

Академик НАН Украины А.Ф.Булат
канд. техн. наук И.Ф. Чемерис
инж. Д.Н. Пимоненко
(ИГТМ НАН Украины)

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ ГИДРОПАРОВОЙ
ТУРБИНЫ СО ЗНАКОПЕРЕМЕННЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО
ТЕЛА ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ИЗБЫТОЧНОГО
НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА**

Розглянута можливість утилізації низькопотенціального тепла у гідропаровій турбіні з радіальним каналом, що описується рівнянням гвинтової лінії із зміною напрямку руху робочого тіла. Пропоноване технічне рішення забезпечує збільшення крутильного моменту і, отже, потужності турбіни.

**THEORETICAL BASES OF DEVELOPMENT THE HYDROSTEAM
TURBINE WITH SIGN-VARIABLE MOVEMENT OF REACTION MASS
FOR UTILIZATION REDUNDANT LOW-POTENTIAL HEAT**

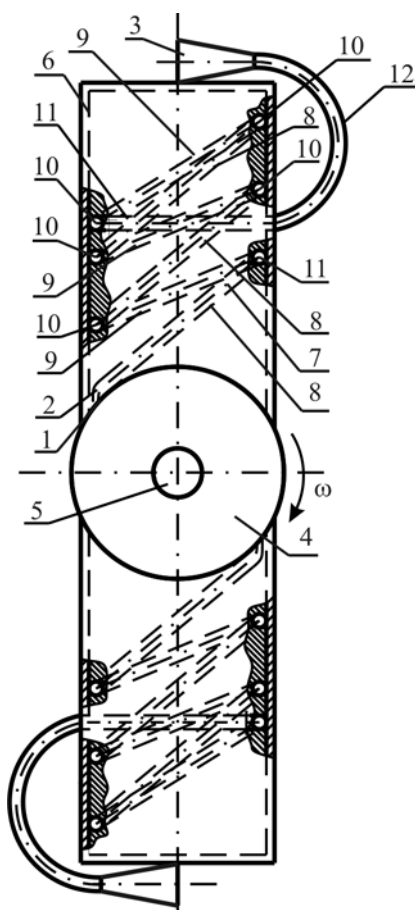
The considered possibility utilization low-potential heat in hydrosteam turbine with radial channel, described by equation to screw line with change direction movement of reaction mass. The offered technical decision provides increase twisting moment and, hence, power of the turbine.

В настоящее время особую важность получила задача увеличения доли электроэнергии, вырабатываемой за счет нетрадиционных и возобновляемых видов энергоресурсов. Это связано, во-первых, с растущей стоимостью добываемого углеводородного топлива, и, во-вторых, с ратификацией нашей страной в 2004 году Киотского протокола по снижению выбросов парниковых газов в атмосферу. Существенной составляющей комплексного решения данной задачи может быть полезное использование источников низкопотенциальной теплоты, например в виде воды с температурой $90 \div 150$ °С при реализации гидропарового цикла.

Одним из возможных вариантов практической реализации гидропарового цикла является гидропаровая турбина (ГПТ), работающая по принципу сегнера колеса, которая отличается простотой схемы и конструкции [1-2]. В работе ГПТ реализуются два основных физических явления. Первое – вращение ГПТ за счет действия реактивных сил (моментов) струй вытекающей двухфазной смеси. Второе – образование двухфазной смеси в потоке недогретой до насыщения воды при падении давления горячей воды в потоке до давления насыщенных паров. Именно явление парообразования воды в потоке позволяет в установке с ГПТ полезно утилизировать энтальпию, запасенную в нагретой воде, путем выработки электроэнергии при помощи электрического генератора, размещенного на валу турбины [3].

При разработке гидропаровых турбин следует учитывать действие инерционных сил (центробежных и кориолисовых), которые в зависимости от конфигурации радиального канала могут оказывать как позитивное, так и негативное влияние на крутящий момент турбины. Для полезного использования кориолисовых и центробежных сил предложена турбина с радиальным каналом, описы-

ваемым уравнением винтовой линии с изменением направления скорости движения рабочего тела [4]. В основу предлагаемого технического решения поставлена задача усовершенствования реактивной турбины, в которой прямолинейный радиальный участок канала выполнен в виде цилиндра, в который помещен закрытый винтовой канал. На рис.1 в качестве примера представлена схема гидропаровой реактивной турбины с каналами подвода рабочего тела, размещенными в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора. Реактивная турбина содержит ротор (1) с каналами (2) подвода рабочего тела к соплам (3), подсоединенными к полости (4), размещенной на валу (5) турбины. Канал содержит прямолинейный радиальный участок, выполненный в виде цилиндра (6), в котором размещен винтовой канал (7), состоящий из чередующихся подъемных (8) и опускных (9) дуговых каналов. Места сопряжения (10) дуговых каналов между собой находятся на противоположных сторонах цилиндра, при этом смещены соответственно друг относительно друга на величину номинального шага. Последний опускной дуговой канал смещен относительно предыдущего на шаг, отличающийся от номинального и соединен с диаметральной каналом (11), который в свою очередь связан с криволинейным каналом (12) с установленным соплом (3).



1 – ротор турбины; 2 – каналы подвода рабочего тела; 3 – сопло; 4 – полость; 5 – вал; 6 – цилиндр; 7 – винтовой канал; 8 и 9 – подъемные и опускные дуговые каналы; 10 – сопряжения каналов; 11 – диаметральный канал; 12 – криволинейный участок.

Рис.1 – Общий вид гидропаровой турбины

Турбина работает следующим образом: рабочее тело (вода, пар, газ), проходя последовательно через чередующиеся подъемные и опускные каналы создает сосредоточенную в середине каждого дугового опускного канала кориолисову силу, возникающую при наличии скорости потока и окружной скорости вращения турбины, проекция которой создает крутящий момент, а в середине каждого подъемного канала тормозной момент турбины, которые, в основном, компенсируют друг друга, существенно уменьшая негативное влияние вышеупомянутой силы на крутящий момент турбины. Кроме того, в местах сопряжения чередующихся подъемных и опускных каналов между собой, которые находятся на максимальном и минимальном расстоянии от продольной оси вала турбины, возникают дополнительные центробежные силы, направленные в противоположные стороны, проекции которых создают в результате дополнительный крутящий момент, совпадающий с основным крутящим моментом турбины, создаваемый реактивной силой истекающей из сопла двухфазной струи и внецентренной центробежной силой, создаваемой потоком рабочего тела в центре криволинейного участка. В результате суммарный крутящий момент турбины и, следовательно, ее мощность увеличиваются.

Расчет потока рабочего тела в 3-х мерном пространственном винтовом канале представляет большие трудности, поэтому приходится прибегать к упрощающим представлениям, одним из которых является математическое описание развертки винтового канала с линейной аппроксимацией. На рис. 2 приведена линеаризованная развертка канала ГПТ со знакопеременным движением рабочего тела. По оси абсцисс расположены значения величины угла поворота вокруг оси винтовой линии φ , по оси ординат пошаговая высота расположения витков Z . Каждый виток состоит из двух ветвей, подъемной и опускной, угол подъема винтовой линии обозначим α , угол спуска – β (на развертке изображаются проекции углов соответственно подъемной и опускной ветви к плоскости xOy). Угол спуска опускной ветви последнего витка обозначим θ_1 , смещение данного участка является необходимым для предотвращения пересечения диаметрального канала, соединяющего опускную ветвь последнего витка винтового канала и дополнительный криволинейный канал, с предыдущим витком. На развертке нанесены характерные точки, отмечающие начало, завершение и середину каждого витка и полувитка винтового канала. В характерных точках указаны инерционные силы (центробежная $F_{цб}$ и кориолисова $F_{кор}$) и составляющие этих сил $F'_{цб}$ и $F'_{кор}$, действующие по или против направления движения ротора турбины и создающие крутящие или тормозные моменты.

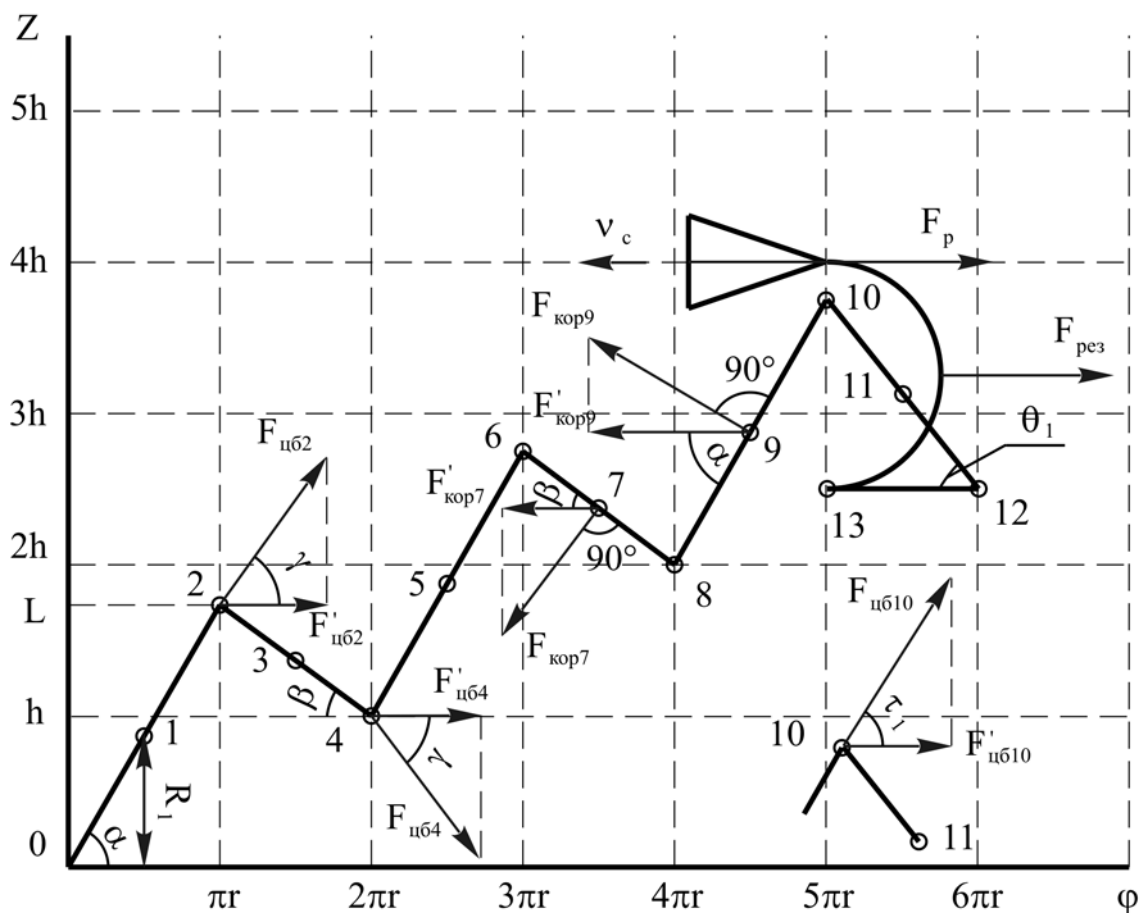


Рис.2 – Расчетная схема винтового канала ГПТ в развертке

Согласно рис. 2 по известным тригонометрическим выражениям можно определить величины углов α , β , θ_1 , а также длины рассматриваемых полувитков l_i , предварительно отметив, что длина полувитков, на которых направление действия кориолисовой силы $F_{кор}$ совпадает, одинакова, кроме полувитка т.10–т.11–т.12 по причине смещения опускной ветви последнего витка на величину $-0,5h$.

$$l_1 = l_{0-1-2} = l_{4-5-6} = l_{8-9-10}; \quad l_2 = l_{2-3-4} = l_{6-7-8}; \quad l_3 = l_{10-11-12}. \quad (1)$$

Для проведения инженерного (предварительного) расчета приняты следующие допущения:

– вышеперечисленные участки винтового канала, образованные дугами подъемных и опускных ветвей, представляют собой полуокружности, длина дуги которых численно равна длине дуги полуэллипса;

– расчет углов действия центробежных сил в характерных точках относительно плоскости xOy (на развертке рис.2 относительно оси φ), проводится по формулам:

$$\gamma = (\alpha + \beta)/2; \quad \tau_1 = (\alpha + \theta_1)/2, \quad (2)$$

где γ – угол в т.2, т.4, т.6, т.8;

τ_1 – угол в т.10.

В общем виде величина вращающего момента M равна [5]:

$$M = \pm F \cdot R, \quad (3)$$

где F – модуль приложенной силы, Н;

R – плечо приложенной силы, м.

Расчет тормозных и крутящих моментов ведется по известным тригонометрическим зависимостям с учетом вектора действия инерционных сил. Значения дополнительных крутящих моментов, способствующих вращению гидропаровой турбины, будем считать положительными, а значения тормозных моментов, препятствующих вращению, отрицательными.

Для 1-го витка винтового канала с учетом вышеуказанного правила знаков результирующий момент может быть определен из выражений:

$$M_{кор3}^{рез I} = M_{кор3}^{кр I} - M_{кор1}^{торм I} = 2 \cdot G_1 \cdot \omega \cdot (l_2 \cdot \sin(\beta) \cdot R_3 - l_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot R_1), \quad (4)$$

$$M_{цб}^{рез I} = M_{цб2}^{кр I} - M_{цб4}^{торм I} = \pi \cdot G_1 \cdot v_i \cdot \cos(\gamma) \cdot (R_2 - R_4), \quad (5)$$

где $M_{кор3}^{кр I}$ и $M_{кор1}^{торм I}$ – соответственно крутящий и тормозной моменты от действия кориолисовой силы в характерных точках т.3 и т.1, Н·м;

$M_{цб2}^{кр I}$ и $M_{цб4}^{торм I}$ – крутящий и тормозной моменты от действия центробежной силы в характерных точках т.2 и т.4, Н·м.

R – плечо приложенной силы, определяется по развертке канала (рис.2).

Для i -го витка (при условии $1 < i < n$):

$$M_{кор}^{рез i} = M_{кор2^i+3}^{кр i} - M_{кор2^i+1}^{торм i} = 2 \cdot G_1 \cdot \omega \cdot (l_2 \cdot \sin(\beta) \cdot R_{2^i+3} - l_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot R_{2^i+1}) \quad (6)$$

$$M_{цб}^{рез i} = M_{цб2^i+2}^{кр i} - M_{цб2^i+4}^{торм i} = \pi \cdot G_1 \cdot v_i \cdot \cos(\gamma) \cdot (R_{2^i+2} - R_{2^i+4}), \quad (7)$$

где $M_{кор2^i+3}^{кр i}$ и $M_{кор2^i+1}^{торм i}$ – соответственно крутящий и тормозной моменты от действия кориолисовой силы в характерных точках т.(2^i+3) и т. (2^i+1), Н·м;

$M_{цб2^i+2}^{кр i}$ и $M_{цб2^i+4}^{торм i}$ – крутящий и тормозной моменты от действия центробежной силы в характерных точках т.(2^i+2) и т. (2^i+4), Н·м.

Для последнего n витка винтового канала:

$$M_{кор}^{рез n} = M_{кор 2^n+3}^{кр n} - M_{кор 2^n+1}^{торм n} = 2 \cdot G_1 \cdot \omega \cdot (l_3 \cdot \sin(\theta_1) \cdot R_{2^n+3} - l_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot R_{2^n+1}), \quad (8)$$

$$M_{цб}^{рез n} = M_{цб 2^n+2}^{кр n} - M_{цб 2^n+4}^{торм n} = \pi \cdot G_1 \cdot v_i \cdot (\cos(\tau_1) \cdot R_{2^n+2} - \cos(\theta_1) \cdot R_{2^n+4}). \quad (9)$$

Моменты от действия инерционных сил в винтовом канале:

$$M_{кор}^{сум} = \sum_{i=1}^n M_{кор}^{рез i}; \quad M_{цб}^{сум} = \sum_{i=1}^n M_{цб}^{рез i}, \quad (10)$$

Для определения суммарного момента и мощности на валу ГПТ с винтовым каналом и криволинейным участком при трехлопастной схеме:

$$M_{сум} = 3 \cdot (M_{кор}^{сум} + M_{цб}^{сум} + M_{кр}^{кр} + M_{торм}^{кр} + M_p), \quad (11)$$

$$P_{сум} = M_{сум} \cdot \omega \cdot 10^{-3}, \quad (12)$$

где $M_{кр}^{кр}$ – крутящий момент от действия центробежной силы на криволинейном участке, Н·м;

$M_{торм}^{кр}$ – тормозной момент от действия кориолисовой силы на криволинейном участке, Н·м;

M_p – крутящий момент от действия реактивной силы, Н·м.

На основании вышеизложенного можно сделать заключение о том, что гидропаровая турбина (ГПТ), содержащая винтовой канал со знакопеременным движением рабочего тела, может рассматриваться как эффективное и надежное техническое средство утилизации избыточного низкопотенциального тепла. Такое конструктивное решение позволяет создать дополнительный крутящий момент от действия центробежных сил в закрытом винтовом канале, совпадающий с основным крутящим моментом, а также уменьшить негативное влияние силы Кориолиса, оказывающей тормозное воздействие на основной крутящий момент турбины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2184244 Российская Федерация (RU), 7 F01D 17/04. Гидропаровая турбинная установка / Мильман О.О., Федоров В.А., Брусницын Н.А.-№ 2000123491/06; Заявл. 11.09.2000; Опубл. 27.06.2002, Бюл. № 18.- 3 с.
2. Пат. 2193669 Российская Федерация (RU), 7 F01D 1/32. Реактивная турбина / Мильман О.О., Демичева Д.И., Духнович А.А., Голдин А.С. - № 2000124778/06; Заявл. 29.09.2000; Опубл. 27.11.2002, Бюл. № 33.- 3 с.
3. Булат, А.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис. – Киев: Наукова думка, 2006. – 176 с.
4. Патент на корисну модель №63198. Україна (UA), F01D 1/32. Реактивна турбіна / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф., Пимоненко Д.М. - №u201106646; Заявл. 27.05.2011; Опубл.26.09.2011, Бюл.№18. – 3 с.
5. Тарг, С.М. Краткий курс теоретическое механики /С.М.Тарг. – М.:Издательство "Наука", 1967. – 480 с.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СТЕКЛОПЛАСТИКОВЫХ ЗАТЯЖЕК ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Наведено результати лабораторних досліджень по оптимізації конструктивних параметрів склопластикового затягу гірничих виробок підвищеної несучої здатності для складних гірничо-геологічних умов.

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF GLASS PLASTIC LACING OF THE HIGH MAINTAINING ABILITY

Results of laboratory researches on optimisation of design parameters of glass plastic lacing of mining developments of the high maintaining ability for difficult mining-and-geological conditions.

В последние годы пластиковые материалы получают все более широкое применение в различных областях промышленности (строительство, машиностроение и т.д.). Связано это, прежде всего, с высокой развитостью технологий производства пластиков с необходимыми для различных условий применения прочностными характеристиками. В горнодобывающей отрасли пластики пока не получили столь широкого распространения, что объясняется недостаточной исследованностью возможностей замены традиционно применяемых материалов пластиками, в частности, дерева, металла и бетона при креплении подземных выработок [1]. ИГТМ НАН Украины проводятся результативные исследования в данном направлении – разработаны стойки, верхняки, анкеры из стеклопластиковых материалов [2]. Кроме того, ведутся работы в направлении создания затяжки горных выработок на основе стеклопластиков – установлены рациональные для различных горно-геологических условий форма затяжки и состав стеклопластика (в качестве наполнителя – различные виды стеклоткани, в качестве связующего – различные смолы, клеи и лаки) [3, 4].

При значительных нагрузках на крепь, что характерно для условий больших глубин разработки, длительных сроков службы выработок, включая их повторное использование, требуются затяжки с большой несущей способностью, которые в сочетании с металлической арочной, комбинированной арочно-анкерной или сугубо анкерной крепью выполняли бы роль несущей и ограждающей конструкции. В качестве таких затяжек предлагаются ранее разработанные складчатые трапецеидальные затяжки из стеклоткани типа НП и лака бакелитового ЛБС с высотой гофра 50 мм, дополнительно армированные деревянными брусками, металлическими полосами.

К исследованию приняты пять модификаций армирования пластиковых затяжек:

– затяжка складчатая трапецеидальная четырехслойная, шириной 250-1000 мм, с высотой гофра 50 мм, с запрессованными тремя (шестью) деревянными брусками размером 30x50 мм в гофрах между слоями стеклоткани типа НП-230, НП-450, НП-550 или НП-750 (рис. 1, а);

– затяжка складчатая трапецеидальная с деревянными ребрами жесткости, усиленная металлическими полосами по верхнему основанию гофра (рис. 1, б);