

редовищі, а алюмінієвий – в кислому та лужному. У зв'язку із цим в сфері дії електролітичних процесів, що змінюють склад і властивості глин, додатково включаються алюміній і залізо. Після відповідного циклу обробки відбувається підйом пристрою.

При виході пристрою з чергової каверни, на ролик 6 шарнірного механізму 2 діють стискаючі сили з боку стовбура свердловини і механізм з електродами 4 стуляється, пристрій в складеному стані продовжує підійматися зі свердловини, відкриваючись у вищерозміщених кавернозних ділянках.

**Висновки.** Виявлено основні причини неякісного цементування свердловин. Розроблено основні технічні та технологічні умови застосування розробленого пристрою для обробки кавернозної зони свердловини. У результаті впровадження пристрою очікується підвищення техніко-економічних показників на 70–80%.

#### Список літератури

1. Давиденко А.Н., Игнатов А.А., Яцык В.В. Усовершенствование устройства для обработки скважины // Научный вестник НГУ. – 2008. – № 4. – С. 36–37.
2. Пат. 36329 Україна, МПК Е 21 В 37/00. Пристрій для обробки стовбура свердловини / Давиденко А.Н., Игнатов А.О., Яцык В.В. № u200805242; Заявлено 22.04.2008; Опубл. 27.10.2008; Бюл. № 20. – 2 с.

3. Хангильдин Г.Н. Химический тампонаж скважин. – М.: Гостоптехиздат, 1953. – 124 с.

Проанализированы состояние и перспективы развития техники и технологии крепления скважин. Рассмотрены особенности конструкции и принцип действия усовершенствованного устройства для обработки ствола скважины. Приведены технические условия применения разработанного устройства для обработки кавернозной зоны.

**Ключевые слова:** цементирование, кавернозная зона, ствол скважены, устройство для обработки, шарнирный механизм, глинисто-шламовая паста

The subject of the article is the analysis of the state and prospects of development of technique and technology of bore hole fastening. The feature of construction and the principle of action of the improved device have been considered for treatment of borehole. The technical solutions for usage of the improved device for treatment of borehole have been adduced.

**Keywords:** cementation, cavity area, borehole, device for treatment, linkwork, clay-slime paste

Рекомендовано до публікації д.т.н. О.М. Давиденком 28.12.09

УДК 622.012:620.9

© Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю., 2010

И.Ф. Чемерис, И.Ю. Комлева

## УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ ШАХТНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

I.F. Chemeris, I.Yu. Komleva

## UTILIZATION OF ENERGY PLANT HOT WATER HEAT BY MEANS OF STEAM-WATER TURBINES

Показана перспективность использования гидропаровых турбин (ГПТ) для утилизации низкопотенциального тепла систем охлаждения газопоршневых двигателей шахтных энергетических комплексов. Приведена конструктивная схема ГПТ с прямолинейным каналом и криволинейным участком, позволяющая повысить КПД и мощность на валу турбины почти в два раза, а также методика расчета, анализ силовых и энергетических параметров усовершенствованной ГПТ.

**Ключевые слова:** утилизация тепла, энергетический объект, гидропаровая турбина, криволинейный участок, силовые и энергетические параметры

Для шахтных энергетических объектов перспективной является утилизация избыточного низкопотенциального тепла путем выработки дополнительной электроэнергии. Избыточное тепло может быть в виде горячей воды систем охлаждения газопоршневых двигателей внутреннего сгорания. Одним из перспективных направлений использования энергии горячей воды, вырабатываемой шахтными энергетическими объектами, является создание реактивных гидропаровых турбин, которые позволяют преобразовать тепловую энергию горячей воды с температурой 90–180°C в механическую или электрическую энер-

гии и могут использоваться в качестве приводного модуля [1, 2]. Недостатками известных конструкций реактивных ГПТ [3–5] являются большие габариты и нерациональное использование кинетической энергии потока в каналах турбины, а следовательно, недостаточный крутящий момент и низкий коэффициент полезного действия турбины.

При разработке гидропаровых турбин помимо реактивной силы следует учитывать действие инерционных сил (центробежной и кориолисовой), которые могут оказывать как позитивное, так и негативное влияние на крутящий момент турбины в зависимости от

конфигурации радиального канала подвода рабочей жидкости. Одним из технических решений, позволяющих существенно повысить мощность и коэффициент полезного действия турбины, является введение в прямолинейный радиальный канал ГПТ криволинейного участка с выпуклостью, обращенной в сторону вращения ротора. Это позволит получить дополнительный крутящий момент ГПТ от действия центробежной силы на закруглении, приложенной на максимальном плече, и уменьшить негативное влияние силы Кориолиса, оказывающей тормозящее действие на крутящий момент ГПТ. Так как векторы реактивной силы, создаваемой исходящей струей из сопла, и центробежной силы на дополнительном криволинейном участке параллельны, то результирующий крутящий момент на валу турбины существенно увеличится. Тормозной момент от действия центробежной силы на участке сопряжения составляет не более 25% величины крутящего момента от действия центробежной силы на дополнительном криволинейном участке. Выполнение криволинейного участка канала в виде полуокружности обеспечивает минимальное гидравлическое сопротивление участка при максимальном значении центробежной силы. В результате суммарная мощность на валу турбины может быть увеличена почти вдвое, а КПД турбины доведен до 17%.

Ниже приведена методика расчета силовых и энергетических параметров усовершенствованной ГПТ. Расчет тормозных и крутящих моментов, создаваемых действующими силами, ведется по известным зависимостям с учетом вектора действия этих сил. Учет действия центробежных и кориолисовых сил на канал ГПТ можно существенно упростить, если перейти от распределенных сил к сосредоточенным в центре рассматриваемого участка. Выполненные расчеты показывают адекватность подобного представления. В этом случае крутящий или тормозной момент от действия той или иной силы определяется как произведение соответствующей сосредоточенной силы на половину длины рассматриваемого участка, причем в выражение силы входит суммарная масса жидкости, движущейся по данному участку.

Центробежная и кориолисова силы определяются соответственно по выражениям

$$F_{ц_i} = \frac{m_i \cdot v_i^2}{r_i}, \text{ н}, \quad (1)$$

$$F_{к_i} = 2 \cdot m_i \cdot v_i \cdot \omega, \text{ н}, \quad (2)$$

где  $m_i$  – масса жидкости на рассматриваемом участке, кг;  $v_i$  – текущее значение скорости рабочей жидкости в канале, м/с;  $r_i$  – радиус закругления, м;  $\omega$  – окружная скорость ротора, 1/с.

На рис. 1 приведена расчетная схема предлагаемой ГПТ с прямолинейным каналом и криволинейным участком.

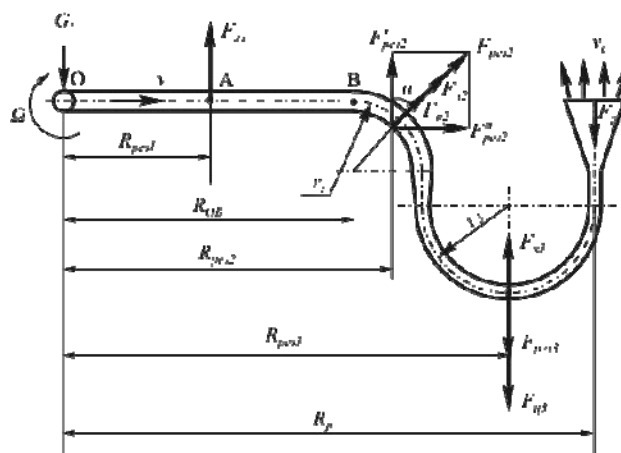


Рис. 1. Расчетная схема ГПТ с прямолинейным каналом и криволинейным участком при приложении сосредоточенных кориолисовой и центробежной сил

Используя условие постоянства массового расхода, получим выражение для массы жидкости на заданном участке с длиной  $l_i$ :

$$m_i = \frac{G_1 \cdot l_i}{v_i}, \text{ кг}, \quad (3)$$

где  $G_1$  – расход горячей воды на одно сопло, кг/с.

Тогда с учетом выражения (3) крутящие и тормозные моменты от действия соответственно центробежной и кориолисовой сил определяются как:

$$M_{ц_i} = \frac{G_1 \cdot l_i \cdot v_i}{r_i} \cdot R_i, \text{ нм},$$

$$M_{к_i} = 2 \cdot G_1 \cdot l_i \cdot \omega \cdot R_i, \text{ нм},$$

где  $R_i$  – радиус приложения соответствующей силы.

Определим величину результирующего момента на валу гидропаровой турбины с прямолинейным каналом и криволинейным участком при трехсопловой схеме (рис.1):

– крутящий момент от реактивной силы равен:

$$M_p = F_p \cdot R_p = G_1 \cdot v_c \cdot R_p, \text{ нм},$$

где  $v_c$  – скорость истечения пароводяной смеси, м/с;  $R_p$  – радиус приложения реактивной силы, м.

$$v_c = \varphi \cdot v_{cm}, \text{ м/с},$$

где  $\varphi$  – скоростной коэффициент, учитывающий потери на межфазное трение, трение по длине диффузора и метастабильность;  $v_{cm}$  – теоретическая скорость истечения пароводяной смеси, м/с.

$$v_{cm} = \sqrt{2 \cdot h_s + v_{ch}^2}, \text{ м/с}, \quad (4)$$

где теплосодержание  $h_s = i_1' - i_2' - (s_1' - s_2') \cdot T_2$ , Дж/кг;  $i_1'$ ,  $i_2'$ ,  $s_1'$ ,  $s_2'$  – соответственно энтальпии и энтропии воды в начале и на срезе сопла;  $T_2$  – температура на срезе сопла, соответствующая давлению насыщения, К;  $v_{сн}$  – скорость горячей воды на линии насыщения, м/с. По сравнению с первым слагаемым в уравнение (4), значение  $v_{сн}^2$  мало, поэтому в расчетах этой величиной можно пренебречь;

– крутящий момент от действия центробежной силы на криволинейном участке:

$$M_{кр}^{кр} = F_{ц3} \cdot R_{рез3} = 3,14 \cdot G_1 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3), \text{ нм},$$

где  $v_2$  – скорость воды на криволинейном участке канала, м/с;

– тормозной момент от действия силы Кориолиса на криволинейном участке:

$$M_{торм}^{кр} = F_{к3} \cdot R_{рез3} = 6,28 \cdot G_1 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega, \text{ нм};$$

– результирующий тормозной момент от действия центробежной силы на сопряжении:

$$M_{торм\ у}^{сопр} = F_{ц2} \cdot (R_{рез2} + r_2 \cdot (1 - \cos 45^0)) \cdot \cos 45^0 = 1,11 \cdot G_1 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3), \text{ нм},$$

где  $v_1$  – скорость воды на прямолинейном участке и сопряжении канала, м/с;

– результирующий тормозной момент от действия силы Кориолиса на сопряжении:

$$M_{торм\ к}^{сопр} = F_{к2} \cdot (R_{рез2} + r_2 \cdot (1 - \cos 45^0)) \cdot \cos 45^0 = 2,22 \cdot G_1 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega, \text{ нм};$$

– тормозной момент от действия силы Кориолиса на прямолинейном участке:

$$M_{торм}^{нр} = F_{к1} \cdot R_{рез1} = G_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2 \cdot \omega, \text{ нм}.$$

Тогда результирующий момент для ГПТ с прямолинейным каналом и криволинейным участком определится как:

$$M_{рез} = 3 \left( M_p + M_{кр}^{кр} - M_{торм}^{кр} - M_{торм\ у}^{сопр} - M_{торм\ к}^{сопр} - M_{торм}^{нр} \right), \text{ нм}.$$

Соответственно мощность на валу ГПТ будет:

$$P = M_{рез} \cdot \omega \cdot 10^{-3}, \text{ кВт};$$

$$P = 3 \cdot G_1 \cdot 10^{-3} \left( v_c \cdot R_p \cdot \omega + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega - 6,28 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) \cdot \omega^2 - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega - 2,22 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) \cdot \omega^2 - (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2 \cdot \omega^2 \right), \text{ кВт}. \quad (5)$$

Отсюда, после дифференцирования выражения для результирующей мощности (5) по  $\omega$ , получим

$$\omega_{opt} = \frac{v_c \cdot R_p + 3,14 \cdot v_2 \cdot (R_p - r_3) - 1,11 \cdot v_1 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3)}{12,56 \cdot r_3 \cdot (R_p - r_3) + 4,44 \cdot r_2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3) + 2 \cdot (R_p - 2 \cdot r_3 - r_2)^2}, \text{ 1/с}$$

Коэффициент полезного действия ГПТ определялся по формуле:

$$\eta = \frac{P}{3 \cdot G_1 \cdot (i_1' - i_2')}.$$

Для сравнения эффективности предлагаемого конструктивного решения с известным (прямолинейный канал) проведем расчет оптимальных параметров рассматриваемых схем по вышеприведенному алгоритму для следующих параметров:

– скорость рабочей жидкости в канале составляет  $v = 30; 50; 70; 90; 100$  м/с;

– температура воды на входе в канал  $t_1 = 110$  °С;

– температура на срезе сопла  $t_2 = 46$  °С;

– расход воды на одно сопло  $G_1 = 3,6$  кг/с;

– радиус действия реактивной силы  $R_p = 1,0; 0,8; 0,6$  м;

– для закруглений принято  $r_2 = r_3 = 0,1; 0,05$  м;

– скоростной коэффициент  $\varphi = 0,8$ .

Анализ результатов расчета показывает, что при различных скоростях воды в канале, от 30 до 100 м/с, прямолинейный канал с криволинейным участком имеет лучшие оптимальные параметры (окружную скорость, максимальную мощность и КПД), чем прямолинейный, причем, с увеличением скорости воды в канале оптимальные параметры также увеличиваются. Так, например, при скорости воды в канале 100 м/с для прямолинейного канала максимальная мощность равна 215 кВт, КПД = 0,074 и оптимальная окружная скорость  $\omega_{opt} = 173$  1/с, а для прямолинейного канала с криволинейным участком максимальная мощность составит 285,5 кВт, КПД = 0,098 и  $\omega_{opt} = 179$  1/с. Следовательно, предпочтение нужно отдать гидропаровой турбине с прямолинейным каналом и криволинейным участком.

Выполненный анализ влияния скорости воды на прямолинейном участке и сопряжении показывает, что при уменьшении скорости на данных участках оптимальные параметры предлагаемой ГПТ увеличиваются за счет уменьшения тормозного действия инерционных сил (кориолисовой и центробежной) на этих участках. Так, при уменьшении скорости воды с 70 до 30 м/с на

данных участках при усовершенствованной схеме ГПТ с  $R_p = 0,8$  м и скоростью воды на криволинейном участке  $v_2 = 100$  м/с, оптимальная окружная скорость ротора возрастает со 195 до 208 1/с, а максимальная мощность турбины повышается с 337,4 до 383,0 кВт.

На рис. 2 представлены зависимости мощности (кривые 1, 2, 3) и КПД (кривые 1', 2', 3') гидропаровой турбины с прямолинейным каналом и криволинейным участком от окружной скорости ротора, кривые 1 и 1', 2 и 2', 3 и 3' соответствуют радиусам приложения реактивной силы  $R_p = 1,0; 0,8; 0,6$  м.

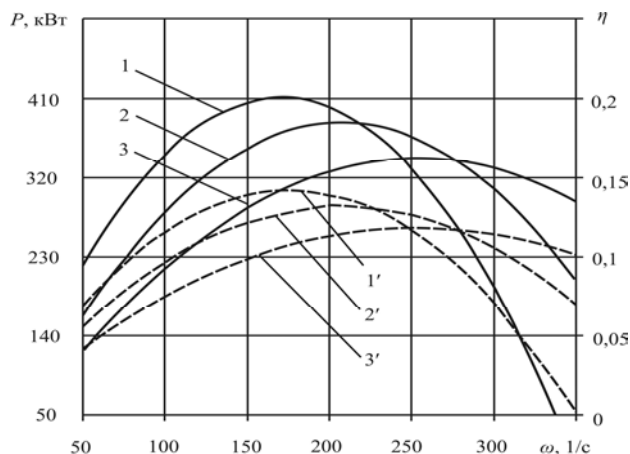


Рис. 2. Залежності потужності  $P$  і КПД  $\eta$  для ГПТ при  $r_2 = r_3 = 0,1$  м,  $v_1 = 30$  м/с,  $v_2 = 100$  м/с

Из рис. 2 видно, что зависимости мощности на валу ГПТ и коэффициента полезного действия от окружной скорости  $\omega$  имеют экстремальный характер и при некотором  $\omega_{opt}$  достигают своих максимальных значений. Отклонение окружных скоростей от оптимальных значений приводит к уменьшению мощности и КПД. Для получения стандартных значений окружных скоростей  $\omega = 104; 157; 314$  1/с между турбиной и генератором ставят редуктор. При отсутствии редуктора и работе на стандартной скорости значение мощности и КПД турбины уменьшаются. Так, например, для прямолинейного канала с криволинейным участком при  $\varphi = 0,8$ , и  $R_p = 0,8$  м оптимальная окружная скорость равна 208 1/с, при которой максимальная мощность составляет 383 кВт, КПД = 0,125, а при стандартной  $\omega = 314$  1/с мощность равна 278 кВт, а КПД = 0,096.

Приведенные на рис. 2 зависимости мощности и КПД для рассматриваемой конструктивной схемы ГПТ показывают, что при увеличении радиуса действия реактивной силы  $R_p$  значения мощности и КПД на валу ГПТ возрастают. Так, например, при  $R_p = 1,0$  м максимальная мощность составляет 411,0 кВт, КПД = 0,14, а оптимальная окружная скорость равна 175 1/с. В ходе расчетов установлено, что при уменьшении радиусов кривизны  $r_2$  и  $r_3$  для рас-

сматриваемой гидропаровой турбины значения мощности и КПД на валу ГПТ возрастают. Так, например, при  $\varphi = 0,8$ ,  $r_2 = r_3 = 0,05$  м,  $v_1 = 30$  м/с,  $v_2 = 100$  м/с и  $R_p = 0,8$  м максимальная мощность составит 460,0 кВт, а КПД = 0,17.

Выполненный анализ показывает возможность создания гидропаровой реактивной турбины, содержащей предлагаемое техническое решение и обеспечивающей коэффициент полезного действия, сравнимый с лопаточными активными турбинами, что свидетельствует о перспективности использования подобных ГПТ для утилизации тепла горячей воды систем охлаждения шахтных энергетических объектов.

### Список литературы

1. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов. – К.: Наукова думка, 2006. – 176 с.
2. Чемерис И.Ф. Выработка дополнительной электроэнергии на базе гидропаровых турбин в шахтных энергокомплексах // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / Ин-т геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Д., 2007. – Вып. 73. – С. 214–219.
3. Пат. 2086774 Рос. Федерация МПК 6F01D1/32, 25/32. Реактивная турбина для многофазного рабочего тела / Мельников В.Б., Баршак А.Е., Мурахин С.А. – Опубл. 10.08.1997. – Бюл. №22. – С. 113.
4. Пат. 2303137 Рос. Федерация МПК 7F01D1/32. Реактивная турбина / Соловьев А.П., Турышев Б.И. – Опубл. 20.07.2007. – Бюл. № 20. – С. 89.
5. Зысин В.А. Комбинированные парогазовые установки и циклы. М. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 185 с.

Показана перспективність використання гідропарових турбін (ГПТ) для утилізації низькопотенційного тепла систем охолодження газопоршневих двигунів шахтних енергетичних комплексів. Наведена конструктивна схема ГПТ з прямолінійним каналом і криволинійною ділянкою, яка дозволяє підвищити ККД та потужність на валу турбіни майже в два рази, а також методика розрахунку й аналіз силових та енергетичних параметрів вдосконаленої ГПТ.

**Ключові слова:** утилізація тепла, енергетичний об'єкт, гідропарова турбіна, криволинійна ділянка, силові та енергетичні параметри

Availability of steam-water turbine usage for waste heat utilization from gas engine of mining energy complexes has been discussed. The steam-water turbine construction scheme with straightline canal and curved section allowing the double increase of efficiency and shaft power has been presented. The calculation method and the analysis of load and energy parameters for the improved steam-water turbine have been developed.

**Keywords:** heat utilization, energy plant, steam-water turbine, curved portion, force and energy parameters

Рекомендовано до публікації д. т. н. Є.О.Кириченко  
12.02.10