

УДК 66.045.7

**ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ
ЭФФЕКТА РАНКА-ХИЛША**

**VERIFICATION OF THE MATHEMATICAL MODEL
OF EXPERIMENTAL INSTALLATION FOR RANQUE-HILSCH
EFFECT STUDY**

**Сухарев К.В., Дияров К.А., Насырова М.И.,
Бердин В.К., Еникеева А.А.**

**Уфимский государственный нефтяной технический университет,
г. Уфа, Российская Федерация**

**K.V. Sukharev, K.A. Diyarov, M.I. Nasyrova,
V.K. Berdin, A.A. Enikeeva**

**Ufa State Petroleum Technological University,
Ufa, Russian Federation**

e-mail: k.sukharev@gmail.com

Аннотация. Вихревые трубы применяются в процессах подготовки и переработки природного газа, попутного нефтяного газа, а также при производстве метилового спирта и ацетилена.

Выбор оптимальных конструкций и геометрических параметров вихревых труб осуществляется с помощью проведения физических экспериментов. Наряду с физическими экспериментами выбор оптимальных геометрических параметров может осуществляться при помощи математического моделирования в современных пакетах вычислительной гидродинамики (англ. computational fluid dynamics (CFD)), таких как ANSYS FLUENT. Математическое моделирование экономит

время и средства при проработке разных конструктивных решений и позволяет выбрать оптимальные геометрические размеры и конструкцию вихревой трубы. Проведение любого численного исследования нужно начинать с решения тестовой задачи, т.е. такой задачи, для которой известны экспериментальные данные или аналитическое решение из ранних и достоверных источников. При решении тестовой задачи проводятся настройка и верификация (проверка на физическую адекватность) математической модели.

В статье описана математическая модель вихревой трубы, позволяющая выбрать оптимальную конструкцию и оптимизировать геометрические параметры вихревой трубы. Для верификации математической модели вихревой трубы была создана экспериментальная установка, позволяющая измерять основные параметры потоков вихревой трубы: температуру, массовый расход и давление. На данной установке проведена серия экспериментов, в которой изменялась относительная доля холодного потока μ от 0,1 до 1 при избыточном давлении на входе в вихревую трубу, равном 120 кПа. Полученные экспериментальные результаты сравнивались с результатами математического моделирования в CFD-комплексе ANSYS Fluent.

Сравнение результатов натурального эксперимента и математического моделирования показывает их хорошую сходимость и подтверждает адекватность описанной математической модели. Данная математическая модель позволяет проводить многофакторное исследование эффекта Ранка-Хилша в вихревых трубах различных конструкций.

Abstract. Vortex tubes are used in the processes of natural gas and associated petroleum gas preparation and processing, as well as in the production of methyl alcohol and acetylene.

The choice of vortex tubes optimal designs and geometric parameters is carried out with the help of physical experiments. Along with physical experiments, the choice of optimal geometric parameters can be carried out

using mathematical modeling in modern computational fluid dynamics (CFD) packages, such as ANSYS FLUENT. Mathematical modeling saves time and money during the elaboration of various design solutions and allows to choose the optimal geometric dimensions and design of the vortex tube. Research practice of any numerical study has to be begun with the solution of the test problem, i.e. such a problem for which experimental data or an analytical solution from early and reliable sources are known. While solving a test problem a mathematical model is set up and verified checking for physical adequacy.

The article describes a mathematical model of the vortex tube, which allows choosing the optimal design and optimizing the geometric parameters of the vortex tube. To verify the mathematical model of the vortex tube, there was created an experimental installation allowing to measure the main parameters of the vortex tube flow: temperature, mass flow rate and pressure. A series of experiments were carried out at this installation, in which the relative fraction of the cold flow μ varied from 0.1 to 1, with a gauge pressure at the vortex tube inlet equal to 120 kPa. The obtained experimental results were compared with the results of the mathematical modeling in the CFD complex ANSYS Fluent.

Comparison of the full-scale experiment results and mathematical modeling shows their close convergence and confirms the adequacy of the described mathematical model. This mathematical model allows a multivariable study of the Ranque-Hilsch effect in vortex tubes of various designs.

Ключевые слова: вихревая труба, эксперимент, верификация, вычислительная гидродинамика, математическое моделирование

Key words: vortex tube, experiment, verification, computational fluid dynamics, mathematical modeling

Вихревые трубы, принцип работы которых основан на эффекте Ранка-Хилша, применяются в процессах подготовки и переработки природного

газа, попутного нефтяного газа, при утилизации попутного нефтяного газа, а также при производстве метилового спирта и ацетилена [1].

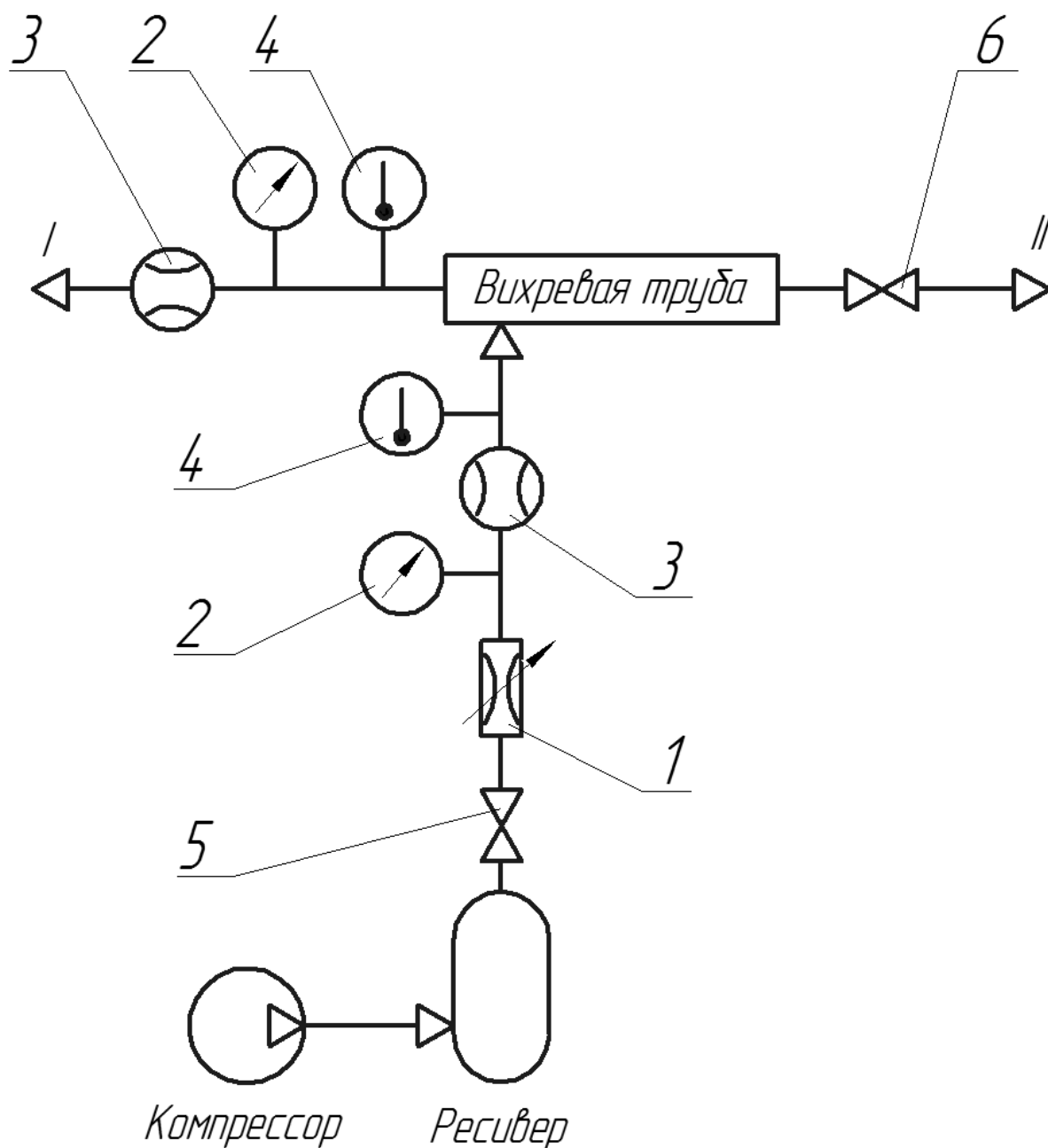
Выбор оптимальных конструкций и геометрических параметров вихревых труб осуществляется с помощью проведения физических экспериментов. Наряду с физическими экспериментами выбор оптимальных геометрических параметров может осуществляться при помощи математического моделирования в современных пакетах вычислительной гидродинамики, таких как ANSYS FLUENT. Математическое моделирование экономит время и средства при проработке разных конструктивных решений и позволяет выбрать оптимальные геометрические размеры и конструкцию вихревой трубы [1].

Проведение любого численного исследования нужно начинать с решения тестовой задачи, т.е. такой задачи, для которой известны экспериментальные данные или аналитическое решение из ранних и достоверных источников. При решении тестовой задачи проводятся настройка и верификация (проверка на физическую адекватность) математической модели – комплекса, включающего граничные условия, физические модели, свойства среды, а также математические алгоритмы, приводящие к наиболее быстрому схождению итерационного процесса решения.

После решения тестовой задачи и успешной верификации математической модели можно с определенной степенью достоверности применить данную модель для решения аналогичных задач [2].

Для верификации математической модели вихревой трубы была создана экспериментальная установка, позволяющая измерять основные параметры потоков вихревой трубы: температуру, массовый расход и давление.

Принципиальная схема такой экспериментальной установки приведена на рисунке 1.



- I – охлажденный поток; II – подогретый поток;
 1 – регулятор давления; 2 – датчик давления; 3 – расходомер;
 4 – термоэлектрический преобразователь; 5 – шаровой кран;
 6 – дроссельное устройство

Рисунок 1. Принципиальная схема экспериментальной установки

Экспериментальная установка состоит из вихревой трубы, трубопровода сжатого воздуха, двух расходомеров, двух датчиков давления, двух термоэлектрических преобразователей и системы сбора и обработки показаний датчиков. Общий вид экспериментальной установки представлен на рисунке 2.

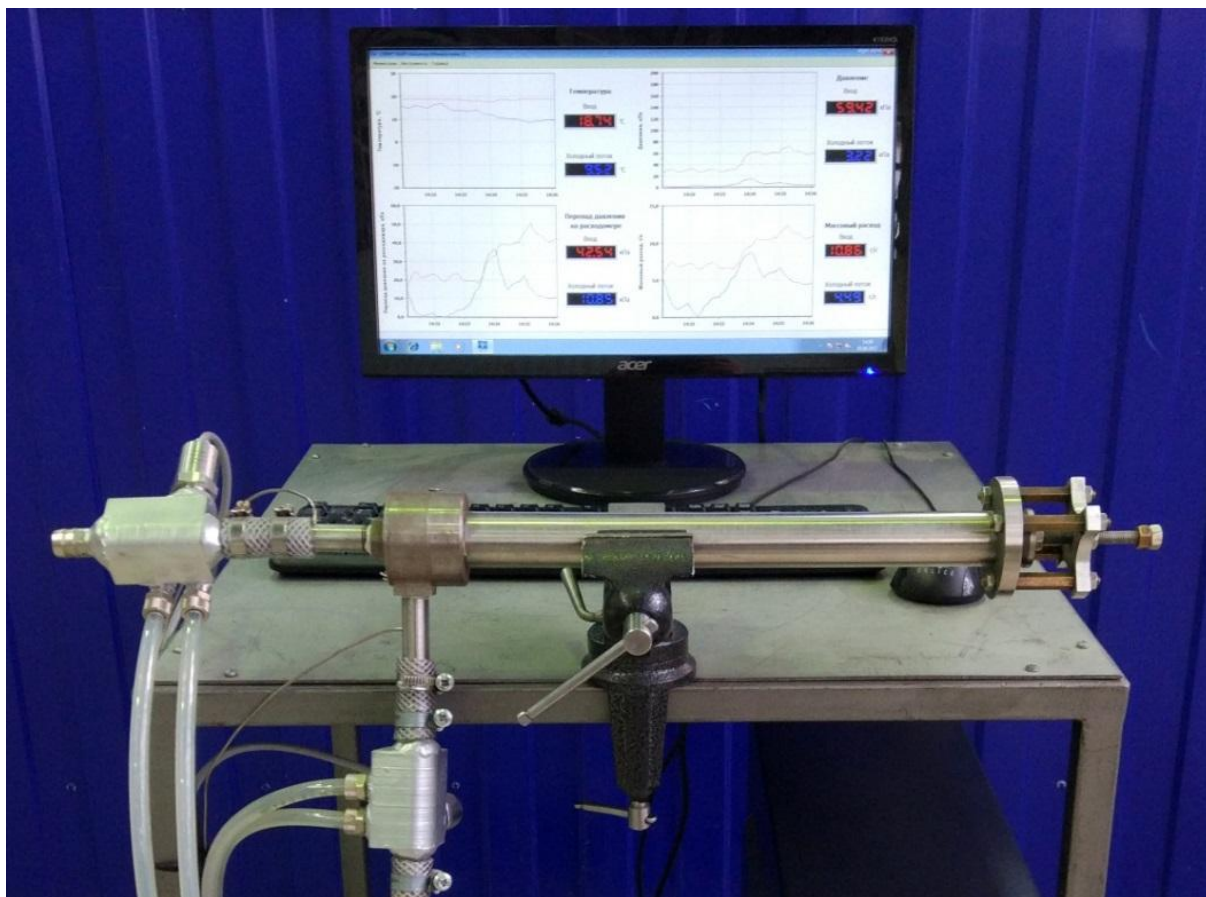
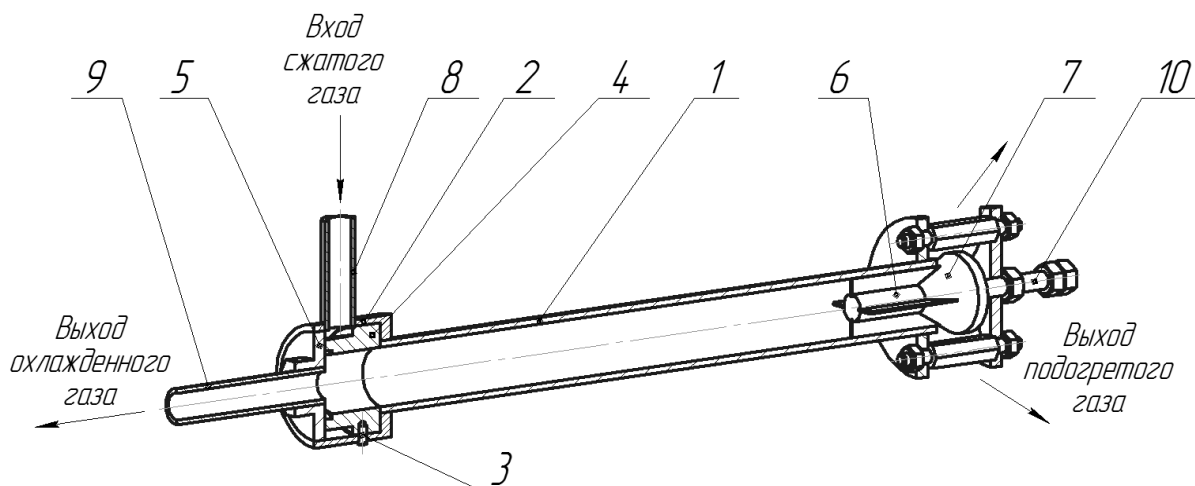


Рисунок 2 – Общий вид экспериментальной установки

Конструкция исследуемой вихревой трубы изображена на рисунке 3. Корпус 2 и дроссельное устройство закреплены с помощью резьбового соединения на камере энергетического разделения 1. В корпусе 2 размещены сопловой ввод 4 и диафрагма 5. Положение соплового ввода 4 в корпусе 2 фиксируется с помощью установочного *винта* 3.

Дроссельное устройство состоит из регулирующего конуса 7 и развихрителя нагретого потока, выполненного в виде крестовины 6. Регулировка проходного сечения дроссельного устройства обеспечивается шпилькой 10.



- 1 – камера энергетического разделения; 2 – корпус;
 3 – установочный винт; 4 – сопловой ввод; 5 – диафрагма;
 6 – крестовина; 7 – регулирующий конус; 8 – патрубок входа сжатого газа;
 9 – патрубок выхода охлажденного газа; 10 – шпилька

Рисунок 3. Конструкция исследуемой вихревой трубы

Воздух под избыточным давлением подается через сопловой ввод 4 в камеру энергетического разделения 1. Поток газа закручивается за счет тангенциального подвода воздуха и разделяется на холодный и горячий потоки. Температура приосевого потока меньше, чем на входе. В то же время температура потока на периферии выше, чем на входе. Выход холодного потока расположен около соплового ввода. Выход горячего потока находится с другой стороны трубы, и его расход регулируется дроссельным устройством. Открытие дроссельного устройства увеличивает долю горячего потока.

Геометрические параметры вихревой трубы приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Геометрические параметры вихревой трубы

Параметр	Значение
Внутренний диаметр вихревой трубы	26 мм
Диаметр диафрагмы	12 мм
Длина камеры энергетического разделения	300 мм
Тип соплового ввода	Тангенциальный
Количество вводов	6
Площадь соплового ввода	8 мм ²
Длина соплового ввода	4 мм
Ширина соплового ввода	2 мм

На описанной установке проведена серия экспериментов, в которой изменялась относительная доля холодного потока μ от 0,1 до 1 при избыточном давлении на входе в вихревую трубу, равном 120 кПа. При этом фиксировались значения температуры, избыточного давления и массового расхода воздуха двух потоков: потока, входящего в вихревую трубу, и холодного потока.

Для каждого эксперимента рассчитывались параметры, характеризующие работу вихревой трубы.

Относительная массовая доля холодного потока определялась по формуле [3]:

$$\mu = \frac{G_X}{G_B}, \quad (1)$$

где G_X – массовый расход охлажденного потока, кг/с;

G_B – массовый расход газа на входе в вихревую трубу, кг/с.

Степень расширения газа в вихревой трубе рассчитывалась по формуле:

$$\pi_{TP} = \frac{P_B^*}{P_{AT}}, \quad (2)$$

где P_B^* – полное давление на входе в сопловой ввод вихревой трубы, Па;

P_{AT} – давление среды, в которую происходит истечение охлажденного в вихревой трубе потока, Па.

Эффективность работы вихревых труб в первую очередь оценивают по абсолютному эффекту охлаждения:

$$\Delta t_X = T_B^* - T_X^*, \quad (3)$$

где T_B^* – температура торможения газа на входе в вихревую трубу, К;

T_X^* – температура торможения газа охлажденного потока, К.

Эффективность процесса энергетического разделения в вихревых трубах также оцениваются температурной эффективностью η_t и адиабатным КПД η_{ad} [4]:

$$\eta_t = \frac{\Delta t_x}{\Delta t_s}; \quad (4)$$

$$\eta_{ad} = \mu \cdot \eta_t, \quad (5)$$

где Δt_s – абсолютный эффект понижения температуры при изоэнтропном расширении газа от полного давления на входе вихревой трубы P_B^* до давления среды, в которую происходит истечение,

$$\Delta t_s = T_B^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{TP}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (6)$$

Температурная эффективность η_t характеризует эффективность охлаждения в вихревой трубе по сравнению с идеальным циклом турбодетандера.

Массовый расход измеряется расходомером в виде сопла Вентури, соответствующим ГОСТ 8.586.3-2005 [5]. Температура и давление сжатого воздуха измеряются непосредственно перед соплом Вентури для определения плотности воздуха.

Плотность воздуха рассчитывается по уравнению состояния идеального газа:

$$\rho = \frac{P \cdot M}{R \cdot T}, \quad (7)$$

где P – абсолютное давление, Па;

M – молярная масса воздуха, кг/моль;

R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);

T – абсолютная температура, К.

Массовый расход воздуха определяется по формуле:

$$q_m = \mu \cdot F \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P}, \quad (8)$$

где μ – коэффициент расхода;

F – площадь сечения отверстия в диафрагме, m^2 ;

ΔP – перепад давления на суживающем устройстве, Па.

Результаты экспериментальных исследований приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований

№ эксп.	Характеристика	Входящий поток	Холодный поток
1	Температура, °С	19,28	4,67
	Давление, кПа	119,05	0,70
	Массовый расход	18,05	1,81
2	Температура, °С	19,30	3,34
	Давление, кПа	118,91	2,08
	Массовый расход	18,02	3,60
3	Температура, °С	19,34	2,75
	Давление, кПа	118,79	4,34
	Массовый расход	17,83	5,28
4	Температура, °С	19,39	2,83
	Давление, кПа	118,96	7,99
	Массовый расход	17,50	6,98
5	Температура, °С	19,45	4,22
	Давление, кПа	118,98	13,37
	Массовый расход	17,15	8,59
6	Температура, °С	19,53	6,17
	Давление, кПа	119,07	20,71
	Массовый расход	16,48	9,91
7	Температура, °С	19,65	7,99
	Давление, кПа	119,15	27,86
	Массовый расход	15,92	10,81
8	Температура, °С	19,76	10,83
	Давление, кПа	119,59	39,96
	Массовый расход	14,81	12,00
9	Температура, °С	19,91	13,04
	Давление, кПа	119,32	48,23
	Массовый расход	13,92	12,67
10	Температура, °С	20,10	15,48
	Давление, кПа	120,29	57,64
	Массовый расход	12,96	12,96

График зависимости температуры холодного потока от относительной доли холодного потока μ , полученной в ходе физического эксперимента, представлен на рисунке 4. Из графика видно, что с возрастанием доли холодного потока μ от нуля, температура холодного потока уменьшается и достигает минимума при $\mu \approx 0,3$. При дальнейшем увеличении μ температура холодного потока увеличивается.

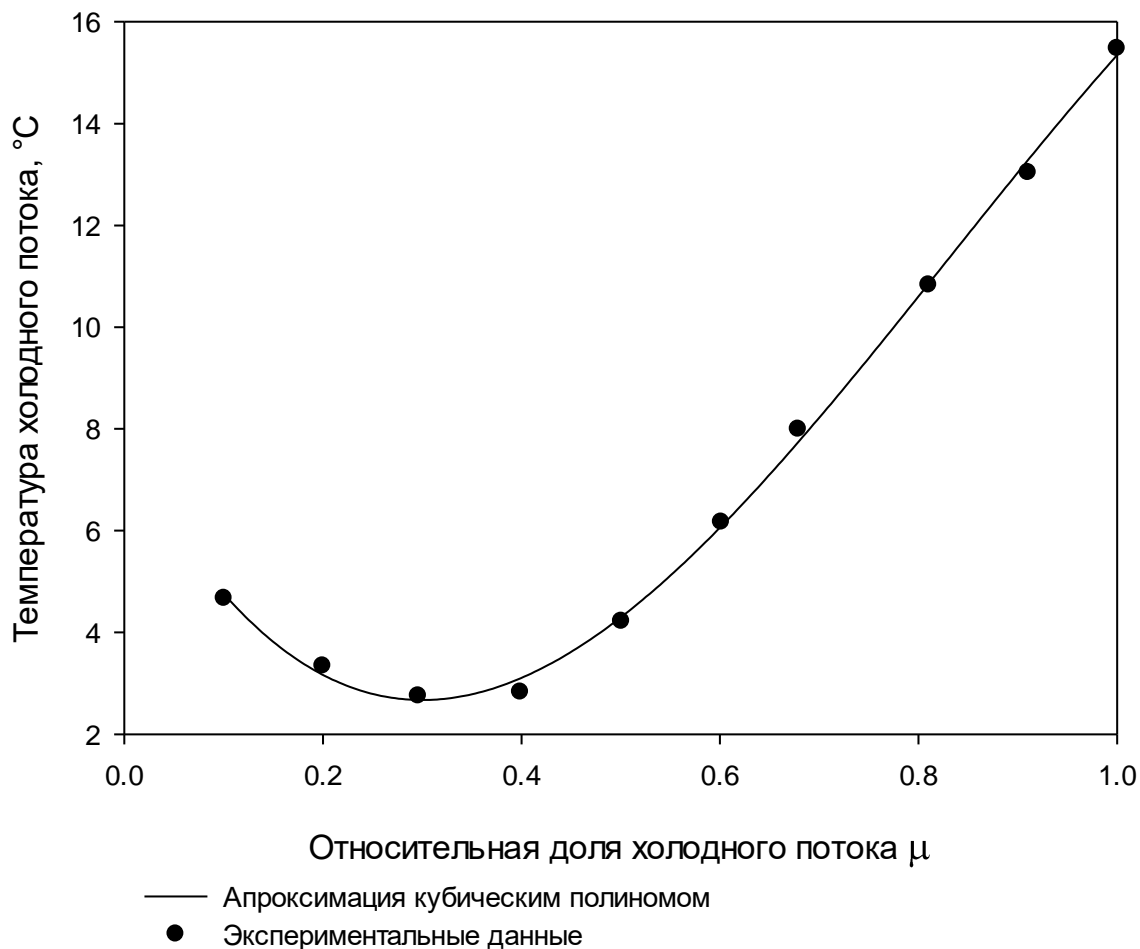


Рисунок 4. Зависимость температуры холодного потока от относительной доли холодного потока, полученная в ходе физического эксперимента

Из результатов экспериментальных исследований были рассчитаны параметры, характеризующие работу вихревой трубы (таблица 3).

Таблица 3. Параметры, характеризующие работу вихревой трубы, рассчитанные на основе экспериментальных данных

№ эксп.	Относительная доля холодного потока μ	Степень расширения газа в вихревой трубе π_{TR}	Абсолютный эффект охлаждения Δt_x , К	Температурная эффективность η_t	Адиабатный КПД η_{ad}
1	0,10	2,20	14,36	0,24	0,02
2	0,20	2,19	17,11	0,29	0,06
3	0,30	2,19	16,01	0,27	0,08
4	0,40	2,19	14,70	0,25	0,10
5	0,50	2,19	13,14	0,22	0,11
6	0,60	2,20	11,35	0,19	0,12
7	0,68	2,20	9,87	0,17	0,11
8	0,81	2,20	7,50	0,13	0,10
9	0,91	2,20	6,21	0,11	0,10
10	1,00	2,21	5,25	0,09	0,09

Полученные экспериментальные результаты сравнивались с результатами математического моделирования в CFD-комплексе ANSYS Fluent. Для проведения математического моделирования построена трехмерная геометрическая модель проточной части вихревой трубы.

Геометрия проточной части вихревой трубы была разбита на сетку конечных элементов в модуле ANSYS Meshing.

В объемах с высоким градиентом расчетных параметров сетка конечных элементов (рисунок 5) была локально измельчена. При построении модели был выбран гибридный тип расчетной сетки с использованием тетраэдральных, гексаэдральных, призматических и пирамидальных элементов. Участки со сложной геометрией автоматически разбиты на тетраэдральные элементы. Переход от тетраэдральных элементов к гексаэдральным выполнен пирамидальными конечными элементами. Для учета пограничного слоя созданы призматические элементы около границ расчетной области.



Рисунок 5. Сетка конечных элементов

Одним из способов уменьшения погрешности вычислений, связанных с расчетной сеткой, является последовательное увеличение количества элементов и отслеживание изменений искомой величины. Количество элементов целесообразно увеличивать до того момента, когда изменением искомой величины можно пренебречь.

Было проведено исследование влияния количества конечных элементов на искомую величину – температуру холодного потока.

При изучении влияния качества расчетной сетки на результаты расчета были приняты следующие граничные условия:

- массовый расход воздуха на входе 0,015 кг/с (15 г/с);
- температура воздуха на входе 20 °С;
- давление на выходах холодного и горячего потока принято равным атмосферному 101,325 кПа;

Зависимость температуры холодного потока от количества элементов приведена на рисунке 6. Результаты исследования качества расчетной сетки представлены в таблице 4. По уменьшению разности искомых величин между расчетами можно судить о снижении погрешности, зависящей от расчетной сетки.

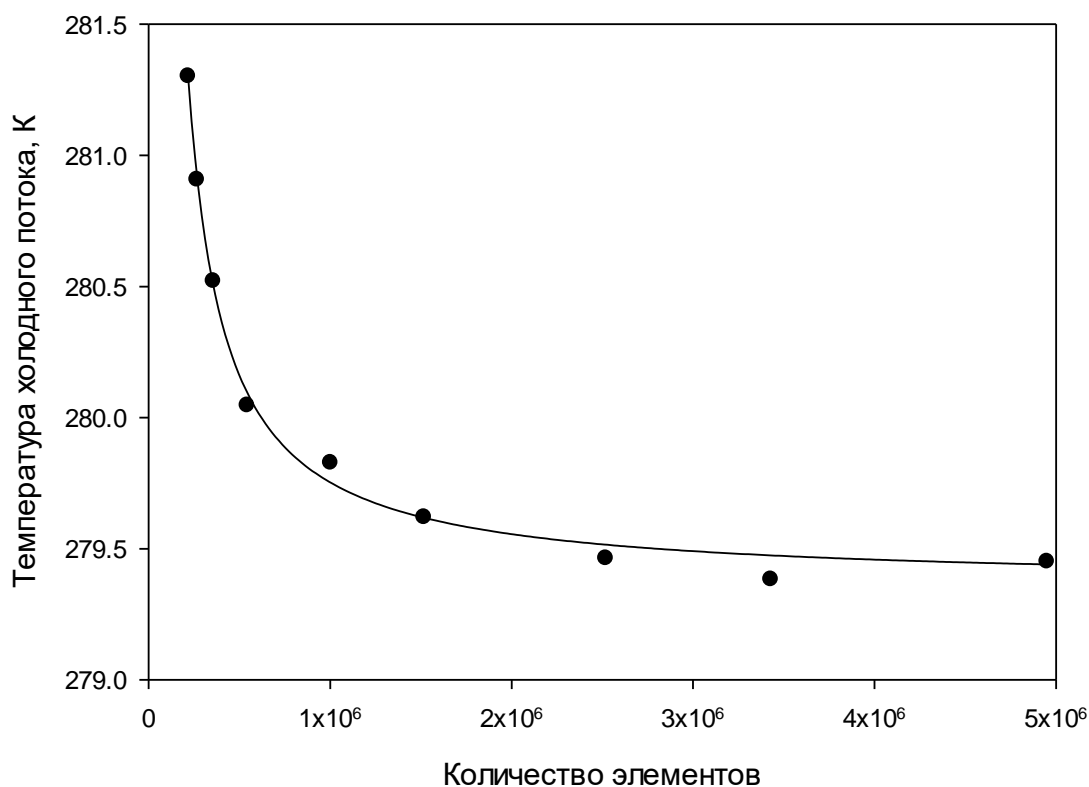


Рисунок 6. Зависимость температуры холодного потока от количества элементов

При увеличении количества элементов расчетной сетки с 1 млн элементов до 1,5 млн изменение температуры холодного потока составило 0,08 %. Дальнейшие расчеты производились на расчетной сетке, состоящей из 1,5 млн элементов, так как последующее увеличение количества элементов приводит к значительному увеличению времени расчета.

Таблица 4. Результаты влияния количества элементов на температуру холодного потока

Количество элементов	Температура холодного потока, К	Изменение температуры холодного потока, %
218229	281,30	–
265414	280,91	0,14
356188	280,52	0,14
543420	280,05	0,17
1001866	279,83	0,08
1516153	279,62	0,08
2519136	279,46	0,06
3428166	279,38	0,03
4950921	279,45	0,03

Для верификации математической модели граничные условия задавались массовыми расходами входящего и подогретого потоков, давлением на выходе холодного потока, которые были получены из результатов физического эксперимента (таблица 2). При этом массовый расход подогретого потока задавался как разность массовых расходов входящего и холодного потоков.

В качестве модели турбулентности выбрана модель RANS $k-\epsilon$, основанная на осредненных уравнениях Рейнольдса, с масштабируемыми пристеночными функциями для разрешения пограничного слоя.

В ходе выполнения математического моделирования была получена зависимость температуры холодного потока вихревой трубы от относительной доли холодного потока μ (рисунок 7). Данная кривая совпадает с экспериментальной по характеру зависимости. Минимум температуры холодного потока смещен ближе к началу координат ($\mu \approx 0,2$) по сравнению с экспериментальными данными, что может быть связано с принятыми допущениями и неточностью математической модели. Установлено, что температура холодного потока вихревой трубы отличается не более чем на 2 °С в сравнении с экспериментальными данными.

Температура холодного потока, определенная в ходе численного моделирования, была использована для расчета параметров, характеризующих работу вихревой трубы (таблица 5).

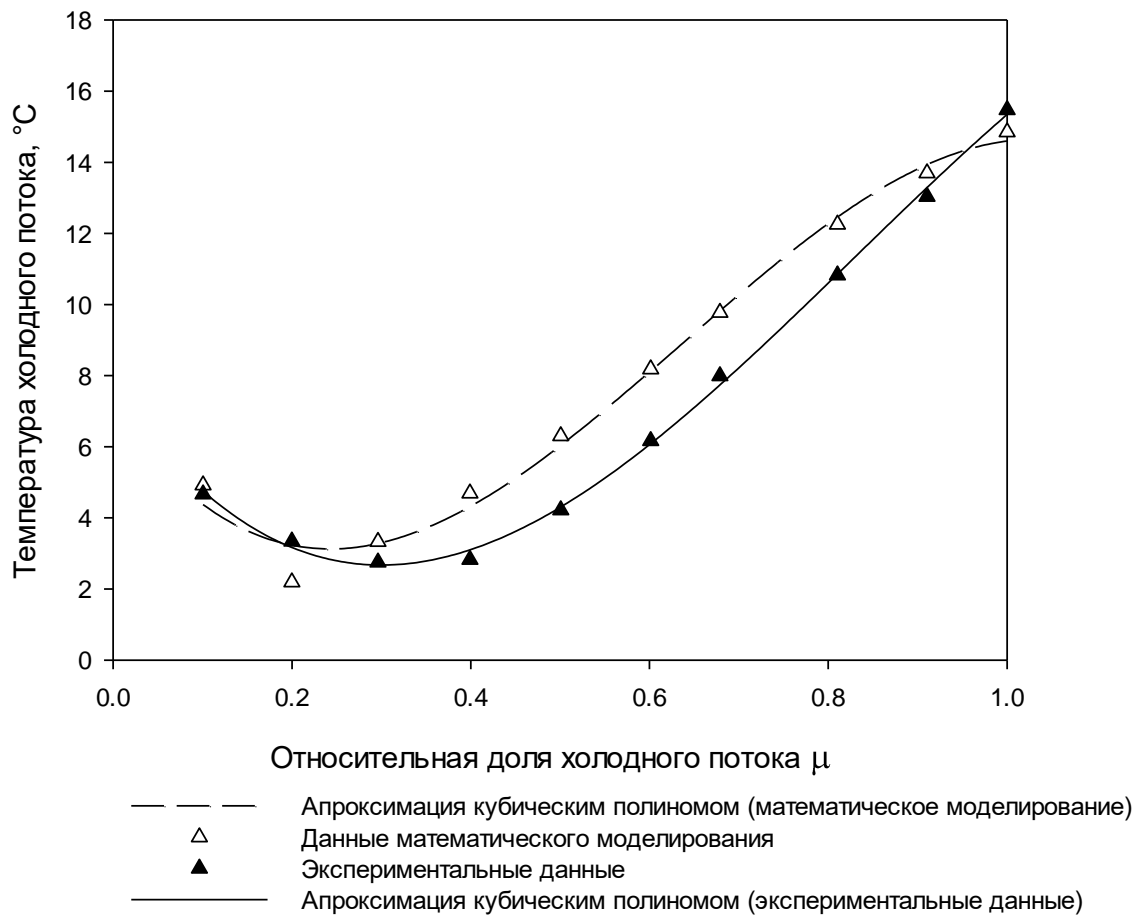


Рисунок 7. Зависимость температуры холодного потока от относительной доли холодного потока

Таблица 5. Параметры, характеризующие работу вихревой трубы, рассчитанные по результатам математического моделирования

№ эксп.	Относительная доля холодного потока μ	Степень расширения газа в вихревой трубе π_{TP}	Абсолютный эффект охлаждения Δt_x , К	Температурная эффективность η_t	Адиабатный КПД η_{ad}
1	0,10	2,20	14,61	0,25	0,02
2	0,20	2,19	15,96	0,27	0,05
3	0,30	2,19	16,59	0,28	0,08
4	0,40	2,19	16,56	0,28	0,11
5	0,50	2,19	15,23	0,26	0,13
6	0,60	2,20	13,37	0,23	0,14
7	0,68	2,20	11,66	0,20	0,13
8	0,81	2,20	8,93	0,15	0,12
9	0,91	2,20	6,87	0,12	0,11
10	1,00	2,21	4,63	0,08	0,08

Анализ литературы показал, что одним из критериев, по которым оценивают эффективность работы вихревых труб, является абсолютный эффект охлаждения [6]. Поэтому результаты численного моделирования представлены зависимостью абсолютного эффекта охлаждения от относительной доли холодного потока (рисунок 8). Погрешность при определении абсолютного эффекта охлаждения Δt_x составила не более 16 % (таблица 6).

Таблица 6. Погрешность при определении абсолютного эффекта охлаждения Δt_x

№ эксп.	Абсолютный эффект охлаждения Δt_x , К		Погрешность, %
	экспериментальные данные	математическое моделирование	
1	7,55	10,41	1,72
2	14,61	14,36	7,20
3	15,96	17,11	3,48
4	16,59	16,01	11,25
5	16,56	14,70	13,69
6	15,23	13,14	15,11
7	13,37	11,35	15,33
8	11,66	9,87	15,97
9	8,93	7,50	9,63
10	6,87	6,21	13,49

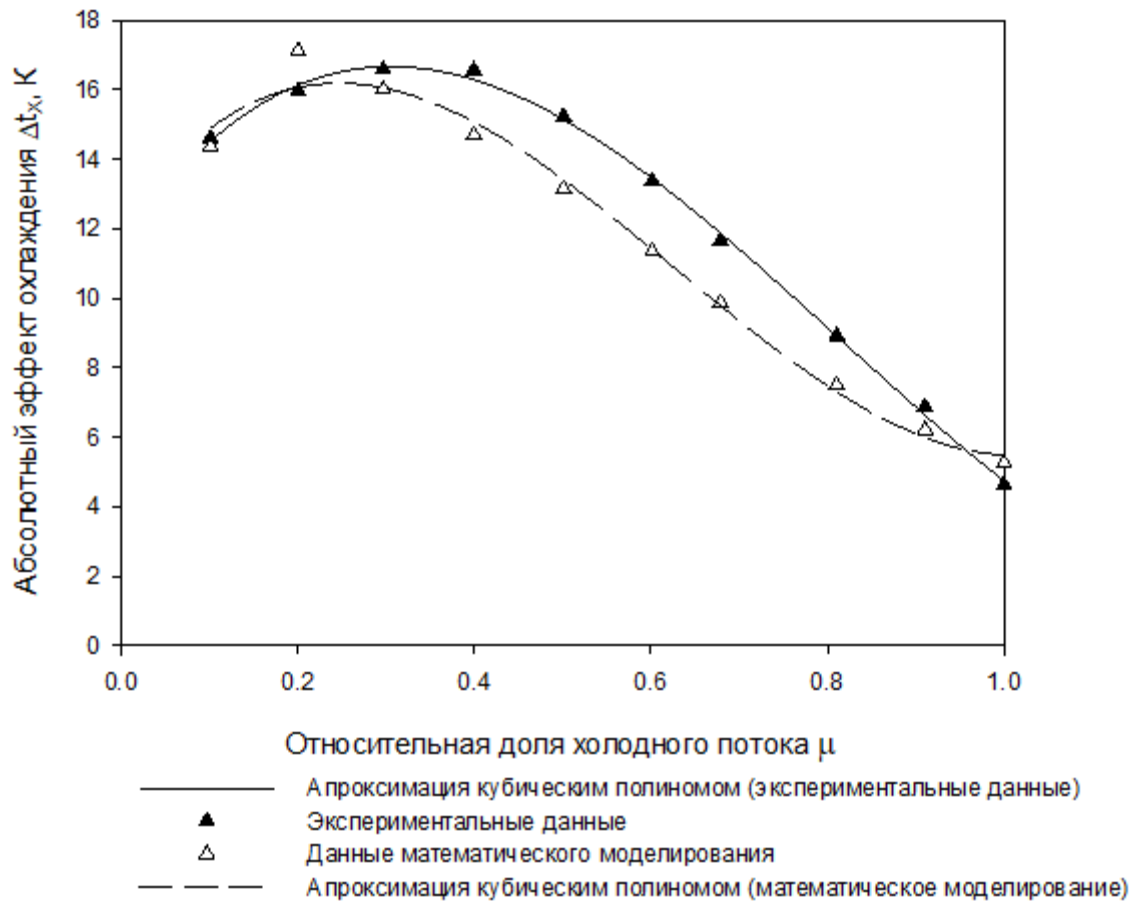


Рисунок 8. Зависимость абсолютного эффекта охлаждения Δt_x от относительной доли холодного потока

Наблюдается качественное и количественное совпадение результатов математического моделирования и экспериментальных данных.

Выводы

1. В ходе выполнения данной работы была создана экспериментальная установка, позволяющая измерять основные параметры потоков вихревой трубы: температуру, массовый расход и давление.
2. Получены экспериментальные зависимости температуры холодного потока и абсолютного эффекта охлаждения от относительной доли холодного потока.
3. Построена математическая модель вихревой трубы, позволяющая выбрать оптимальную конструкцию и оптимизировать геометрические параметры вихревой трубы.

4. Проведено исследование влияния количества конечных элементов на искомую величину – температуру холодного потока – и определено необходимое количество элементов в расчетной сетке.

5. Проведено сравнение результатов физического эксперимента и математического моделирования. Сравнительный анализ показывает их хорошую сходимость и подтверждает адекватность описанной расчетной модели. Температура холодного потока вихревой трубы по результатам математического моделирования отличается не более чем на 2 °С в сравнении с экспериментальными данными. Погрешность при определении абсолютного эффекта охлаждения Δt_x составила не более 16 %.

6. Полученная математическая модель позволяет проводить многофакторное исследование эффекта Ранка-Хилша в вихревых трубах различных конструкций.

Список используемых источников

1. Юрченко Д.Д. Численное моделирование течения в вихревой трубе с использованием ANSYS Fluent // ANSYS Advantage. Русская редакция: инженерно-технический журнал. М., 2009. № 11. С. 35-37.

2. Зиганшин А.М. Вычислительная гидродинамика. Постановка и решение задач в процессоре Fluent. Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2013. 79 с.

3. Пиралишвили Ш.А., Поляев В.М., Сергеев М.Н. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения. М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000. 414 с.

4. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. М.: Научтехлитиздат, 2013. Т. 1: Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование. 343 с.

5. ГОСТ 8.586.3-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Сопла и сопла Вентури. Технические требования. М.: Стандартинформ, 2007. 32 с.

6. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969. 184 с.

References

1. Yurchenko D.D. Chislennoye modelirovaniye techeniya v vikhrevooy trubey s ispol'zovaniyem ANSYS Fluent [Numerical Modeling of Flow in a Vortex Tube Using ANSYS Fluent]. *ANSYS Advantage. Russkaya redaktsiya: inzhenerno-tekhnicheskiy zhurnal – ANSYS Advantage. Russian Edition: Engineering and Technical Journal*, Moscow, 2009, No. 11, pp. 35-37. [in Russian].

2. Ziganshin A.M. Vychislitel'naya gidrodinamika. *Postanovka i resheniye zadach v protsessore Fluent* [Computational Fluid Dynamics. Statement and Problem Solving in Fluent Processor]. Kazan, Izd-vo Kazansk. gos. arkhitekt.-stroit. un-ta, 2013. 79 p. [in Russian].

3. Piralishvili Sh.A., Polyayev V.M., Sergeyev M.N. *Vikhrevoyye effekty. Eksperiment, teoriya, tekhnicheskiye resheniya* [Vortex Effect. Experiment, Theory, Technical Solutions]. Moscow, UNPTS «Energomash», 2000. 414 p. [in Russian].

4. Piralishvili Sh.A. *Vikhrevoyye effekty* [Vortex Effect]. Moscow, Nauchtekhlitizdat Publ., 2013. T. 1: Fizicheskoye yavleniye, eksperiment, teoreticheskoye modelirovaniye [Physical Phenomenon, Experiment, theoretical Modeling]. 343 p. [in Russian].

5. GOST 8.586.3-2005. *Izmereniye raskhoda i kolichestva zhidkostey i gazov s pomoshch'yu standartnykh suzhayushchikh ustroystv. Sopla i sopla Venturi. Tekhnicheskiye trebovaniya* [State Standard 8.586.3-2005. Measurement of Flow and Quantity of Liquids and Gases Using Standard Narrowing Devices. Nozzles and Venturi Nozzles. Technical Requirements]. Moscow, Standartinform, 2007. 32 p. [in Russian].

6. Merkulov A.P. *Vikhrevoy effekt i yego primeneniye v tekhnike* [Vortex Effect and its Application in Engineering]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ. 1969. 184 p. [in Russian].

Сведения об авторах

About the authors

Сухарев К.В., магистрант гр. ММО31-16-01, ФГБОУ ВО «УГНТУ», г. Уфа, Российская Федерация

K.V. Sukharev, Undergraduate Student of MMO31-16-01 Group, FSBEI HE «USPTU», Ufa, Russian Federation

e-mail: k.sukharev@gmail.com

Дияров К.А., аспирант кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», ФГБОУ ВО «УГНТУ», г. Уфа, Российская Федерация

K.A. Diyarov, Post-graduate Student of Petroleum Apparatus Building Technology Department, FSBEI HE «USPTU», Ufa, Russian Federation

Насырова М.И., студент гр. БМР-14-01, ФГБОУ ВО «УГНТУ», г. Уфа, Российская Федерация

M.I. Nasyrova, Student of BMR-14-01 Group, FSBEI HE «USPTU», Ufa, Russian Federation

Бердин В.К., канд. техн. наук., доцент кафедры «Технология нефтяного аппаратостроения», ФГБОУ ВО «УГНТУ», г. Уфа, Российская Федерация

V.K. Berdin, Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor of the Technological Machinery and Equipment Department, FSBEI HE «USPTU», Ufa, Russian Federation

Еникеева А.А., ассистент кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВО «УГНТУ», г. Уфа, Российская Федерация

A.A. Enikeeva, Assistant of Technological Machinery and Equipment Department, FSBEI HE «USPTU», Ufa, Russian Federation