

3. Гусев А. И. Нанокристаллические материалы: методы получения и свойства / А.И. Гусев.- М. Физматлит. 2005.- 199 с.

**УДК 533.6; 658.264**

*Дербасова Е.М., Муканов Р.В., Шишкин Н.Д.*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ СИСТЕМ АВТОНОМНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

*Derbasova E.M., Mukanov R.V., Shishkin N.D.*

## **RESEARCH OF HYDRODYNAMICS OF HEAT GENERATORS FOR MECHANICAL SYSTEMS AUTONOMOUS HEATING**

*Предложена конструкция механического теплогенератора, позволяющая осуществить прямое преобразование механической энергии ветрового потока в тепловую энергию за счет сил трения в высоковязкой жидкости. Получена теоретическая зависимость для расчета тепла, выделяющегося при преобразовании механической энергии в тепловую, для ламинарного течения высоковязкой жидкости в зазорах между неподвижными и вращающимися дисками теплогенератора. На основе экспериментальных исследований определена средняя толщина пограничного слоя между вращающимися и неподвижными дисками. Получены расчетные зависимости для определения основных конструктивных размеров механических теплогенераторов для систем теплоснабжения.*

**Ключевые слова:** *возобновляемые источники энергии, ветроустановка, механический теплогенератор, ротор с вертикальными полуцилиндрическими лопастями, теплоноситель, высоковязкая жидкость, погружной теплообменник.*

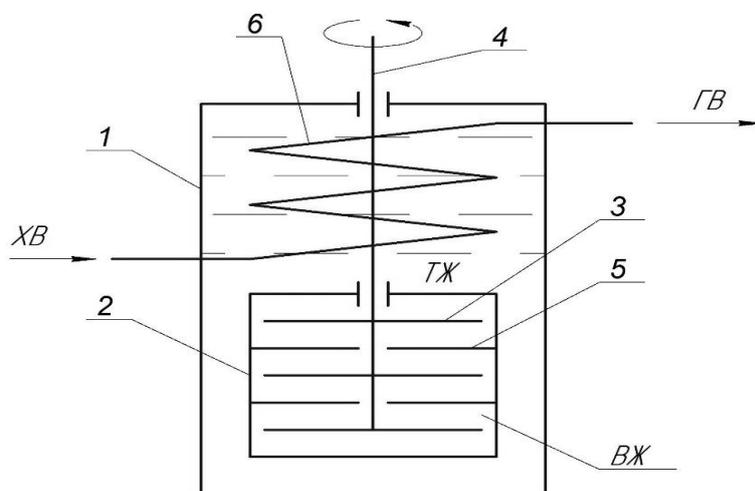
*A design of mechanical heat source, allows direct conversion of mechanical energy of the wind flow into thermal energy due to friction forces in a highly viscous fluid. Obtained theoretical dependence for calculating the heat generated by converting mechanical energy into heat. For laminar flow of a highly viscous, fluid in the gap between the stationary and rotating disk heat source. Based on experimental studies to determine the average thickness of the boundary layer between the rotating and fixed disks. The dependences to identify key structural dimensions of mechanical heat sources for heating systems.*

**Key words:** *renewable energy, wind turbine, mechanical heat generator rotor with a vertical semi-cylindrical blades, coolant, highly viscous, liquid immersion, heat exchange.*

Одним из возобновляемых источников энергии, применяемым для автономного теплоснабжения объектов, является энергия ветра. Однако, в большинстве случаев эта энергия с помощью ветроэнергоустановок (ВЭУ) преобразуется в электрическую и лишь затем, в тепловую [1,2].

Более целесообразным представляется прямое преобразование механической энергии вращающегося ветроколеса в тепловую энергию за счет сил трения. Однако существующие типы механических теплогенераторов предполагают получение тепловой энергии за счет трения твердых поверхностей, нагревающих теплоноситель. Недостатками таких теплогенераторов являются недолговечность быстро изнашиваемых твердых поверхностей и значительный шум, возникающий при их трении.

Поэтому, вполне рациональной представляется идея получения тепла за счет внутреннего трения высоковязкой жидкости. Одним из вариантов такого теплогенератора является предлагаемый авторами механический теплогенератор (МТГ). Он состоит из теплоизолированного бака-аккумулятора теплоты 1, корпуса теплогенератора 2, подвижных дисков 3, соединенных с валом теплогенератора 4, кинематически связанного с ротором ветродвигателя, неподвижных дисков 5 и погружного теплообменника 6, помещенного в теплоаккумулирующую жидкость в баке-аккумуляторе теплоты (рис.1).



**Рисунок 1** - Механический теплогенератор

1- бак- аккумулятор теплоты; 2 - корпус теплогенератора; 3 - подвижные диски; 4- вал теплогенератора; 5 - неподвижные диски; 6 - погружной теплообменника; ВЖ - высоковязкая жидкость; ТЖ - теплоаккумулирующая жидкость; ХВ - холодная вода; ГВ - горячая вода

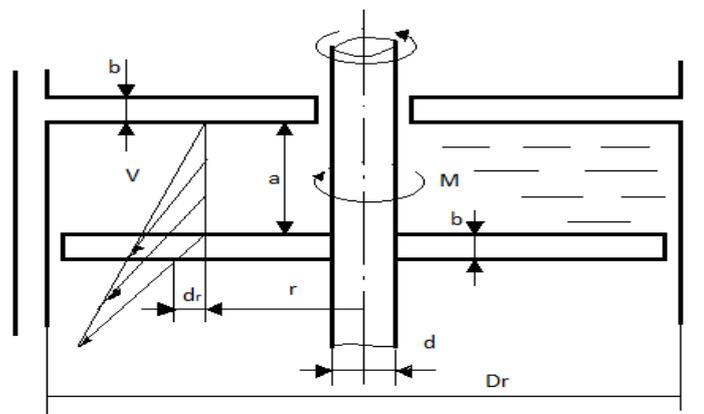
Вращение ротора передается на подвижные диски, за счет чего возникает вращательное фрикционное безнапорное движение высоковязкой жидкости в зазорах между подвижными и неподвижными дисками. При этом за счет сил внутреннего трения происходит превращение механической энергии вращательного движения дисков в тепловую энергию, что

приводит к нагреву высоковязкой жидкости в корпусе МТГ. За счет выделяющегося тепла нагревается теплоаккумулирующая жидкость, находящаяся в баке - аккумуляторе теплоты, а протекающая по змеевику холодная вода нагревается до требуемой температуры и подается потребителю для нужд теплоснабжения.

В качестве ветроколеса в данном агрегате, по-видимому, более предпочтительным является использование ротора с вертикальными полуцилиндрическими лопастями, имеющего достаточно большой пусковой момент даже при малой скорости ветра, а не ротора Дарье с лопастями крылового профиля, который может начать вращаться лишь при наличии пускового двигателя.

Процессы теплообмена при прямом превращении механической энергии в тепловую уже рассматривались ранее [3-6].

Перед авторами стоит задача исследования гидродинамики процесса преобразования механической энергии в тепловую при течении высоковязкой жидкости в зазорах между неподвижными и вращающимися дисками, а также поиск зависимостей для определения основных конструктивных и эксплуатационных параметров МТГ и ортогонального ветродвигателя применительно для системы теплоснабжения.



**Рисунок 2** - Расчетная схема механического теплогенератора

Расчетная схема МТГ показана на рис.2. По закону сохранения и превращения энергии, тепло, выделяемое теплогенератором за счет сил внутреннего трения в единицу времени на расстоянии  $r$  от оси вращения диска, может быть определено по формуле:

$$dQ = K \cdot \omega \cdot dM, \text{Вт} \quad (1)$$

где  $K$  – количество зазоров между вращающимися и неподвижными дисками;

$\omega$  - угловая скорость вращения диска, 1/с;

$dM$  - момент силы трения, равный среднему значению вращающего момента ветродвигателя Н м.

Количество зазоров между вращающимися и неподвижными дисками

$$K = H_T \cdot l \cdot (a + b), \quad (2)$$

где  $H_T$  – высота корпуса теплогенератора, м;

$a$  - средняя толщина зазора между вращающимися и неподвижными дисками, м.

Момент силы трения в каждом из зазоров на расстоянии  $r$  от оси вращения диска:

$$dM = 2\pi \cdot \tau r^2 \cdot dr, \text{ нм} \quad (3)$$

Так как давление  $p$ , приложенное к левой и правой граням элемента жидкости в зазоре, одинаково, то для равновесия сил необходимо, чтобы касательное напряжение на нижней и верхней гранях было бы также одинаково, т. е.  $\tau = const$ . Для этого случая, по закону Ньютона, для внутреннего трения, в соответствии с [3]:

$$\tau = -\mu \, dV / dy = C, \text{ н/м}^2 \quad (4)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, нс/м;

$V$  - скорость жидкости в зазоре, м/с;

$y$  - вертикальная координата, м.

Знак минус взят потому, что при  $dy > 0, dv < 0$ . После интегрирования уравнения (4) получим, что скорость жидкости в зазоре:

$$V = -C \cdot \frac{y}{\mu} + C_1, \text{ м/с} \quad (5)$$

Постоянные  $C$  и  $C_1$  найдем, учитывая, что на границах потока жидкости при  $y=0 \, V=U$ , при  $y=a \, V=0$ ,

где  $u$  - окружная скорость диска, м/с.

Отсюда константа  $C_1=u$  и касательное напряжение

$$\tau = C = \mu U / a, \text{ н/м}^2 \quad (6)$$

Подставляя формулы (2), (3) и (6) в формулу (1), и, учитывая известное соотношение между линейной  $U$  и угловой скоростью  $\omega$ , получим

$$dQ = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot 2\omega^2 \cdot H_T \cdot r^3 \cdot dr}{(a+b) \cdot a}, \text{ Вт} \quad (7)$$

откуда после интегрирования получим

$$Q = \frac{2\pi \cdot \mu \cdot \omega^2 \cdot H_T}{(a+b) \cdot a} \int_{d=2}^{n=2} r^3 \cdot dr = \frac{\pi \cdot \mu \cdot \omega^2 \cdot H_T \cdot (D_r^4 - d^4)}{8 \cdot (a+b) \cdot a}, \text{ Вт} \quad (8)$$

где  $D_r$  - внутренний диаметр корпуса теплонагревателя, практически

равный диаметру дисков, м.

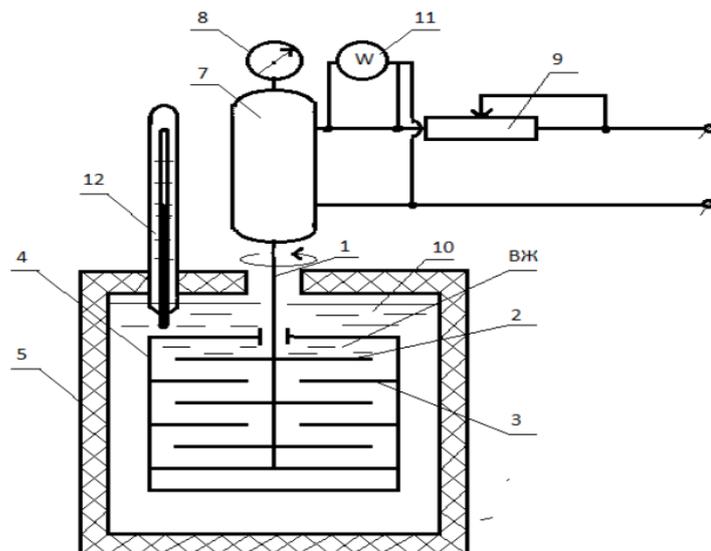
$d$  - диаметр вала, к которому присоединены диски, м.

Учитывая, что  $d^4 \ll D_T^4$ , а также принимая во внимание известное соотношение между угловой скоростью  $\omega$  и частотой вращения  $n$  (об/мин), окончательно получаем мощность теплогенератора

$$Q = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \mu \cdot n_T \cdot D_T^4}{7200 \cdot (a+b) \cdot a}, \text{Вт} \quad (9)$$

Как видно из формулы (9), наиболее сильное влияние на выделение теплоты во фрикционном генераторе оказывают диаметры дисков  $D_r$  (диаметр корпуса теплогенератора), а также частота вращения  $n$  и толщина зазоров между дисками  $a$ . Формула (9) получена в предположении, что толщина зазора между вращающимися и неподвижными дисками равна средней толщине гидродинамического пограничного слоя  $a = \delta$ . Однако толщина пограничного слоя зависит от геометрических размеров дисков, физических свойств жидкости, центробежных сил инерции за счет вращательного движения слоев жидкости между дисками и ряда других факторов. Поэтому представляется целесообразным оценить ее величину экспериментально и обобщить эти данные на основе теории гидродинамического подобия.

Экспериментальная установка по исследованию преобразования механической энергии в тепловую показана на рис. 3.



**Рисунок 3** - Экспериментальная установка по изучению преобразования механической энергии в тепловую

- 1- вал; 2 - подвижные диски; 3 - неподвижные диски; 4 - корпус теплогенератора; 5 - корпус бака-аккумулятора теплоты; 6 - слой теплоизоляции; 7 - электродвигатель; 8 - тахометр; 9 - реостат; 10 - теплоноситель; 11 - ваттметр; 12 - термометр

Она состоит из вала 1 с присоединенными к нему подвижными дисками 2, неподвижных дисков 3, прикрепленных к корпусу теплогенератора 4, и двойного корпуса бака-аккумулятора теплоты 5, имеющего в качестве слоя теплоизоляции воздушную прослойку 6. Вращение вала 1 с дисками 2 осуществлялось электродвигателем 7, частота вращения которого  $n$  измерялась тахометром 8 и изменялась с помощью реостата 9. В качестве высоковязкой жидкости использовалось трансформаторное масло 10, а в качестве теплоносителя, заливаемого в бак-аккумулятор теплоты, - водопроводная вода. Затраченная мощность электродвигателя измерялась ваттметром 11, а температура воды  $t_n$  в корпусе теплогенератора - ртутным термометром 12.

Средняя толщина гидродинамического слоя определялась по формуле

$$\delta = \frac{a \cdot Q}{N \cdot \eta}, \text{ м} \quad (10)$$

где  $N$  - мощность электродвигателя, Вт;  
 $\eta$  - механический КПД электродвигателя.

Результаты проведения экспериментов по определению относительной безразмерной толщины пограничного слоя приведены на рис. 4. Их обработка методом наименьших квадратов позволила получить критериальное уравнение для определения безразмерной толщины пограничного слоя

$$\frac{\delta}{D_r} = A \cdot Re^{-0,5u} \quad (11)$$

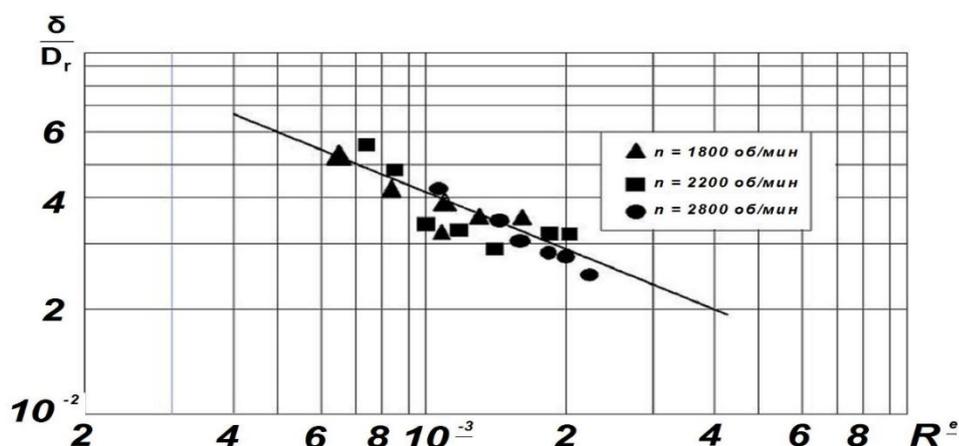


Рисунок 4 - Зависимость относительной толщины пограничного слоя от критерия Рейнольдса

Критерий Рейнольдса определялся по формуле:

$$Re = \frac{U_{\text{ср}} \cdot D_{\text{экв}} \cdot \rho}{\mu}, \quad (12)$$

где  $U_{\text{ср}}$  – средняя скорость жидкости в пограничном слое, м/с;

$D_{\text{экв}}$  - эквивалентный диаметр потока высоковязкой жидкости в зазоре пределах пограничного слоя, м;

$\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>

При соотношении диаметров вала и дисков  $d \ll D_T$  средняя скорость жидкости в зазоре при линейном изменении скорости в радиальном и аксиальном направлениях может быть определена по формуле

$$U_{\text{ср}} = \frac{\omega \cdot D_T}{8} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_T}{240}, \quad (13)$$

а эквивалентный диаметр потока жидкости

$$D_{\text{экв}} = 4R_{\text{экв}} = \frac{\delta}{2} \quad (14)$$

Таким образом, определив среднюю толщину пограничного слоя  $\delta$  по формуле (11), можно рассчитать минимальную величину зазора между вращающимися и неподвижными дисками  $a = \delta$ . Задаваясь значениями размеров  $b$  и  $H_T$  из конструктивных соображений и принимая значение динамической вязкости жидкости  $\mu$  и частоты вращения  $n$  литературным данным, из формулы (9) можно выразить внутренний диаметр корпуса МТГ

$$D_T = \sqrt[4]{\frac{7200 \cdot Q \cdot (a+b) \cdot \delta}{\pi^2 \cdot \mu \cdot n^2 \cdot H_T}}, \text{ м} \quad (15)$$

Итак, исследование гидродинамики течения высоковязкой жидкости в зазорах между неподвижными и вращающимися дисками позволило получить зависимости для определения основных конструктивных параметров МТГ - диаметра дисков  $D_T$  и толщины зазоров между дисками  $a$ . Рассчитав по известным зависимостям мощность  $Q$  системы теплоснабжения [7], можно определить диаметр ветроколеса и высоту лопастей ортогонального ветродвигателя.

В заключении необходимо отметить следующее:

1. Предложена оригинальная конструкция механического теплогенератора, позволяющего осуществлять прямое преобразование механической энергии в тепловую.

2. Для фрикционного безнапорного движения высоковязкой жидкости в зазорах между подвижными и неподвижными дисками получена расчетная зависимость, связывающая мощность механического теплогенератора

с основными конструктивными и эксплуатационными параметрами.

3. Обработка экспериментальных данных позволила получить критериальное уравнение для определения средней толщины пограничного слоя  $\delta$  и рассчитать толщину зазора между вращающимися и неподвижными дисками.

4. Полученные формулы позволяют определить основные параметры механических теплогенераторов с приводом от ветродвигателей для автономных систем теплоснабжения различных объектов.

#### **Библиографический список:**

1. Концепция нетрадиционной энергетики в России // Нетрадиционная энергетика и технология: материалы Междунар. конф. Ч. 1. Владивосток: ДВО РАН, 1995. С. 3–4.
2. Шишкин Н. Д. Эффективное использование возобновляемых источников энергии для автономного теплоснабжения различных объектов / Н. Д. Шишкин: моногр. Астрахань: Изд-во АГТУ, 2012. 208 с.
3. Шишкин Н.Д., Манченко Е.А. Аналитическое исследование параметров ветродвигателей с вертикальными цилиндрическими лопастями // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. - 2013. № 1. - С. 155–161.
4. Муканов Р.В., Цымбалюк Ю.В. Использование механического теплогенератора в автономных системах теплоснабжения // Научный потенциал регионов на службу модернизации. 2013. Т1. №3 (6). С 46-48.
5. Шишкин Н. Д. Аналитическое исследование параметров механических ветротеплогенераторов / Н. Д. Шишкин, Е. А. Манченко, В. С. Герлов // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2013. № 1 (55). С. 42–47.
6. Рыжков С. С. Теплообменное устройство прямого преобразования энергии ветра в тепловую / С. С. Рыжков, Т. С. Рыжкова // Материалы IV Минского междунар. форума. Т. 10. Тепломассообмен в энергетических установках. Минск, 2000. С. 273–279.
7. Ионин А. А. и др. Теплоснабжение. - М.: Стройиздат.- 1982.- 220 с.