t}{\operatorname{Pr}_t} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j}.$$

$$\text{Число Прандтля } \operatorname{Pr} = \frac{C_p \mu}{\lambda}.$$

Уравнение состояния идеального газа

$$\frac{P}{\rho} = RT.$$

Выбор модели турбулентности зависит от того, насколько полно распределение вихревых структур определяется непосредственно из решения уравнений Навье-Стокса и как часто при этом необходимо обращаться к вспомогательным моделям. Так как в данной работе требуется получить интегральные параметры потока (перепад давления), то наиболее оптимальным является применение RANS (осреднения уравнений Навье-Стокса по методу Рейнольдса) моделей турбулентности [6].

Замыкающие соотношения для k - ω SST модели турбулентности имеют следующий вид [7]. Уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu + \sigma_k \mu_t}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right];$$

$$P = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}.$$

Уравнение для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности:



$$\frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{(\mu + \sigma_{\omega} \mu_t) \partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2(1 - F_1)(\rho \sigma_{\omega 2})}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

где k – кинетическая энергия турбулентности; ω – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; β , γ , F , σ и т.д. – эмпирические коэффициенты, определяемые согласно рекомендациям работы [3]. Коэффициенты k - ω SST модели турбулентности равны: $\sigma_{k1} = 0,85$; $\sigma_{k2} = 1,0$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$; $\beta_1 = 0,075$; $\beta_2 = 0,0828$; $\beta^* = 0,09$; $k = 0,41$; $a_1 = 0,31$.

В качестве расчетной области рассмотрена одна характерная ступень дроссельного устройства, проточная часть которой с приложенными граничными условиями представлена на рис. 3.

Граничные условия для расчета течения жидкости:

На входе в расчетную область ($\Gamma 1$, рис. 3) для уравнений движения заданы постоянное давление и температура:

$$p = \text{const}; T_{\text{in}} = \text{const}.$$

На выходе из расчетной области ($\Gamma 2$, рис. 3) для уравнений движения задано постоянное давление и адиабатическое условие теплообмена для уравнения энергии:

$$p = \text{const}; \partial T / \partial n = 0.$$

На внешних границах и перегородках ($\Gamma 3$, рис. 3) расчетной области для уравнений движения задано

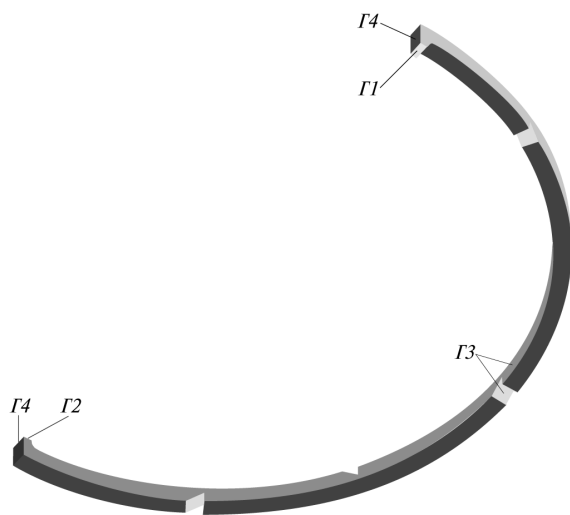


Рис.3. Граничные условия расчетной области

условие прилипания и адиабатическое условие теплообмена для уравнения энергии:

$$u = 0; v = 0; w = 0; \partial T / \partial n = 0.$$

На внешних границах ($\Gamma 4$, рис. 3) расчетной области для уравнений движения задано условие симметрии:

$$\partial u / \partial n = \partial v / \partial n = \partial w / \partial n = \partial T / \partial n = 0.$$

Расчетный комплекс STAR-CCM+ [8] позволяет создавать виртуальные стенды для автоматизированных вычислений. При помощи подобных стендов путем численного моделирования процессов гидро- и газодинамики можно определить эффективность той или иной конструкции проектируемого устройства.

Автоматизация процесса построения сетки расчетной модели и задания свойств среды и граничных условий значительно сокращает время, необходимое для перестроения сетки модели после внесения модификаций в конструкцию устройства, а также уменьшает вероятность внесения ошибок пользователем.

Твердотельные модели проточной части строились в графическом редакторе CATIA [9]. Затем модель через нейтральный формат импортировалась в STAR-CCM+, где проводилась дальнейшая работа с моделями.

Все сетки строились с помощью строителя многогранных ячеек (Polyhedral), при применении которого расчетная область разбивается на ячейки сложной многогранной формы, приближенной к сфере. Данный тип ячеек является наиболее экономичным при автоматическом построении сетки расчетной области, а также наиболее выгодным с точки зрения вычислительной производительности [8]. Размер сетки расчетной области варьировался от 200 тыс. до 3 млн. контрольных объемов. Сетка расчетной области представлена на рис. 4.

Для численного решения краевой задачи требуются задание условий однозначности. Для компьютерной модели задание условий однозначности, выбор модели турбулентности, задание свойств жидкости, граничных условий и различных значений расхода рабочей среды проводилось в соответствии со схемой вычислительного стенда, представленной на рис. 5.

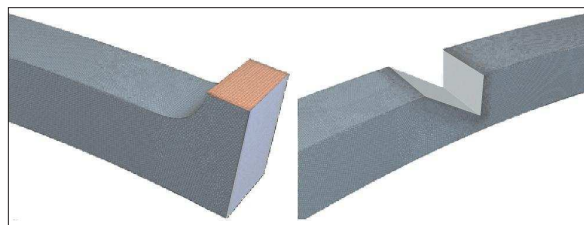


Рис. 4. Участки сетки расчетной области



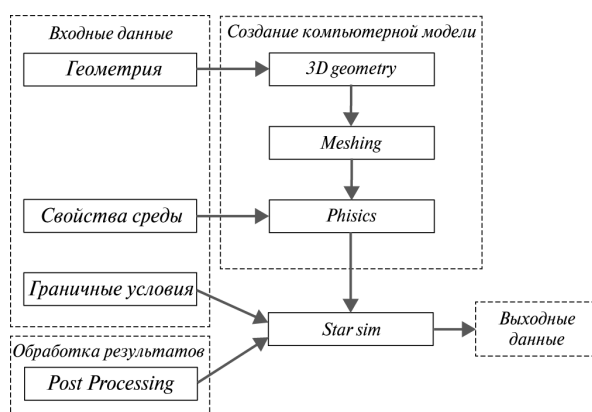


Рис. 5. Схема виртуального вычислительного стенда на базе STAR-CCM+

Процесс моделирования поставленной задачи в программном комплексе STAR-CCM+ осуществляется в следующей последовательности:

- построение твердотельной модели проточной части дросселя (CATIA);
- экспорт модели;
- создание сеточной модели в STAR-CCM+, с использованием встроенного сеточного генератора;
- задание граничных условий;
- задание свойств жидкости и параметров расчета.

Чтобы удостовериться в правильности результатов численного моделирования предварительно был проведен термодинамический расчет проектируемого устройства [10]. Исходными данными для проведения этого расчета являются значения параметров на входе в дроссельное устройство: давление p_m и температура T_m . При этом принимаются следующие допущения: поток газа считается адиабатическим, газ – совершенным и идеальным.

Для аналитического определения расхода рабочей среды через дроссельное устройство применялись адиабатическая и изотермическая зависимости, описанные ниже.

Адиабатическое течение

При условии отсутствия теплообмена с внешней средой движение газа можно считать изэнтропным. Рассмотрим основные этапы термодинамического расчета.

Определим критическое значение для отношения давлений используя следующую изэнтропическую формулу

$$\beta = \frac{p}{p_m} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где k – показатель адиабаты, для метана равный 1,3; $M = u/a$ – число Маха.

При $M = 1$ вычисляем критическое значение параметра.

Из соотношения для давлений выразим квадрат числа Маха:

$$M^2 = \frac{2}{k-1} \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Определим значение температуры в критическом сечении по изэнтропической формуле для отношения температур:

$$\frac{T}{T_m} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{-1}.$$

Подставив в формулу выражение для числа Маха, имеем:

$$\frac{T}{T_m} = (\beta)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Теперь запишем изэнтропическую формулу для отношения плотностей:

$$\frac{\rho}{\rho_m} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Подставив в формулу выражение для числа Маха, имеем:

$$\frac{\rho}{\rho_o} = (\beta)^{\frac{1}{k}}.$$

Запишем отношение скорости потока к скорости звука:

$$\frac{u}{a} = M \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{2}}.$$

Подставив соотношения для числа Маха в выражение и совершив элементарные преобразования, получим следующее выражение для определения скорости потока в критическом сечении:

$$u = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \sqrt{\frac{p}{\rho}} \sqrt{1 - \beta^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Значение массового расхода газа через любое поперечное сечение ограничителя определяется по соотношению

$$m = \rho u S$$

где S – площадь сечения.



Изотермическое течение

Так как по ходу течения газа изменение температуры мало (что связано с равномерным падением давления), то можно так же воспользоваться аналитической зависимостью расхода газа для изотермического течения Сен-Венана [10].

$$m = f \rho S \sqrt{2RT \frac{k}{k-1} \frac{p}{p_{in}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

где $f = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}}$, ξ – коэффициент гидравлического

сопротивления дроссельного устройства.

Коэффициент гидравлического сопротивления дроссельного устройства в соответствии с зависимостью, приведенной в справочнике [11] считали постоянной величиной, зависящей только от геометрических параметров.

Проведен ряд вариантных расчетов для определения расхода истечения газа (метан) через дроссельное устройство с различными параметрами.

Параметр	Значение
Число кромок	5, 7, 11
Высота кромок a (см. рис. 2), мм	1,8, 2,1
Относительная высота кромок a/b (см. рис. 2)	0,6, 0,7
Угол между кромками α , °	30,0, 22,5, 15,0
Давление на входе p_{in} , Па	14,0·10 ⁵
Давление на выходе p_{out} , Па	13,0·10 ⁵ , 13,2·10 ⁵ , 13,4·10 ⁵ , 13,6·10 ⁵ , 13,8·10 ⁵
Температура на входе T_{in} , К	340

Результаты численного и аналитического расчетов (5 кромок, $a/b = 0,7$, перепад давления – 0,1 МПа)

Параметр	Численный расчет	Аналитический расчет
Среднеинтегральная температура, К	339,5	339
Плотность, кг/м ³	74,45	78,47

Расчетные значения температуры и плотности хорошо согласуются с полученными аналитическим методом. Отклонение параметров, полученных численным и аналитическим методами решения, не превышает $\pm 3\%$.

На рис. 6 представлена зависимость массового расхода от отношения давлений p_{out}/p_{in} для конструкции из 5 кромок относительной высоты $a/b = 0,6$. Расчетные данные хорошо совпадают с уравнением расхода при изотермическом течении газа Сен-Венана, что обусловлено эффектом торможения газа после прохождения каждой кромки (см. далее). Массовый

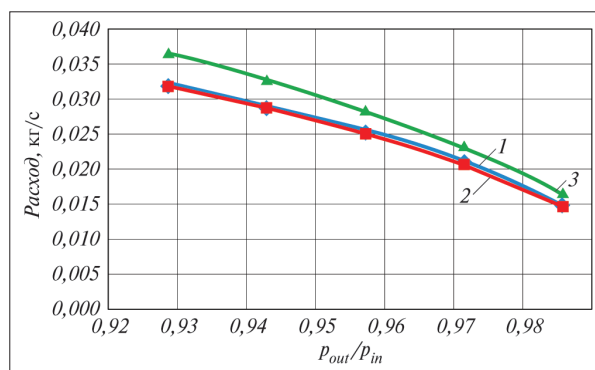


Рис. 6. Зависимость расхода от перепада давления для 5 кромок относительной высоты $a/b = 0,6$:
1 – численный расчет; 2 – изотермическое течение;
3 – адиабатическое течение

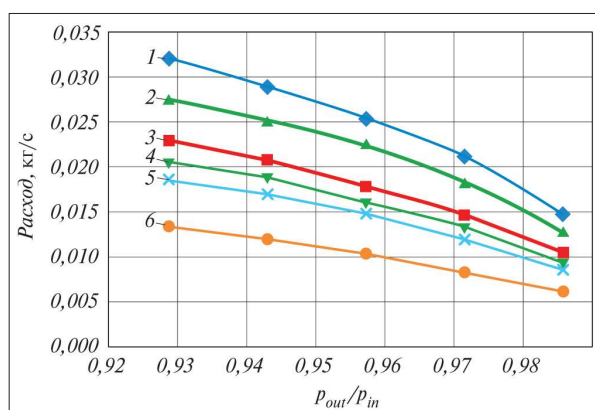


Рис. 7. Зависимость расхода от перепада давления для различных конструкций дроссельного устройства:
1 – 5 кромок, $a/b = 0,6$; 2 – 7 кромок, $a/b = 0,6$;
3 – 5 кромок, $a/b = 0,7$; 4 – 11 кромок, $a/b = 0,6$;
5 – 7 кромок, $a/b = 0,7$; 6 – 11 кромок, $a/b = 0,7$

расход, вычисленный по уравнению адиабаты, дает завышенный (на $\sim 12\%$) результат.

На рис. 7 представлены зависимости массового расхода газа через различные конструкции дроссельного устройства. Наиболее эффективное запирающее действие потока происходит при использовании кромок с максимальной относительной высотой кромки. Интегрально максимальный и минимально полученные расходы при течи газа различаются примерно в 2,5 раза.

Падение давления происходит равномерно по всей длине рассматриваемого участка дроссельного устройства с пятью кромками относительной высоты $a/b = 0,7$ (рис. 8), а не за счет больших скоростей потока (до 100 м/с) в тракте течения как в сопловых устройствах. При этом гидравлические характеристики данного устройства практически не зависят от значения давления на входе, что повышает его надежность во время эксплуатации.

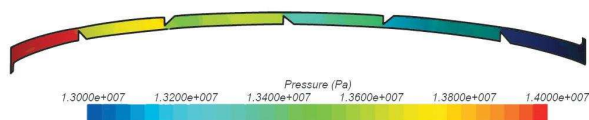


Рис. 8. Перепад давления в дроссельном устройстве

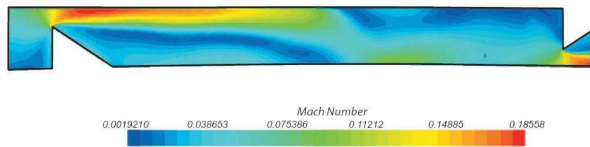


Рис. 9. Число Маха для 5 кромок относительной высоты $a/b = 0,7$

Из-за изотермического расширения происходит увеличение скорости газа по тракту течения. Однако для всех конструкций критического течения не наблюдается (скорость истечения газа меньше местной скорости звука). Максимальное число Маха для рассмотренных конструкций наблюдается в конструкции с 5 кромками относительной высоты $a/b = 0,7$ и не превышает значения $M = 0,2$ (рис. 9).

Таким образом, поставлена задача проектирования лабиринтных уплотнений для канала дроссельного устройства прямоугольного сечения с заданными геометрическими характеристиками. На базе коммерческого расчетного комплекса STAR-CCM+ создан виртуальный вычислительный стенд, позволяющий численно моделировать процессы течения рабочей среды через лабиринтные уплотнения. С его помощью проведено численное исследование влияния сеточной сходимости и моделей турбулентности, на основе которого выбраны оптимальные сетки для жидкости и газа и $k-\omega$ SST (Mentor) модель турбулентности.

В итоге получены зависимости расхода газа (метан) от отношения давлений p_{out}/p_{in} . Предлагается использовать конструкции уплотнений с угловым шагом $\alpha = 15^\circ$ и относительной высотой кромок $a/b = 0,7$, как наиболее эффективный вариант из числа рассмотренных.

Введение лабиринтных уплотнений позволяет до 10 раз сократить длину дроссельного устройства при сохранении процесса изотермического расширения.

Список литературы

1. T. Ellis, A. Erkal, G. Goh, T. Jokela, S. Kvernstuen, E. Leung, T. Moen, F. Porturas, T. Skillingstad, P.B. Vorkinn, A.G. Raffn. Inflow control devices//Oilfield Review winter 2009/2010: 21, no. 4. Schlumberger.
2. Шишов А.В., Белова О.В., Балдыгин А.В., Комракова А.Е. Определение гидродинамических характеристик дросселя с помощью CFD-модели//Третья всероссийская студенческая научно-практическая конференция «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты». Москва; МГТУ им. Н.Э. Баумана, 24 апреля, 2010.
3. A.G. Raffn, S. Hundsnes, S. Kvernstuen, T. Moen. ICD screen technology used to optimize waterflooding in injector well//SPE 106018, 2007.
4. D. Maggs, A.G. Raffn, Francisco Porturas; J. Murison; F. Tay, W. Suwarlan, N.B. Samsudin, W.Z.A. Yusmar, B.W. Yusuf, T.N.O.M. Imran, N.A. Abdullah, M.Z.B. Mat Reffin. Production optimization for second state field development using ICD and advanced well placement technology. SPE 113577, 2008.
5. Патанкар С.В. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости, Энергоатомиздат, 1984. 154 с.
6. Best Practice Guidelines for the use of CFD in Nuclear Reactor Safety Applications//Nuclear Energy Agency, NEA/CSNI/R (2007)5.
7. Mentor F.R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows// IAA Paper 93-2906, 1993. P. 93-100.
8. User guide, STAR-CCM+ Version 7.02, 2012.
9. User guide, CATIA Version 5.21, Dassault Systemes, 2009.
10. Лойцянский. Механика жидкости и газа. - М.: Наука, 1987. 840 с.
11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

Группа ГМС сдала в эксплуатацию компрессорные установки ТАКАТ для ОАО «Роснефть»

17.05.2013. ОАО «Казанькомпрессормаш», входящее в Группу ГМС, изготовило и сдало в эксплуатацию пять винтовых компрессорных установок ТАКАТ в блочно-модульном исполнении ООО «РН-Юганскнефтегаз» (ОАО «Роснефть»).

Установки производительностью 55 м³/мин, с давлением всасывания 2,7 кгс/см² и давлением нагнетания 17 кгс/см² предназначены для сжатия и транспортировки попутного нефтяного газа с целью дальнейшей переработки на объектах заказчика. Данный тип оборудования разработан ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», входящем в Группу ГМС. За счет примененного уникального технического решения установки могут эксплуатироваться в широком диапа-

зоне изменения расхода и состава газа.

ОАО НК «Роснефть» является одним из основных потребителей нефтегазового оборудования, производимого на предприятиях ОАО «Группа ГМС». В течение 2012 г. Группа осуществляла крупные поставки насосного, а также компрессорного оборудования для различных дочерних предприятий ОАО НК «Роснефть».

<http://www.grouphms.ru>

