

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ В ВИХРЕВЫХ ПОТОКАХ ГАЗОВ

© 2009 В.В. Бирюк<sup>1</sup>, Н.Е. Курносов<sup>2</sup>, А.В. Тарнопольский<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный аэрокосмический университет

<sup>2</sup>Пензенский государственный университет

Приводятся результаты экспериментальных исследований и полуэмпирическая методика расчёта делящих вихревых труб. Методика составлена с учётом положений гипотезы взаимодействия вихрей в закрученных газовых потоках.

*Вихревой эффект, энергетическое разделение, закрученный поток газа, вихревая труба, энергетическая эффективность, методика расчёта характеристик.*

Эффект вихревого энергоразделения или эффект Ранка обычно рассматривается на примере вихревых труб простой конструкции. Его сущность заключается в том, что в вихревых трубах происходит разделение подаваемого тангенциально к внутренней поверхности трубы потока газа на два потока, один из которых – периферийный - имеет температуру выше температуры исходного газа, а второй – центральный - соответственно ниже. Холодный и горячий потоки выводятся из торцов трубы через диафрагму и дроссель соответственно.

До настоящего времени ведётся интенсивное экспериментальное и теоретическое исследование вихревого эффекта энергоразделения. Установлено, что течение в вихревой трубе отличается интенсивным турбулентным режимом, наиболее вероятны пульсации скорости в радиальном направлении. Периферийный (потенциальный) вихрь вращается по закону, близкому к циркуляционному с распределением окружной скорости  $V_\varphi$  по радиусу  $r$ :  $V_\varphi \cdot r^n = const$ , где  $n \approx 1,0$ . Приосевой (вынужденный) вихрь вращается по закону, близкому к закону вращения твердого тела:  $V_\varphi / r^n = const$ , где  $n \approx 1,0$  [1-3]. Термодинамическая эффективность процесса энергоразделения в вихревых трубах определяется степенью расширения в ней  $\pi = P_1 / P_{am}$ , где  $P_1$  - давление сжатого газа на входе в сопло, Па;  $P_{am}$  - давление среды, в которую происходит истечение, Па.

В качестве характеристик вихревой трубы используется зависимость разницы температур  $\Delta T_c = T_0 - T_c$  входящего и холодного потоков от относительного массового расхода холодного газа  $\mu = Q_c / Q_0$ , где  $Q_c$  и  $Q_0$  – массовый расход охлажденного и исходного газа. Зависимость записана в форме удельной холодопроизводительности, которая характеризует мощность трубы как холодильника:

$$q_c = \mu \Delta T_c c_p,$$

где  $c_p$  - теплоемкость газа при постоянном давлении. Эффект энергоразделения заметно проявляется лишь при использовании в качестве рабочего тела сжимаемой среды (газа).

Анализ существующих гипотез, в которых делаются попытки объяснения феномена Ранка, изложен в работах [1, 2]. Экспериментальное изучение турбулентной структуры потоков в вихревой трубе затруднено специфическими особенностями потока и малыми габаритами вихревой трубы. Это предъявляет жёсткие требования к экспериментальной аппаратуре, а в ряде случаев делает невозможным применение традиционно используемых методов измерения. Применение оптических бесконтактных измерительных устройств ограничивается особенностями конструкции вихревой трубы. Согласно последним исследованиям турбулентности особое значение имеет визуализация потоков, которая зачастую дает неплохие результаты [2]. Аналитическое решение задачи движения

интенсивно закрученных потоков может быть получено лишь при принятии существенных упрощающих предпосылок, что приводит к потере важных для анализа и практического использования результатов.

Таким образом, единственной возможностью создания методик расчета вихревых энергоделителей на этапе проектирования и разработки новых перспективных устройств является развитие физико-математических моделей, достоверность которых определяется по оценкам в процессе сравнения с результатами натурных экспериментов.

В настоящее время сравнительно низкая термодинамическая эффективность вихревых труб является причиной их узкоспециального хотя и широкого использования, когда их простота конструкции и надёжность, особенности технологического процесса позволяют использовать вихревые устройства для охлаждения и кондиционирования. Вихревые трубы находят применение и тогда, когда для технологического процесса используются как холодный, так и горячий потоки. Обычно это периодическое и регулярное охлаждение и нагревание различных объектов.

В Пензенском государственном университете совместно с Самарским государственным аэрокосмическим университетом были выполнены работы по исследованию процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов, разработаны рекомендации по совершенствованию конструкции вихревой трубы и определены области ее практического использования [3-6].

Экспериментальные исследования показателей эффективности энергопреобразования при движении потоков газа в цилиндрической вихревой камере были направлены на определение оптимальных энергетических и массогабаритных показателей вихревой трубы. С целью исследования эффективности работы вихревых энергоделителей предусматривалась возможность регулировки рабочих режимов. В основу регулирования холодо- и теплопроизводительности заложено изменение удельного расхода холодного потока  $\mu$  путём изменения диаметров диафрагм холодного и горячего вихревых потоков.

Для проведения исследований были спроектированы и изготовлены два типоразмера вихревой трубы. В качестве исходных данных для расчёта размеров вихревой камеры принимались: диаметр вихревой зоны –  $D_{vz}$ , мм; удельный массовый расход холодного потока –  $\mu$ ; давление сжатого воздуха на входе вихревой камеры –  $P_0$ , Па; температура входного воздуха –  $T_0$ , °С. Расчётные зависимости были получены в результате выполненных ранее предварительных исследований работы вихревой трубы и с учётом рекомендаций [1].

Площадь сопла для ввода сжатого воздуха, мм<sup>2</sup>:

$$F_s = \frac{D_{vz}}{3,65} \quad (1)$$

Высота сопла, мм:

$$h = \sqrt{\frac{F_s}{2}} \quad (2)$$

Ширина сопла, мм:

$$b = \frac{F_s}{h} \quad (3)$$

Диаметр диафрагмы для выхода холодного потока воздуха из вихревой зоны, мм:

$$d_k = (0,350 + 0,313 \cdot \mu) \cdot D_{vz} \quad (4)$$

Диаметр диафрагмы для выхода горячего потока воздуха из вихревой зоны, мм:

$$d_c = \frac{d_k}{1,5} \quad (5)$$

Длина вихревой зоны трубы, мм:

$$l_{vz} = 9 \cdot D_{vz} \quad (6)$$

Расход сжатого воздуха, кг/с:

$$G_0 = \frac{3,8 \cdot 10^2 \cdot F_s \cdot P_0}{\sqrt{T_0}} \quad (7)$$

Снижение температуры холодного воздуха относительно температуры воздуха на входе вихревой камеры при сухом воздухе, К:

$$\Delta T_k = \eta T_0 \cdot \left( 1 - \left( \frac{1}{\pi} \right)^{0,286} \right), \quad (8)$$

где  $\eta$  - температурная эффективность (для  $\mu=0,25 - \eta=0,5$ ; для  $\mu=0,5 - \eta=0,3$ ; для  $\mu=0,75 - \eta=0,26$ );  $\pi = \frac{P_0}{P_k}$  - степень расширения воздуха;  $P_k$  - давление холодного потока воздуха, Па.

Массовый расход холодного потока воздуха, кг/с:

$$G_k = G_0 \cdot \mu . \quad (9)$$

Средняя хододопроизводительность, Вт:

$$Q_k = 1000 G_k \cdot \Delta T_k . \quad (10)$$

В качестве исходных данных для расчёта вихревой трубы по заданной величине холодопроизводительности принимали: удельный массовый расход холодного потока -  $\mu$ ; требуемую величину холодопроизводительности -  $Q_k$ , Вт; давление на входе вихревой камеры -  $P_0$ , атм; температуру входного воздуха -  $T_0$ , К. Расчёт производится с использованием зависимостей (1)-(10) в следующем порядке.

Ориентировочная величина снижения температуры холодного воздуха относительно температуры воздуха на входе вихревой камеры определяется по формуле (8).

Расход сжатого воздуха, кг/с:

$$G_0 = \frac{Q_k}{\mu \cdot \Delta T_k \cdot 1000} . \quad (11)$$

Площадь сопла для ввода сжатого воздуха, мм<sup>2</sup>:

$$F_s = \frac{G_0 \sqrt{T_0}}{3,8 \cdot 10^2 \cdot P_0} . \quad (12)$$

Высота сопла определяется по формуле (2). Ширина сопла определяется по формуле (3).

Диаметр штуцера для ввода сжатого воздуха, мм:

$$d_0 = 1,1 \cdot b . \quad (13)$$

Диаметр вихревой зоны, мм:

$$D_{vz} = 3,65 \cdot \sqrt{F_s} . \quad (14)$$

Длина вихревой трубы определяется по формуле (6). Диаметр диафрагмы для выхода холодного потока воздуха из вихревой зоны определяется по формуле (4). Диаметр диафрагмы для выхода горячего потока воздуха из вихревой зоны определяется по формуле (15).

Диаметр штуцера для выхода холодного потока воздуха, мм:

$$d_k^* = 1,1 \cdot d_{k \max} . \quad (15)$$

Диаметр штуцера для выхода горячего потока воздуха, мм:

$$d_c^* = 1,1 \cdot d_{c \max} . \quad (16)$$

В редакторе Microsoft Excel были составлены программы ориентировочного расчёта основных геометрических размеров элементов вихревого энергопреобразователя по заданной холодопроизводительности. Задавая показатели, помеченные тёмным фоном (табл. 1), можно рассчитать размеры всех элементов конструкции вихревой трубы.

Пример расчёта вихревой трубы, обеспечивающей холодопроизводительность 1000 Вт при давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры 0,4 МПа,  $\pi=4$  и  $\mu=0,7$  приведен в табл. 1.

Требуемую холодопроизводительность обеспечит вихревая труба с диаметром вихревой зоны 27 мм и длиной 246 мм при расходе сжатого воздуха 138,2 Нм<sup>3</sup>/ч. Здесь же приведены результаты расчёта размеров основных элементов вихревой трубы. Аналогичная вихревая труба с величиной  $\mu=0,5$  будет иметь диаметр вихревой зоны 32 мм и длину 291 мм, для её работы потребуется расход сжатого воздуха 193,5 Нм<sup>3</sup>/ч.

Расчёт энергетических характеристик для различных диаметров вихревой трубы выполняется по аналогичной программе в редакторе Microsoft Excel. Задавая желаемые значения основного конструктивного пара-

Таблица 1. Результаты расчёта размеров основных элементов вихревой трубы

Расчет вихревого охладителя по требуемой холодопроизводительности					
при $\mu$	0,7				
Требуемая холодопроизводительность, Вт			1000		
Располагаемое давление на входе, Па			$4 \cdot 10^5$		
Температура входного воздуха, К			293		
Ориентированный перепад температуры			28,77		
Расход воздуха, кг/с			0,050	или Нм <sup>3</sup> /ч	138,2
Площадь сопла, мм <sup>2</sup>			55,92		
Высота сопла, мм			5,3		
Ширина сопла, мм			10,6		
Диаметр вихревой зоны, мм			27		
Длина вихревой трубы, мм			246		
Диаметр диафрагмы холодной, мм			15,5		
Диаметр подводящего штуцера, мм			11		
Диаметр диафрагмы горячей, мм			10,4		
Диаметр штуцера холодного, мм			17,1		
Диаметр штуцера горячего, мм			11,4		

метра вихревой трубы (диаметр вихревой зоны) и режимы её работы, помеченные в таблице тёмным фоном, получаем показатели энергетической эффективности и размеры основных элементов вихревой трубы. В связи с ограниченной производительностью используемого в лаборатории компрессора для проведения исследований были выполнены расчёты трёх вариантов вихревой трубы с диаметром вихревой зоны 12 мм (табл. 2).

Целью проведения экспериментальных исследований является количественная оценка процессов тепломассопереноса в однофазных вихревых потоках по величине изменения температуры холодного потока, выходящего из диафрагмы, и горячего потока, выходящего из дросселя, относительно температуры потока сжатого воздуха на входе вихревой камеры при различных условиях организации движения вихревых потоков и на различных режимах работы. При этом ставилась задача исследований и оптимизации энергетических характеристик вихревых труб принятых калибров при различных сочетаниях размеров основных элементов вихревой камеры и при различной величине давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры.

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 1. Сжатый воздух подавался из магистрали 1 через вентиль 4 и редукционный клапан 5, позволявший регулировать давление воздуха на входе вихревой трубы 2, величина которого измерялась манометром М1. Термометры Т0, Т1, Т2 использовались для измерения температуры воздуха на входе вихревой трубы (Т0), на выходе холодного (Т1) и горячего (Т2) потоков. Все элементы испытательного стенда соединялись между собой трубопроводом 3. Для контроля применялись приборы: цифровые измерители температуры ИТ2512, датчики температуры ДТ11, манометр МТИ 16 ГОСТ 2405 -80.

Величину давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры принимали равной 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,9 МПа. Для регистрации характера вихревых потоков выполняли фотографии на оптически прозрачной модели вихревой камеры. Визуализацию вихревых потоков в вихревой камере выполняли путем подачи вместе со сжатым воздухом небольшого количества красящей жидкости.

При проведении исследований использовали различные сочетания диаметра диаф-

Таблица 2. Расчёт энергетических характеристик вихревой трубы калибром 12 мм

Диаметр вихревой зоны, мм		12			
Площадь сопла, мм <sup>2</sup>		10,81			
Высота сопла, мм		2,32			
Ширина сопла, мм		4,65			
Диаметр штуцера, мм		5			
Удельный массовый расход холодного потока					
μ	0,25	μ	0,5	μ	0,75
Диаметры диафрагм холодного, мм					
d1	5,1	d2	6,1	d3	7,0
Диаметры диафрагм горячего, мм					
D1	3,4	D2	4,1	D3	4,7
Длина трубы, мм		108			
Расход сжатого воздуха, кг/с		0,0096	или Нм <sup>3</sup> /ч	26,72	
при давлении P, Па		4·10 <sup>5</sup>			
Температура					
входного воздуха, К		293			
Температурный перепад по холодному потоку на сухом воздухе, К					
T1	48,0	T2	28,8	T3	24,9
Температурный перепад по холодному потоку при нормальной влажности, °С					
T1	41,7	T2	25,0	T3	21,7
Массовый расход холодного потока, кг/с					
G <sub>хол1</sub>	0,002	G <sub>хол1</sub>	0,005	G <sub>хол3</sub>	0,007
Средняя холодопроизводительность, Вт					
Q <sub>хол1</sub>	100,05	Q <sub>хол1</sub>	120,06	Q <sub>хол1</sub>	156,08

рагмы холодного потока  $d$ , длины лопастей тормозного устройства  $L$  и величины открытия дросселя  $K$ . Анализ полученных результатов показывает, что глубина температурного разделения вихревых потоков растёт с увеличением давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры. Отмечается существенное отличие значений изменения температуры холодного и горячего потоков при различных сочетаниях размеров диафрагмы на выходе холодного потока, величины открытия дросселя горячего потока и длины крестовины тормозного устройства.

При давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры 0,4 МПа (рис. 2) наиболее глубокое охлаждение вихревого потока (на 43 К относительно температуры воздуха на входе вихревой камеры) наблюдается при

сочетании диафрагмы  $d3 = 7$  мм с большой длиной лопастей крестовины тормоза  $L3 = 50$  мм при максимальном открытии дросселя  $K3$ .

Обращает на себя внимание, что максимальная эффективность процесса теплопереноса в вихревых потоках (максимальное снижение и повышение температуры потоков) наблюдается одновременно в обоих потоках. Такое совпадение можно объяснить тем, что при этом имеют место явления резонанса или совпадения частоты колебаний вихревого потока и вихревой камеры.

При увеличении давления сжатого воздуха до 0,6 МПа наиболее глубокое охлаждение (до 52 К) вихревого потока, образующегося в осевой зоне вихревой камеры и выходящего через диафрагму, наблюдается при

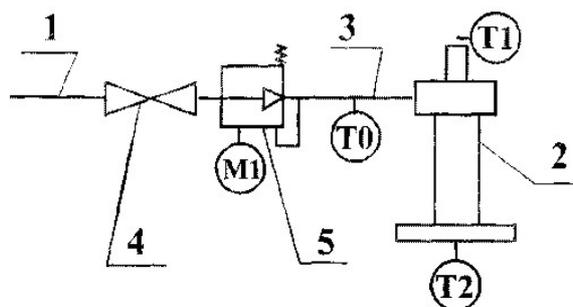


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

сочетании диафрагмы  $d3 = 7$  мм с большой длиной лопастей крестовины тормоза  $L3 = 50$  мм при малом открытии дросселя  $K1$ . Близкое значение (охлаждение на 51 К) получено при среднем открытии дросселя. Аналогичные результаты дают сочетания: диафрагма  $d2 = 6$  мм, большая длина лопастей тормоза  $L3 = 50$  мм, малое и среднее открытие дросселя  $K1$  и  $K2$ .

Анализ полученных результатов позволяет сделать выводы о том, что при работе вихревой трубы имеют место явления резонанса или совпадения частоты колебаний вихревого потока и вихревой камеры при принятом давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры. При наличии резонансных явлений активизируются процессы теплопереноса в вихревых потоках. Размеры диафрагмы в сочетании с длиной вихре-

вой камеры, сечением дросселя и длиной лопастей тормоза определяют скорость и характер вихревых потоков.

Для регистрации характера вихревых потоков были выполнены их фотографии на оптически прозрачной модели вихревой камеры (рис. 3). Траектория движения периферийного вихревого потока представляет собой винтовую линию с изменяющимся шагом по длине вихревой камеры.

При изменении размеров основных элементов вихревой камеры (диаметр диафрагмы, длина лопастей тормоза, величина открытия дросселя) наблюдается изменение шага винтовой линии, по которой движется периферийный вихревой поток. Это связано с изменением скоростей вихревых потоков по объему вихревой камеры. Снижение скорости вихревых потоков происходит при уменьшении площади проходного сечения дросселя, при этом уменьшается и шаг винтовой линии, по которой движется вихревой поток. При открытии дросселя уменьшается сопротивление на выходе периферийного потока и растет шаг траектории его движения. По-видимому, существенную роль играет фаза вихревого потока при его контакте с тормозом. Фазу контакта вихревого потока с тормозом определяют длина лопастей крестовины тормоза и положение дросселя. Столь чувствительная реакция вихревой камеры на



Рис. 2. Зависимость температурного разделения вихревых потоков от размеров элементов вихревой камеры

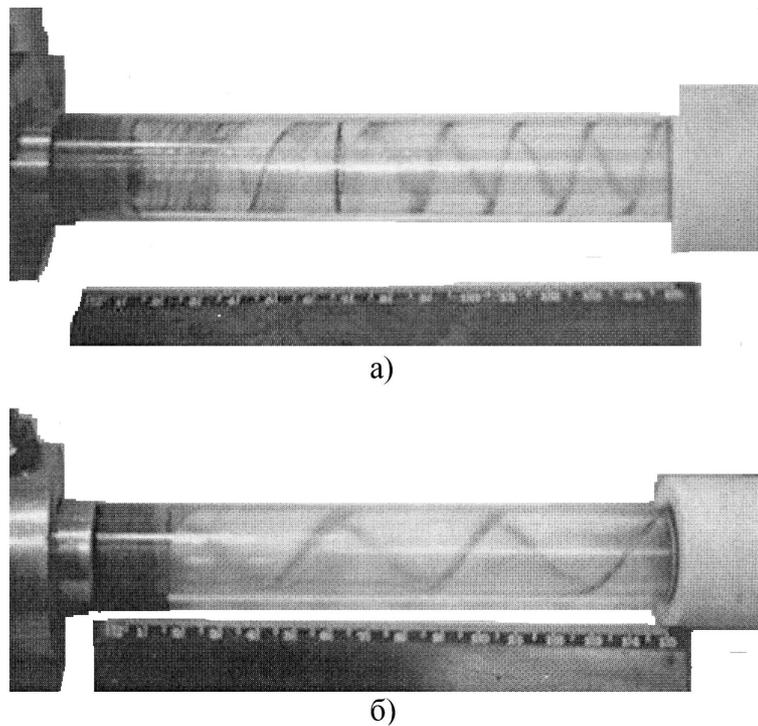


Рис. 3. Следы движения периферийного вихревого потока на поверхности вихревой камеры

изменение условий образования вихревых потоков свидетельствует о сложности процессов тепломассопереноса в вихревых потоках.

Вихревые энергоделители необходимо проектировать с учётом полученных результатов. Такие параметры, как диаметр и длина вихревой зоны, диаметр диафрагмы холодного потока, длина лопастей крестовины тормоза, должны рассчитываться, а положение тормоза по оси вихревой камеры и величина открытия дросселя горячего потока должны подбираться при регулировке вихревой трубы по оптимальной температуре холодного потока или холодопроизводительности. По результатам опытов оптимальной является большая длина лопастей, которую можно задавать как 4-5 диаметров вихревой трубы. При большой длине лопастей наблюдается появление вибраций, что свидетельствует о наличии резонанса при совпадении частот колебаний вихревых потоков и вихревой камеры. Данный режим работы вихревой трубы отличается наибольшей эффективностью процессов теплопереноса в вихревых однофазных потоках. Существенное влияние на работу вихревой трубы оказыва-

ет влажность воздуха, как подаваемого в вихревую трубу, так и в помещении. Этот вывод подтверждается тем, что при работе на влажном воздухе происходит образование льда на диафрагме, что изменяет условия работы вихревой трубы и эффективность теплопереноса в вихревых потоках.

Попытки применения вихревой трубы для кондиционирования воздуха сдерживались существенными затратами энергии на ее работу [6]. Повысить эффективность использования вихревой трубы в кондиционерах воздуха возможно за счёт совместной работы двух вихревых устройств вихревой трубы и вихревого диспергатора-распылителя жидкости [7]. Нагретый поток воздуха из вихревой трубы направляется в диспергатор-распылитель, где производит диспергирование и распыление воды. Частицы распылённой воды размером 5...20 мкм направляются в теплообменник, где, испаряясь, охлаждают воздух. Сочетание охлаждённого воздуха, подаваемого из вихревого энергоделителя, с увлажненным и охлажденным воздухом из вихревого диспергатора-распылителя жидкости позволяет регулировать температуру и влажность воздуха в кондиционируемом по-

мещении. При этом полезно используется весь сжатый воздух, подаваемый для питания вихревого энергоразделителя, что значительно повышает эффективность работы кондиционера. Данное техническое решение защищено патентом RU 2177587 [8]. Работа кондиционера испарительно-вихревого типа основана на использовании эффектов температурного разделения газов в вихревой трубе и фазового перехода в вихревых жидкостно-газовых потоках.

В настоящее время сложились необходимые условия для создания автономных климатических систем, работающих с использованием вихревого эффекта. Системы обеспечивают приемлемые параметры температуры и влажности, имеют высокую надёжность и безопасность при эксплуатации [9].

#### Библиографический список

1. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1997.
2. Пиралишвили Ш. А. Вихревой эффект. // Известия РАН. Энергетика. – 2000. № 5. – С. 137-147.
3. А.с. 2098723 СССР, МКИ F 25 В 9/02. Вихревая труба / Н. Е. Курносов, Ю. Н. Жулимов, А. С. Каширский // Бюл. № 34, 1997. – С. 22.
4. Курносов Н. Е., Тарнопольский А. В., Жулимов Ю. Н. Вихревые охладители возду-

ха и их применение для совершенствования технологических процессов // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении: Сборник ученых трудов ун-та. Сер. Машиностроение. - Пенза: Изд-во ПензГТУ, 1996. – С. 39-41.

5. Курносов Н. Е., Тарнопольский А. В., Сергеев А. И. Оптимизация конструктивных и теплофизических параметров вихревой трубы // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении: Сборник ученых трудов ун-та. Сер. Машиностроение. - Пенза: Изд-во ПензГТУ, 1999. Вып. 2. – С. 32-34.

6. Курносов Н. Е., Тарнопольский А. В., Пичугин В. М. Кондиционер воздуха для кабины машиниста // Локомотив. - 2000. № 5. – С. 32-33.

7. Патент RU 2187383, МПК 7 В 04 С 7/00, В 23 Q 11/10. Распылитель / Н. Е. Курносов, С. Н. Бурцев, С. Н. Курносов // Бюл. № 23, 2002. – С. 121.

8. Патент RU 2177587, МПК 7 F 24 F 5/00, F 25 В 9/04. Кондиционер / Н. Е. Курносов, П. А. Цветков, С. Н. Бурцев, С. Н. Курносов // Бюл. № 36. 2001. – С. 66.

9. Алексеенко В. П., Бирюк В. В., Леонovich Г. И., Лукачев С. В. Вихревые системы термостатирования авиационного оборудования // Изд-во Самарского научного центра РАН. – 2005. – С. 175

#### References

1. Merkulov A. P. Vortex effect and its application in engineering. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1997.
2. Piralishvili Sh. A. Vortex effect // Izvestia of Russian Academy of Science. Power engineering. 2000. No. 5. – pp. 137-147.
3. Author's certificate 2098723 USSR, IIC F 25 В 9/02. Vortex tube / N. Ye. Kurnosov, Yu. N. Zhulimov, A. S. Kashirsky // Bulletin No. 34, 1997. – p. 22.
4. Kurnosov N. Ye., Tarnopolsky A. V., Zhulimov Yu. N. Vortex air coolers and their use for technological process perfection // Technology and automatization of production processes in

mechanical engineering. Collection of university transactions. Series. Mechanical engineering. – Penza: Publishing house of Penza State Technical University, 1996. – pp. 39-41.

5. Kurnosov N. Ye., Tarnopolsky A. V., Sergeyev A. I. Optimization of mechanical and thermophysical parameters of a vortex tube // Technology and automatization of production processes in mechanical engineering: Collection of university transactions. Series. Mechanical engineering. – Penza: Publishing house of Penza State Technical University, 1999. Issue 2. – pp. 32-34.

6. Kurnosov N. Ye., Tarnopolsky A. V., Pitchugin V. M. Air conditioner for engine-driver's cabin // Locomotive. 2000. No. 5. – pp. 32-33.

7. Patent RU 2187383, IPC 7 B 04 C 7/00, B 23 Q 11/10. Sprayer / N. Ye. Kurnosov, S. N. Burtsev, S. N. Kurnosov // Bulletin No. 23, 2002. – pp. 121.

8. Patent RU 2177587, IPC 7 F 24 F 5/00, F 25 B 9/04. Conditioner / N. Ye. Kurnosov, P. A. Tsvetkov, S. N. Burtsev, S. N. Kurnosov //

Bulletin No. 36, 2001. – pp. 66.

9. Alexeyenko V. P., Biryuk V. V., Leonovitch G. I., Lukatchyov S. V. Vortex systems of aviation equipment thermostating // Publishing house of Samara Scientific Centre of Russian Academy of Science, – 2005. – pp. 175.

## ANALYSIS OF TEMPERATURE SEPARATION EFFICIENCY IN VORTEX GAS FLOWS

© 2009 V. V. Biryuk<sup>1</sup>, N. Ye. Kurnosov<sup>2</sup>, A. V. Tarnopolsky<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University

<sup>2</sup>Penza State University

The paper presents the results of experimental research and a semiempirical procedure of the design of separating vortex tubes. The procedure is arranged taking into account the hypothesis of vortex interaction in whirled gas flows.

*Vortex effect, power separation, whirled gas flow, vortex tube, power efficiency, characteristics design procedure.*

### Информация об авторах

**Бирюк Владимир Васильевич**, доктор технических наук, профессор, заместитель заведующего кафедрой теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет, e-mail: teplotex\_ssau@bk.ru. Область научных интересов: тепломасообмен закрученных газожидкостных потоков.

**Курносов Николай Ефимович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспортно-технологические машины и оборудование», Пензенский государственный университет, e-mail: itc@stup.ac.ru. Область научных интересов: тепломасообмен закрученных газожидкостных потоков.

**Тарнопольский Александр Владимирович**, кандидат технических наук, профессор кафедры «Транспортно-технологические машины и оборудование», Пензенский государственный университет, e-mail: taw48@bk.ru. Область научных интересов: тепломасообмен закрученных газожидкостных потоков.

**Biryuk Vladimir Vasilyevitch**, doctor of technical science, professor, deputy head of the department “Heat engineering and thermal engines”, Samara State Aerospace University, e-mail: teplotex\_ssau@bk.ru. Area of research: heat and mass exchange of twisted gas and liquid flows.

**Kurnosov Nikolay Yefimovitch**, doctor of technical science, professor, head of the department “Transport technological machines and equipment” Penza State University, e-mail: itc@stup.ac.ru. Area of research: heat and mass exchange of twisted gas and liquid flows.

**Tarnopolsky Alexander Vladimirovitch**, candidate of technical science, professor of the department “Transport technological machines and equipment” Penza State University, e-mail: taw48@bk.ru. Area of research: heat and mass exchange of twisted gas and liquid flows.