

УДК 620.92, 536.6

**РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
МУЛЬТИЦИЛИНДРОВОГО ТЕПЛОВОГО ГЕНЕРАТОРА  
НА ОСНОВЕ ТЕЧЕНИЯ КУЭТТА–ТЭЙЛОРА****Н.Б. Миськив, А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, В.Н. Мамонов***Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН*

Основой конструкции эффективного ветротеплогенератора являются два ротора, вложенных в кольцевые зазоры друг друга и образующих систему цилиндрических коаксиальных кольцевых каналов, заполненных вязкой рабочей жидкостью. Роторы приводятся во встречное вращение ветродвигателями. При встречном вращении роторов в кольцевых каналах конструкции возникает течение Куэтта–Тэйлора, в котором за счет интенсивных касательных напряжений, возникающих в рабочей жидкости, происходит диссипация механической энергии ветродвигателей и превращение этой энергии в тепло. В зависимости от свойств рабочей жидкости, частоты вращения роторов, количества кольцевых каналов и их геометрии существуют сочетания параметров для оптимальной конструкции ветротеплогенератора. Предлагаемый метод подбора конструктивных параметров коаксиальных многоцилиндровых роторов позволяет непосредственно выбирать оптимальную конструкцию этих роторов для заданной мощности теплогенератора и свойств вязкой рабочей жидкости. Агрегат, состоящий из двух роторных ветродвигателей, установленных перпендикулярно к потоку воздуха, позволяет преобразовывать энергию ветра в тепловую энергию в широком диапазоне частоты вращения роторов. Конструкция многоцилиндровой системы теплогенератора, в котором используется кольцевое течение Куэтта–Тэйлора, представлена в виде эквивалентного одиночного кольцевого зазора, что позволило обобщить результаты исследований таких генераторов, проведенных с различными рабочими жидкостями при различных условиях, в виде единой зависимости безразмерной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса. Полученная зависимость хорошо аппроксимируется линейной функцией в экспериментально исследованном диапазоне чисел Рейнольдса  $700 < Re < 20\,000$ . На основе полученной аппроксимации предложен алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости. В качестве примера приведены расчеты конструктивных размеров девяти вариантов теплогенераторов для трех значений мощности: 10, 20 и 50 кВт.

*Ключевые слова:* ветротеплогенератор, течение Куэтта–Тэйлора, диссипация энергии, момент сопротивления вращению, тепловая мощность, расчет конструктивных параметров теплогенератора.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38

**Введение**

Анализ ветровых ресурсов России показывает огромный технический потенциал использования энергии ветра [1]. В частности, в Новосибирской области этот показатель в среднем равен  $350 \text{ МВт} \cdot \text{ч/год}$ , а в более северных регионах (например, Красноярский край, Якутия, ЯНАО, Чукотский АО) может достигать более  $2000 \text{ МВт} \cdot \text{ч/год}$ , при средней скорости ветра около  $5 \text{ м/с}$ . Освоение и использование этих ресурсов имеет большие перспективы для развития новой

---

Работа по созданию экспериментального стенда выполнена в рамках государственного задания ИТ СО РАН. Работа по расчету конструктивных параметров теплогенератора выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (мегагрант № 075-15- 2021-575).

области альтернативной энергетики – ветровой теплогенерации. Причины поиска и развития альтернативных источников энергии связаны с ростом мирового энергопотребления, низким риском причинения вреда экологии, с отсутствием традиционных источников или сложностью их реализации на местах. Переход к возобновляемым источникам энергии также необходим для смягчения последствий глобального потепления и обеспечения национальной энергетической безопасности.

Ветрогенераторы в настоящее время в основном используются для получения электроэнергии. Анализ энергопотребления на различных объектах, в частности в домашнем хозяйстве, показывает, что энергопотребление в странах с холодным климатом в виде электроэнергии составляет около 25 % от общей потребности в энергии. Основная часть энергии потребляется в виде теплоты на отопление и горячее водоснабжение зданий и сооружений. Таким образом, в практическом плане достаточно актуальной является возможность прямого преобразования механической энергии ветра в тепловую. Среди всех существующих методов прямого преобразования механической энергии ветра в тепло наиболее эффективным и доступным [2] является использование диссипативных свойств вязкой жидкости, характеризующих ее способность превращать энергию упорядоченного движения в тепловую энергию.

В частности, представляет интерес рассмотреть в качестве такого генератора тепла устройство, в котором тепло выделяется в объеме жидкости, находящейся в системе узких кольцевых зазоров между коаксиальными, вращающимися навстречу друг другу цилиндрами (круговое течение Куэтта–Тэйлора).

Конструктивно рабочая часть теплогенератора состоит из двух мультицилиндровых роторов, вложенных друг в друга и образующих систему кольцевых коаксиальных каналов [3]. В работе [4] были представлены результаты экспериментального исследования развиваемой таким тепловым генератором мощности в случае, когда его роторы вращались независимо друг от друга с одинаковой угловой скоростью во встречных направлениях. Этот вариант может быть легко реализован при использовании двух ветровых колес без дополнительной редукции или же с одним колесом, но с раздачей вращательного движения на оба ротора [5].

В [4] был рассмотрен вопрос об обобщении полученных экспериментальных данных с помощью замены реальной мультицилиндровой (многочелевой) конструкции теплогенератора эквивалентной моделью с двумя оппозитно вращающимися цилиндрами (одиночный эквивалентный зазор). На основе такого моделирования предлагается алгоритм расчета геометрических параметров мультицилиндрового теплогенератора заданной мощности.

В настоящей работе на основе результатов, полученных в [4], подробно изложена методика расчета геометрических параметров теплогенератора заданной мощности с заданной относительной скоростью вращения роторов. Приведены примеры расчетов параметров теплогенераторов различной мощности, предназначенных для работы с рабочими жидкостями, имеющими широкий диапазон вязкости. Для цельности изложения материала кратко приведены основные результаты, полученные в [4].

Работа продолжает цикл работ авторов [3–5] по исследованию теплогенераторов, в конструкции которых используется кольцевое течение Куэтта–Тэйлора.

## 1. Экспериментальный теплогенератор и методы измерений

Экспериментальная установка представляла собой устройство, в котором два низкооборотных электропривода с регулируемым числом оборотов (имитация двух роторных ветродвигателей) приводят во вращение роторы макета теплогенератора.

Теплогенератор (рис. 1) состоял из двух однотипных роторов, вложенных в кольцевые зазоры друг друга и образующих систему цилиндрических коаксиальных кольцевых каналов диаметром от  $D_{\min} = 0,196$  м до  $D_{\max} = 0,304$  м. Каждый ротор имел семь цилиндрических колец, изготовленных из полос алюминиевого сплава высотой 0,05 м и толщиной 1,5 мм. Образующаяся коаксиальная мультицилиндровая система состояла из 13 кольцевых цилиндрических каналов: семи каналов шириной 2 мм и шести каналов шириной 3,6 мм. Объем, занятый жидкостью в кольцевых каналах теплогенератора, был равен  $1,4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Конструкция теплогенератора имела массу 17 кг.

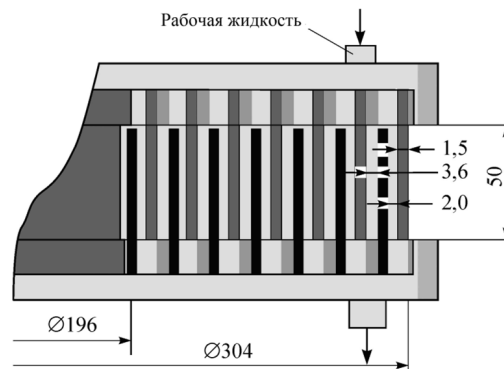


Рис. 1 – Эскиз конструкции роторов теплогенератора

Fig. 1 – Schematic design of heat generator rotors

Схема экспериментальной установки с макетом теплогенератора представлена на рис. 2. Установка позволяла исследовать влияние вязкости рабочей жидкости и угловой скорости вращения роторов на величину сопротивления их встречному вращению. Все измерения проведены в диапазоне скоростей вращения реально существующих роторных ветродвигателей, частота вращения которых не превышает 5 Гц.

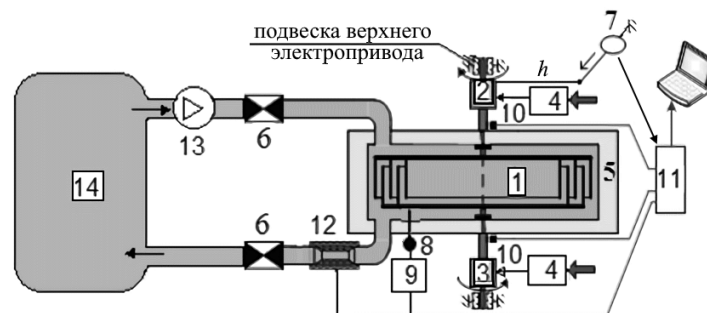


Рис. 2 – Схема экспериментального стенда с макетом теплогенератора

Fig. 2 – Scheme of the experimental setup with a heat generator model

При проведении экспериментов выделяемая генератором тепловая мощность (1) определялась на основании измеренного момента сопротивления вращению роторов теплогенератора по формуле

$$N = M\Omega, \quad (1)$$

где  $N$  – мощность, Вт;  $M$  – измеренный момент сопротивления вращению роторов, Н·м;  $\Omega$  – относительная угловая скорость вращения роторов, рад/с.

Измерение момента сопротивления вращению роторов осуществлялось следующим образом: статор нижнего привода 3 (см. рис. 2) был заторможен, а статор верхнего привода 2 был подвешен на свободно вращающейся оси подвески. Момент сопротивления вращению передавался через плечо рычага длиной  $h = 0,115$  м на тензометрический датчик системы регистрации момента сопротивления 7. Данные регистрировались цифровым осциллографом PC-Lab2000SE в режиме записи момента сопротивления вращению.

Скорость вращения нижнего 3 и верхнего 2 электроприводов изменялась независимо друг от друга с помощью блоков управления 4, а частота их вращения измерялась с помощью двух датчиков оборотов 10.

Внутренний объем теплогенератора 1 был последовательно включен в замкнутый гидравлический контур, основным элементом которого была термостатированная емкость 14. Гидравлический контур был заполнен рабочей жидкостью. Режимы циркуляции рабочей жидкости обеспечивались насосом 13 и запорно-регулирующей арматурой 6. Система термостатирования емкости 14 (на рис. 2 не изображена) позволяла поддерживать постоянное, заданное для проведения конкретного эксперимента значение температуры циркулирующей в гидравлическом контуре рабочей жидкости с погрешностью  $\pm 0,2$  °С. Датчик температуры 8 с электронным блоком 9 обеспечивал измерение температуры рабочей жидкости во внутреннем объеме теплогенератора с погрешностью  $\pm 0,1$  °С. Информация с тензодатчика 7, электронного блока 9 термометра 8, тахометров 10 и расходомера 12 поступала для обработки в микропроцессорный блок 11, а затем передавалась в компьютер для архивирования и хранения. В качестве рабочей жидкости использовались дистиллированная вода и водоглицериновые растворы различных концентраций.

## 2. Обобщение экспериментальных данных

В ходе исследований, подробно описанных в работе [4], были получены экспериментальные данные для конкретной геометрии и размеров макета теплогенератора. Эти данные трудно использовать для анализа работы теплогенераторов иной геометрии и размеров. Одним из возможных подходов к обобщению полученных данных является представление конструкции теплогенератора в виде одностороннего эквивалентного кольцевого канала между двумя коаксиальными цилиндрами. В качестве базисных величин такого эквивалентного канала было принято, что:

- радиус внутреннего цилиндра равен среднему значению радиуса мультицилиндровой системы (рис. 1)  $R_3 = R_{cp} = 0,124$  м;
- высота эквивалентного канала равна сумме высот всех каналов теплогенератора  $L_3 = \sum L = 13 \cdot 0,05 = 0,65$  м;
- объем эквивалентного канала равен сумме объемов кольцевых зазоров теплогенератора  $V = \sum V_i = 1,4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;
- ширина эквивалентного канала (зазора между двумя цилиндрами) равна  $\delta = V / (2\pi R_3 L) = 0,0027$  м;
- радиус внешнего цилиндра эквивалентного канала  $R_0 = R_3 + \delta$ .

Такой подход полностью оправдал себя. Он позволил представить приведенные в [4] экспериментальные данные в виде единой безразмерной зависимости в виде функции от числа Рейнольдса:

$$N_B = f(\text{Re}) . \quad (2)$$

Эта зависимость может являться основой для проведения расчетов геометрических параметров теплогенераторов заданной мощности при заранее заданных скоростях вращения роторов теплогенератора и вязкости рабочей жидкости.

Рассмотрим безразмерную зависимость (2) более подробно. Здесь безразмерный комплекс

$$N_B = N / m\nu\Omega^2 \quad (3)$$

интерпретируется как безразмерная мощность:  $N$ , Вт – мощность теплогенератора (1);  $m$ , кг – масса рабочей жидкости в кольцевых зазорах теплогенератора;  $\nu$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости;  $\Omega$ , рад/с – относительная угловая скорость вращения роторов теплогенератора.

Безразмерный комплекс

$$\text{Re} = R_3 \delta \Omega / \nu \quad (4)$$

представляет собой традиционную форму числа Рейнольдса, принятую при исследованиях течения Куэтта–Тэйлора [6]. Здесь  $R_3$  – радиус внутреннего цилиндра эквивалентного кольцевого канала, который равен среднему значению радиуса мультицилиндровой системы, м;  $\nu$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\delta$  – ширина эквивалентного кольцевого канала м;  $\Omega$  – относительная угловая скорость вращения роторов теплогенератора, рад/с.

На рис. 3 полученные экспериментальные данные представлены в виде обобщенной безразмерной зависимости  $N_B = f(\text{Re})$ .

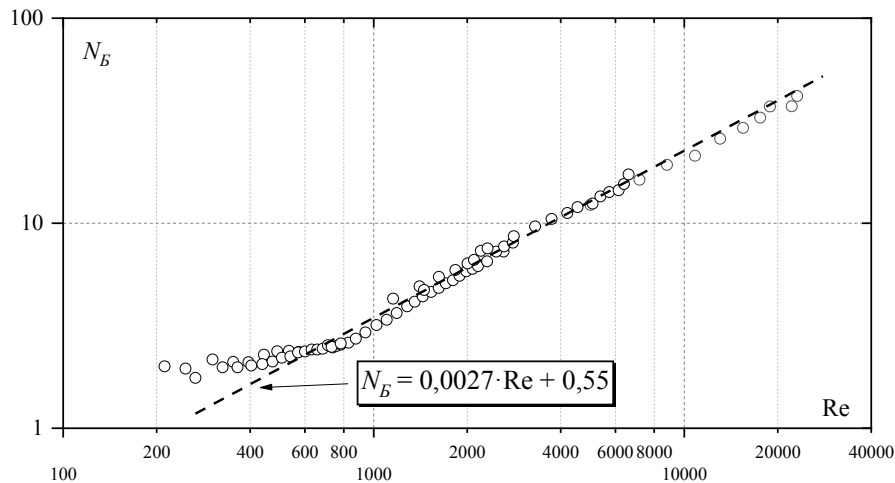


Рис. 3 – Обобщенная безразмерная зависимость

Fig. 3 – Generalized dimensionless dependence

Как видно из графика, все экспериментальные данные, полученные в экспериментах, существенно отличающихся по условиям их проведения (переменная

частота вращения роторов теплогенератора, разная вязкость и температура рабочей жидкости) хорошо обобщаются единой зависимостью. Эта зависимость в практически важном диапазоне чисел Рейнольдса вполне удовлетворительно аппроксимируется линейной зависимостью:

$$N_B = 0,0027 Re + 0,55. \quad (5)$$

### 3. Методика расчета параметров теплогенератора

Безразмерная зависимость (5) дает возможность рассчитать геометрические конструктивные параметры многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритные размеры этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости.

Приведем пример расчета нескольких вариантов геометрических параметров теплогенератора мощностью 10, 20 и 50 кВт, у которых максимальная частота вращения каждого ротора составляет  $f = 5$  Гц. Выполним для каждого значения мощности генератора три варианта расчета, которые отличаются друг от друга значениями вязкости рабочей жидкости  $\nu$ , шириной кольцевого зазора  $\delta$ , средним радиусом кольцевого зазора  $R_z$  и конструктивной высотой колец роторов теплогенератора  $L$ . Эти варианты значений исходных параметров рассчитываемого теплогенератора приведены в табл. 1.

Таблица 1 / Table 1

#### Исходные данные для расчета геометрических параметров теплогенератора

##### Initial data for calculating the heat generator geometric parameters

Номер варианта	$N$ , кВт	$f$ , Гц	$\nu \cdot 10^{-6}$ , м <sup>2</sup> /с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$R_z$ , м	$\delta$ , мм	$\delta_{ст}$ , мм	$L$ , мм
1	10	5	5	1100	0,20	3	1	200
2	10	5	10	1130	0,20	4	1	150
3	10	5	15	1160	0,25	5	1	100
4	20	5	5	1100	0,25	3	1	300
5	20	5	10	1130	0,30	4	1	200
6	20	5	15	1160	0,35	5	1	100
7	50	5	5	1100	0,25	3	1	500
8	50	5	10	1130	0,30	4	1	400
9	50	5	15	1160	0,35	5	1	300

Расчет параметров вариантов теплогенератора производится в следующей последовательности.

1. По формуле (4) вычисляем число Рейнольдса  $Re$ . Так как для дальнейших расчетов используется экспериментально полученная безразмерная зависимость  $N_B = f(Re)$ , то рекомендуется выбирать исходные параметры для расчета теплогенератора таким образом, чтобы полученные расчетные значения числа Рейнольдса находились в линейной части экспериментально исследованной области зависимости  $N_B$  (рис. 3). Например, это может быть область  $1000 < Re < 10\,000$ . Такое ограничение введено для того, чтобы проводимый расчет не выходил за рамки проведенных экспериментальных исследований. Вполне возможно, что методика расчета будет работать и вне этих рамок. Такое допущение требует дополнительных исследований.

2. По формуле (5) вычисляем значения безразмерного комплекса  $N_B$ .

3. Используя формулу (3), вычисляем значения массы рабочей жидкости, которая должна находиться в кольцевых зазорах рассчитываемого теплогенератора:

$$m = N / N_B v \Omega^2.$$

4. Используя заданные в табл. 1 значения плотностей рабочей жидкости  $\rho$ , вычисляем значения объема рабочей жидкости в кольцевых зазорах рассчитываемого теплогенератора:  $V = m / \rho$ .

5. Вычисляем высоту эквивалентного кольцевого зазора  $L_3$  по формуле  $L_3 = V / 2\pi R_3 \delta$ . Здесь  $2\pi R_3 \delta$  – площадь поперечного сечения эквивалентного кольцевого зазора.

6. Вычисляем количество кольцевых каналов (зазоров)  $n$  в многоцилиндровой конструкции теплогенератора:  $n = L_3 / L$ , где  $L$  – заданная высота системы кольцевых зазоров теплогенератора. Полученные дробные значения величин  $n$  округляются до целых значений (в сторону увеличения  $n$ ).

7. Учитывая заданные значения ширины кольцевых зазоров  $\delta$ , толщины стенок между ними  $\delta_{ст}$  и вычисленное значение количества кольцевых зазоров  $n$ , рассчитываем минимальный  $D_{min}$  и максимальный  $D_{max}$  диаметр расчетных вариантов многоцилиндровых кольцевых систем теплогенератора по формулам:

$$D_{min} = 2(R_3 - n / 2(\delta_{ст} + \delta)),$$

$$D_{max} = 2(R_3 + n(\delta_{ст} + \delta)).$$

Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Таблица 2 / Table 2

Результаты расчета геометрических параметров теплогенератора  
Calculation results of the heat generator geometric parameters

Номер варианта	Re	$N$ , кВт	$N_B$	$m$ , кг	$V$ , м <sup>3</sup>	$L_3$ , м	$n$ , шт.	$D_{min}$ , м	$D_{max}$ , м
1	7536	10	33,6	15,1	13,7	3,64	18	0,327	0,473
2	5024	10	22,8	11,1	9,8	1,96	13	0,335	0,465
3	5233	10	23,7	7,1	6,2	0,78	8	0,453	0,547
4	9420	20	41,7	24,3	22,1	4,70	16	0,437	0,562
5	7536	20	33,6	15,1	13,4	1,77	9	0,556	0,644
6	7327	20	32,7	10,3	8,9	0,81	8	0,651	0,749
7	9420	50	41,7	60,8	55,3	11,74	23	0,406	0,594
8	7536	50	33,6	37,7	33,4	4,43	11	0,545	0,655
9	7327	50	32,7	25,9	22,3	2,03	7	0,659	0,741

### Выводы

Представление конструкции многоцилиндровой системы теплогенератора, в котором используется кольцевое течение Куэтта–Тэйлора, в виде эквивалентного одиночного кольцевого зазора позволило обобщить результаты исследований таких генераторов, проведенных с различными рабочими жидкостями при раз-

личных условиях, в виде единой зависимости безразмерной мощности теплогенератора от числа Рейнольдса:  $N_B = f(Re)$

Полученная зависимость хорошо аппроксимируется линейной функцией в экспериментально исследованном диапазоне чисел Рейнольдса  $700 < Re < 20\,000$ .

На основе полученной аппроксимации предложен алгоритм расчета геометрических конструктивных параметров многоцилиндровой кольцевой системы теплогенератора, в том числе и габаритных размеров этой системы для выбранных заранее значений мощности теплогенератора и вязкости его рабочей жидкости.

В качестве примера приведены расчеты конструктивных размеров девяти вариантов теплогенераторов для трех значений мощности: 10, 20 и 50 кВт.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Атлас ресурсов возобновляемой энергии на территории России / Т.И. Андреев, Т.С. Габдрахманова, О.В. Данилова и др. – М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2015. – 160 с.
2. State of the art of windthermal turbines: a systematic scoping review of direct wind-to-heat conversion technologies / M. Neumeier, M. Cöster, R. Adriano, R.A. Marques Pais, S. Levedag // *Journal of Energy Resources Technology*. – 2021. – Vol. 144. – P. 040802. – DOI: 10.1115/1.4052616.
3. Experimental investigation of energy dissipation in the multi-cylinder Couette-Taylor system with independently rotating cylinders / A.F. Serov, A.D. Nazarov, V.N. Mamonov, V.I. Terekhov // *Applied Energy*. – 2019. – Vol. 251. – P. 113362. – DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.113362.
4. Генерация тепла в мультицилиндровой системе Куэтта–Тэйлора / В.Н. Мамонов, Н.Б. Миськив, А.Д. Назаров, А.Ф. Серов, В.И. Терехов // *Теплофизика и аэромеханика*. – 2019. – Т. 26, № 5. – С. 729–739.
5. Патент № 2774137 Российская Федерация. Многощелевой оппозитный ветротеплогенератор на эффекте Куэтта–Тэйлора с распределителем вращательного момента от вала удаленного ветроколеса: зарег. 15.06.2022 / Серов А.Ф., Назаров А.Д., Миськив Н.Б., Мамонов В.Н., Терехов В.В.
6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.

#### CALCULATION OF THE STRUCTURAL PARAMETERS OF A MULTI-CYLINDER THERMAL GENERATOR BASED ON THE COUETTE-TAYLOR FLOW

**Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Mamonov V.N.**  
*Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS, Novosibirsk, Russia*

Direct conversion of wind energy into heat is a relevant direction for the development of alternative heat power engineering. The paper considers an efficient wind heat generator that consists of two rotors nested in each other's annular gaps and forming a system of cylindrical coaxial annular channels filled with a viscous working fluid. Depending on the properties of the working fluid, the velocity of the rotors, the number of annular channels and their geometry, there are combinations of parameters for the optimal design of the heat generator. The proposed method for selecting the design parameters of coaxial rotors makes it possible to directly select the optimal design of rotors for a given power of the heat generator and the properties of a viscous working fluid. The design of the multi-cylinder system of the heat generator, which uses the annular Couette–Taylor flow, is presented in the form of an equivalent single annular gap, which made it possible to generalize the results of investigations carried out with different working fluids under various conditions, in the form of a single dependence of the dimensionless power of the heat generator on the number Reynolds. The obtained dependence is well approximated by a linear function in the experimentally studied range of Reynolds numbers. An algorithm for calculating the geometric design parameters of a multi-cylinder annular system is proposed. As an example,



calculations of the structural dimensions of nine variants of heat generators for three power values are given: 10 kW, 20 kW and 50 kW.

**Keywords:** wind-heat generator, Couette-Taylor flow, energy dissipation, moment of resistance to rotation, thermal power, calculation of heat generator design parameters.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38

#### REFERENCES

1. Andreenko T.I., Gabderakhmanova T.S., Danilova O.V., et al. *Atlas resursov vozobnovlyae-moi energii na territorii Rossii* [Atlas of renewable energy resources in Russia]. Moscow, RKhTU im. D.I. Mendeleeva Publ., 2015. 160 p.
2. Neumeier M., Cöster M., Marques Pais R.A., Levedag S. State of the art of windthermal turbines: a systematic scoping review of direct wind-to-heat conversion technologies. *Journal of Energy Resources Technology*, 2021, vol. 144, p. 040802. DOI: 10.1115/1.4052616.
3. Serov A.F., Nazarov A.D., Mamonov V.N., Terekhov V.I. Experimental investigation of energy dissipation in the multi-cylinder Couette–Taylor system with independently rotating cylinders. *Applied Energy*, 2019, vol. 251, p. 113362. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.113362.
4. Mamonov V.N., Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Terekhov V.I. Heat generation in a Couette–Taylor flow multicylinder system. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2019, vol. 26, no. 5, pp. 683–692. DOI: 10.1134/S0869864319050068. Translated from *Teplofizika i aeromekhanika*, 2019, vol. 26, no. 5, pp. 729–739.
5. Serov A.F., Nazarov A.D., Miskiv N.B., Mamonov V.N., Terekhov V.I. *Mnogoshchelevoi oppositnyi vetroteplogenerator na effekte Kuetta–Teilora s raspredelitelem vrashchatel'nogo momenta ot vala udalennogo vetrokolesa* [Multi-gap opposing wind heat generator based on the Couette–Taylor effect with a torque distributor from the shaft of a remote wind wheel]. Patent RF, no. 2774137, 2022.
6. Schlichting H. *Teoriya pogrannichnogo sloya* [Boundary-layer theory]. Moscow, Nauka Publ., 1974. 712p. (In Russian).

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



**Миськив Николай Богданович** – родился в 1991 году, младший научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: альтернативная теплоэнергетика, спрейное охлаждение, капельное испарение наножидкостей, автоматизация научных исследований. Опубликовано 22 научные работы. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. E-mail: nikerx@gmail.com).

**Miskiv Nikolay Bogdanovich** (b. 1991) – junior researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on alternative heat power engineering, spray cooling, nanofluid droplet evaporation, automation of scientific research. He is author of 22 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: nikerx@gmail.com).



**Назаров Александр Дмитриевич** – родился в 1964 году, д-р техн. наук, ведущий научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: тепломассообмен и динамические характеристики в двухфазных и газокapельных потоках, разработка методов и средств исследования физических процессов. Опубликовано 200 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. E-mail: nazarov@itp.nsc.ru).

**Nazarov Aleksandr Dmitrievich** (b. 1964) – Doctor of Sciences (Eng.), leading researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat and mass transfer and dynamic characteristics in two-phase and gas-droplet flows, development of methods and means for studying physical processes. He is author of 200 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: nazarov@itp.nsc.ru).



**Серов Анатолий Федорович** – родился в 1938 году, д-р техн. наук, профессор, ведущий научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: экспериментальная физика. Опубликовано 300 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. E-mail: serov@itp.nsc.ru).

**Serov Anatoliy Fedorovich** (b. 1938) – Doctor of Sciences (Eng.), professor, leading researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on experimental physics. He is author of 300 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: serov@itp.nsc.ru).



**Мамонов Валерий Николаевич** – родился в 1943 году, канд. техн. наук, научный сотрудник, лаборатория проблем энергосбережения, ИТ СО РАН. Область научных интересов: теплообмен и динамические характеристики в двухфазных и газокапельных потоках, энергосберегающие технологии получения тепловой и электрической энергии. Опубликовано 150 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, 1. E-mail: mamonovvn@mail.ru).

**Mamonov Valeriy Nikolaevich** (b. 1943) – Candidate of Sciences (Eng.), researcher, laboratory of energy saving problems, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat and mass transfer and dynamic characteristics in two-phase and gas-droplet flows, energy-saving technologies for obtaining thermal and electrical energy. He is author of 150 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: mamonovvn@mail.ru).

*Статья поступила 21 сентября 2022 г.  
Received September 21, 2022*

---

To Reference:

Miskiv N.B., Nazarov A.D., Serov A.F., Mamonov V.N. Raschet konstruktivnykh parametrov mul'titsilindrovogo teplovogo generatora na osnove techeniya Kuetta-Teilora [Calculation of the structural parameters of a multi-cylinder thermal generator based on the Couette-Taylor flow]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 29–38. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-29-38.