

УДК 621.31

DOI 10.24412/2413-7383-2024-1-4-21

В. Н. Павлыш, Г. В. Доценко, Е. Г. Доценко, С. А. Григорьев, К. В. Коновалов
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк
283001, г. Донецк, ул. Артема, 58

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИВОДА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА НА БАЗЕ КОЛЕСА СЕГНЕРА С ЦЕЛЬЮ ОБОСНОВАНИЯ УСЛОВИЙ МИНИМИЗАЦИИ ЕГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

V. N. Pavlysh, G. V. Dotsenko, E. G. Dotsenko, S. A. Grigoriev, K. V. Konovalov
Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Donetsk National Technical
University", Donetsk
283001, Donetsk, Artema str., 58

MATHEMATICAL MODELING OF THE DRIVE OF A HYDRODYNAMIC STEAM GENERATOR BASED ON A SEGNER WHEEL IN ORDER TO JUSTIFY THE CONDITIONS FOR MINIMIZING ITS ENERGY CONSUMPTION

В данном исследовании подтверждена ожидаемая действенность использования эффекта аддитивности технологий для минимизации внешнего энергопотребления гидродинамическим парогенератором, построенном на колесе Сегнера. Благодаря такой увязке технологий достигнут режим парогенерации, когда его выходной продукт – водяной пар, является одновременно источником реактивной силы, вращающей колесо, а поэтому компенсирующей энергозатраты на его производство при опреснении воды методом дистилляции.

Ключевые слова: парогенерация, колесо Сегнера, центробежная сила, кавитация, сопло Лаваля, математическая модель, энергетический баланс, параметрическая оптимизация

This study confirms the expected effectiveness of using the additive effect of technologies to minimize external energy consumption by a hydrodynamic steam generator built on a Segner wheel. Thanks to this combination of technologies, a steam generation regime has been achieved when its output product, water vapor, is at the same time a source of reactive force that rotates the wheel, and therefore compensates for the energy consumption for its production during desalination of water by distillation.

Key words: steam generation, Segner wheel, centrifugal force, cavitation, Laval nozzle, mathematical model, energy balance, parametric optimization

Введение

Практически в любой точке нашей земли человеку возможен доступ к глубокому или открытому водоему с пресной или соленой водой. Но, несмотря на непрерывный мировой прогресс в развитии техники и технологий для водообеспечения населения, не произошло снижение актуальности поиска решения этой широко масштабной проблемы. В настоящее время возрос практический интерес к аддитивным технологиям и растет доверие в аспекте компромиссного их применения для инновации существующих и непосредственно возводимых новейших эффективных гибридных производственных комплексов – как альтернативы традиционным инженерным подходам, применяющимся во множестве сфер: от космической индустрии, энергетики, машиностроения и до новейших агротехнологий. Мотивацией является экономическая целесообразность, т.к. аддитивные технологии, в ряде случаев, оказываются менее дорогостоящими, чем традиционные, минимизируют себестоимости товарной продукции. Поэтому разработка математической модели гидродинамического парогенератора, обеспечивающего параметрическую согласованность технологий комплекса связанных процессов водоподъема и опреснения воды, позволит проектировать масштабное производство дешевой питьевой воды с минимальными затратами.

Актуальность данной работы. Ожидаемая действенность использования эффекта аддитивности технологий дает одновременное разрешение двух конфликтных ситуаций, возникших в Донбассе. Здесь и сейчас сосуществуют две неотложные и ожидающие разрешения экологические проблемы. Первая связана с экологически опасным затоплением грунтовыми водами множества остановленных шахт. А вторая – наоборот, возник дефицит воды при водообеспечении населения питьевой водой, т.к. шахтная вода опасно соленая и требует опреснения, а применяемые технологии ее обессоливания – много затратны, предполагают экологически опасный сброс в природу жидкого солевого рассола с высокой остаточной концентрацией или применение химреактивов, но все это приводит к высокой себестоимости пригодной воды. В итоге, эксплуатируемые комплексы водоснабжения имеют производительность недостаточную для одновременного обеспечения и населения, и нужд промышленности и аграриев. Поэтому исследование, создание и проектирование энергоэкономных экобезопасных высокопроизводительных комплексов водообеспечения является актуальной задачей.

Цель настоящего исследования состоит в том, чтобы определить способы наиболее эффективной парогенерации энергии, разработать математические модели и доказать инструментами имитационного моделирования возможность применения эффекта аддитивности для комплексной увязки и минимизации внешнего энергообеспечения процессов подъема и опреснения шахтной воды без применения химреактивов и без сброса соленого рассола в природу.

Основное содержание работы

Для исследования возможности согласования аддитивных технологий для комплексной системы организации водоподъема с опреснением шахтной воды выбрано направление по совершенствованию и применению наиболее компромиссного в аспекте экологической безопасности, а также и перспективного в аспекте технической реализации способа дистилляции воды, позволяющего многофункционально использовать преимущества и энергию водяного пара в производстве питьевой воды

из шахтной соленой. Логический анализ процессов парообразования с использованием «холодного кипячения» - как наиболее эко безопасного, показал, что первично получаемая из соленой шахтной воды газо-пыле-паровая смесь может использоваться на всех этапах опреснения при обессоливании воды способом дистилляции. Так, начальное «холодное кипячение» способом преобразования гидродинамическим парогенератором шахтной воды в пар позволяет прямо на уровне воды в шахте использовать энергию реактивной струи генерируемого пара тут же для компенсации затрат энергии на его генерацию. А на втором этапе – возможен уже энергоэкономичный подъем по трубам шахтной воды на поверхность, но уже в паровой вихревой форме – и только за счет силы Архимеда, которой обладает горячий газ-пар. Важно что, самостоятельно поднимающаяся на поверхность по паропроводу газообразная соль-пыле-паровая смесь идеальна для транспортировки ее на любую высоту по подогреваемым паропроводам любой конфигурации. Что можно обеспечить попутно его подъему – подогревом этой газовой смеси, перемещающейся к циклонам – уже для очистки водяного пара от всех затвердевших выпарных включений. Так возможна сепарация сухой соли. И на конечном этапе вырабатывается обессоленная вода путем конденсации очищенного от пыли и солей пара. Наконец, вся возвращаемая в процессе конденсации накопленная паром энергия может быть использована на технологические нужды всего производственного комплекса.

Увязка по энергообеспечению технологической цепочки этапов процесса дистилляции: от забора соленой воды до получения ее в обессоленном виде и уже после конденсации очищенного от сухой соли пара, указывает на возможность и перспективу использования принципа аддитивности технологической схемы при разработке модели парогенератора в энерго экономном комплексе одновременного подъема и обессоливания шахтной воды.

Поэтому обессоливание способом дистилляции, не требующее применения: расходных химреактивов, сброса жидких высоко концентрированных солевых рассолов, применения дорогих насосов и мембран высокого давления, является наиболее рациональным для использования в данной экологически безопасной технологической линии производства питьевой воды способом опреснения. Главная задача – в течении всех указанных этапов обеспечить энергоснабжение парообразования шахтной воды и подогрев ее газовой смеси.

Анализ методов парообразования показал низкую экономичность процесса дистилляции при применении любых источников внешнего тепла, работающих на основе использования углеродного топлива. Нарастающие потребности энергопотребления будировали поиск эффективных решений по применению осваиваемых принципов наращивания энерго генерации с использованием новых знаний и технологических достижений. Так возник интерес к углубленному исследованию и применению гидродинамических и струйных аппаратов для экологически чистого получения электрической, механической и тепловой энергии при парогенерации. Оказалось, что выработку этих трех типов энергии можно совместить в одном процессе при инициации фазового перехода воды в пар в гидродинамическом парогенераторе, принцип действия которого основан на использовании схемы «Колеса Сегнера» [1], [2].

Уже целый ряд публикаций и патентов по данной тематике раскрывают технологические возможности гидродинамического нагрева, испарения, кипячения и даже диссоциации воды [3-9]. В практическом плане были достигнуты успехи и в изготовлении таких генераторов энергии (рис. 1).

Одним из основных источников энергообеспечения фазовых переходов воды при ее парообразовании в гидродинамическом генераторе пара являются кавита-

ционные процессы. Кавитация была впервые обнаружена при изучении быстрого движения твердых тел внутри жидкости. Огромную разрушающую силу этого явления почувствовали в первую очередь инженеры, испытывающие гребные винты судов. Вопросы возникновения и развития кавитации, являющейся одной из актуальных проблем гидродинамики, рассмотрены в большом количестве работ.



А)

Б)

В)

Рисунок 1 Примеры гидродинамических парогенераторов и турбин:

А) «Вектор», Саратов - парогенератор ПГМ 720 гидромеханический;

Б) «Турбокон», Калуга - гидропаровая турбина ГПА-10;

В) паровая турбина на основе колеса Сегнера ПТМ-30, разработка УЭИ «Уралвагонзавода» и электротехнического альянса «Элта»

Экспериментальные исследования были проведены теоретические и Л. А. Эпштейном, К.К. Шальневым, М. И. Гуревичем, В. Я. Карелиным, А. Д. Перником и др. [10-12]. Технология гидродинамической кавитационной обработки жидких сред с успехом применяется для интенсификации тепло-массообменных и физико-химических процессов. Выделим основные направления использования высоко энергетической кавитирующей жидкости, проявляющееся в процессе работы гидродинамических генераторов, насосов – это в воде возникает «холодное кипение» или «кавитация». В связи с этим необходимы дополнительные исследования свойств получаемой кавитирующей воды, поскольку вода является сложной и пока недостаточно изученной структурой.

Установлено, что для интенсификации процессов испарения, диспергирования и смешивания многофазных гидросред можно использовать кавитацию – насыщение воды электрически заряженными парогазовыми пузырьками высокого давления и частоты колебаний их оболочки, при мгновенном схлопывании которых выделяется энергия достаточная для нагревания твердых и ближайших к пузырьку поверхностей воды и ее дальнейшего паропреобразования. Кавитация технически просто возникает даже при атмосферном давлении [9]. При кавитации происходит нарушение сплошности водного потока, если есть условия:

$$P - \rho * \frac{v^2}{2} \leq Z, \quad (1)$$

где P - гидростатическое давление в потоке жидкости;

V - скорость потока;

ρ - плотность жидкости;

Z - объемная прочность жидкости, которую можно принимать равной давлению насыщенных паров $P_{нп}$.

Из условия (1) можно определить скорость кавитирующего потока:

$$V = \sqrt{2 * \frac{P - P_{\text{крит}}}{\rho}}. \quad (2)$$

Например, скорость потока воды при атмосферном давлении и температуре 20 °С (для $Z = 0,002$ МПа) составит 14 м/с. Но, конкретная величина критической скорости протекания жидкости (воды), при которой начинается образование каверн в ходе этого взрывного процесса, в большой степени зависит от формы внутренних проточных поверхностей трубопровода, что сейчас еще не учитывается существующими математическими моделями. Для конструкций кавитаторов, представленных на конференции [2], при атмосферном давлении в потоке воды величина критической скорости, при которой начинается кавитация, составила около 7,5 м/с, что лишний раз подтверждает, что модели еще недостаточно пригодны для технологически точного прогнозирования кавитационных процессов.

Рассмотрим теперь эффективность скоростного нагрева жидкостной фракции потока в трубке, роль термодинамики пузырьков и тепловой механизм кавитации – как генератор тепловой энергии. При образовании и исчезновении кавитационных пузырьков, даже если они возникают «механическим путем», происходит теплообмен. Во время роста пузырька жидкость с более холодных его стенок интенсивно испаряется в образующуюся емкость. В соответствии с классической термодинамикой, это должно сопровождаться охлаждением образующегося пара и тончайшего слоя жидкости на границах полости. Но, при охлаждении процесс испарения становится менее интенсивным, равновесное давление паров жидкости снижается, обеспечивая более высокую степень разрежения внутри пузырька до равновесной с концентрацией паров для температуры окружающей жидкости. Поэтому начинается сокращение пузырька, но, одновременно и конденсация охлажденного пара, но теперь уже с выделением теплоты от конденсации. В силу краткого времени жизни пузырька, обычно исчисляемого до миллисекунды, эти процессы можно считать адиабатическими и потому не влияющими на тепловой баланс даже в ближайших окрестностях потока, за исключением тонкого слоя стенок пузырька. В связи с этим явления испарения и конденсации в начале кавитации в первом приближении можно исключить из рассмотрения как малозначащие, а связанные с ними термодинамические эффекты считать несущественными по энергозатратам.

Образовавшиеся каверны в потоке жидкости схлопываются с образованием гидравлического удара. Возникающее при этом давление $P_{\text{гуд}}$ определяют по формуле Н.Е. Жуковского для прямого гидроудара:

$$P_{\text{гуд}} = \rho * V * c, \quad (3)$$

где c – скорость распространения ударной волны, которую можно принимать равной скорости звука в жидкости.

Например, при $\rho = 1000$ кг/м³; $V = 14$ м/с; $c = 1400$ м/с – получим $P_{\text{гуд}} = 19,6$ МПа. Импульсы давления такой амплитуды, к тому же повторяющиеся с частотой в сотни герц, при схлопывании вокруг погруженных в воду твердых частиц и поверхностей, способствуют их качественному диспергированию, гомогенизации и нагреванию. Поэтому необходимо организовать, чтобы схлопывание происходило именно в согласованном месте и в момент старта фазового перехода всего потока воды в пар.

За время своей жизни кавитационный пузырек проходит две стадии - рост и схлопывание. Эти процессы происходят с разной скоростью, причем эта разница принципиальна и обуславливает особенности кавитации. Его рост всегда происходит намного медленнее, чем его схлопывание. Важно, что чем выше напор жидкости, тем больше эта разница. Дело в том, что разрыв потока определяется «отрицательным» давлением, то есть разрывающими усилиями, возникающими в толще жидкости. Для сверхчистых жидкостей в специальных условиях эти усилия могут достигать существенных величин. С учетом того, что перед разрывом все части жидкости в ближайших окрестностях точки разрыва имели практически одинаковую скорость, их расхождение будет достаточно медленным, что ограничивает скорость роста каждого отдельного пузырька. Если условия требуют более интенсивного роста, то это будет компенсироваться увеличением количества точек разрыва, т.е. большим дроблением жидкости — вплоть до превращения ее в пену, — но сами образующиеся пузырьки будут иметь примерно один и тот же размер. По мере дальнейшего роста условий для нуклеации в зависимости от расположения исходных «точек разрыва», эти пузырьки могут разрастаться и объединяться. При стабилизации кавитационных условий возможна «перегруппировка» пузырьков, когда часть из них исчезнет, а оставшаяся часть увеличится в размерах, однако этот процесс потребует достаточно заметного времени, исчисляемого как минимум несколькими миллисекундами. Этот факт подтверждают исследования [12] см. рис.2.

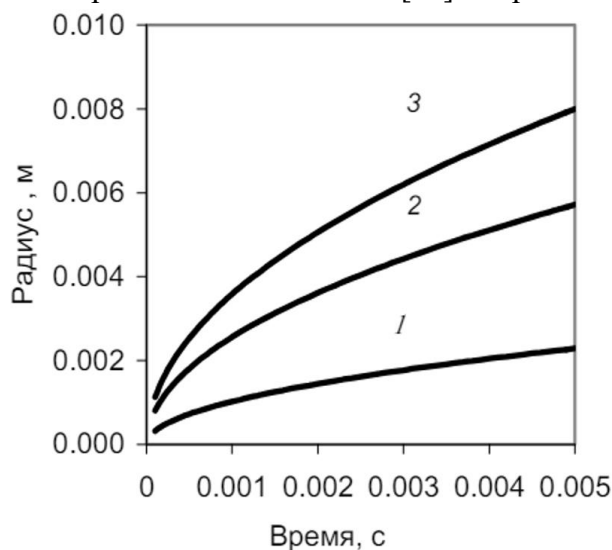


Рисунок 2 – Динамика роста кавитационного пузыря в начальный период времени в воде с различной степенью перегрева на ΔT : 1 – $2 \cdot K$, 2 – $5 \cdot K$, 3 – $7 \cdot K$

То есть можно полагать, что за период одна миллисекунда в кавитирующем потоке не начнется массовое схлопывание пузырьков. И это - важный технологический факт и параметр цикла жизни кавитационного пузырька, за который он еще не схлопывается на всем его пути до сопла и, поэтому, не возникает эрозия короткой трубки-гидротракта кавитирующего потока воды к струйному паропреобразователю. Оценим допустимый радиус и минимальную угловую скорость колеса Сегнера при миллисекундном процессе доставки от водоема двухфазного потока, вращающегося с угловой скоростью ω по трубке к соплу, следующими выкладками. Пусть R – радиус диска колеса Сегнера (одновременно это путь и длина трубки, по которой движется поток к соплу).

Тогда при круговом вращении диска имеем:

$$A_{ц} = \omega^2 R; \quad (4)$$

$$R = A_{ц} * \frac{t^2}{2}; \quad (5)$$

$$\omega = 2 * \pi * n, \quad (6)$$

где $A_{ц}$ – центробежное ускорение вращения диска, t – время движения потока по трубке под действием $A_{ц}$.

Примем, что путь до сопла длиной R поток преодолеет за время $t^* = 0,001$ с., что соответствует условию: $R < A_{ц} * \frac{(t^*)^2}{2}$. В этом случае, при $t^* = 0,001$ с достаточно $n > \frac{1}{\pi * t^* * \sqrt{2}}$, или $n > 230 \frac{1}{с}$.

Это первое технологическое требование к парогенератору: минимальная скорость вращения колеса Сегнера - $n > 230$ оборотов диска в секунду достаточна, чтобы обеспечить кавитационный запас по времени на весь путь перемещения по трубке потока, находящегося в состоянии первой фазы его фазового перехода – нуклеации и образования кавитационных пузырьков (до старта фазы их схлопывания в минимальном сечении сопла Лавалья).

Второе замеченное и доказанное в [13], [14] технологическое требование к процессу формирования высокоэнергетического потока в гидродинамическом парогенераторе - необходимость обеспечить сохранность сплошность двухфазного потока на всем его пути скольжения по трубке к соплу под действием центробежной силы. Не выполнение этого условия приводит к закипанию потока паровой каверной в трубке, образовавшейся из-за внезапного вскипания части массы жидкой фазы потока. Предотвращению такого парового взрыва способствует возрастающее давление в потоке, т.к. по мере приближения к соплу поток сжимается, условия для кавитации слабеют и стенки пузырька устремляются навстречу друг другу. Этот процесс прямо определяется внешним давлением, и чем оно выше, тем больше сила, действующая на стенки, тем больше ускорение и частота их колебаний. Поскольку максимальная скорость передачи механических воздействий в жидкости определяется скоростью распространения в ней звука, то скорость схлопывания не должна превышать скорость звука (взаимная скорость в месте схлопывания и определяемая ею сила гидроудара, соответственно, — удвоенную скорость звука). Оценка по формуле Жуковского для воды дает давление в точке схлопывания порядка 4 ГПа. Это на много превышает пределы прочности известных материалов, включая сталь, — как на сжатие, так и на растяжение. Однако важно для энергообеспечения процесса гидродинамического парообразования отметить, что это массовое схлопывание не происходит по пути к соплу - при соблюдении первого условия ($n > 230 \frac{1}{с}$) во время роста пузырьков, поэтому ничего разрушительного от их динамики в трубке не происходит. И все разрушительное в потоке можно перенаправить к началу его фазового перехода в пар лишь к моменту старта схлопывания пузырьков в критическом сечении сопла Лавалья и за ним - в диффузоре, что должно обеспечиваться нарастающим давлением вдоль трубки. Это давление в потоке, движущемся по радиальной вращающейся с угловой скоростью ω трубке длиной R , подчиняется формуле:

$$P(\omega, x) = \left(\rho * \frac{\omega^2}{2} \right) * x^2 = A * x^2, \quad (7)$$

где ρ – плотность воды, x – расстояние сечения трубки от приводного вала колеса Сегнера.

Скорость нарастания давления в трубке показывает производная $\frac{\partial P(\omega, x)}{\partial x}$:

$$\frac{dP(\omega, x)}{dx} = 2 * A * x \tag{8}$$

Чтобы не закипела вода в потоке, нужно соблюдать баланс давления и температуры вскипающей воды – температура насыщенного пара. Представим эту зависимость в аналитическом виде - уравнением регрессии, построенного по данным справочной таблицы «Таблица насыщенного пара». Формула зависимости температуры вскипания воды - T°C от давления в ней – P имеет вид рис.3:

$$T^{\circ C} = -0,1224 * P^2 + 9 * P + 89,51 \tag{9}$$

Подстановка (7) в (9) даст зависимость T [P (ω, x)] – температура вскипания воды в трубке: в любом ее сечении 0 < x < R при заданной угловой скорости:

$$T[P(\omega, x)] = -0,1224 * (A * x^2)^2 + 9 * A * x^2 + 89,51 \tag{10}$$

Отсюда эпюру скорости изменения температуры воды вдоль трубки, при которой возникают условия для вскипания вода в заданном сечении, показывает производная $\frac{dT[P(\omega, x)]}{dx}$, имеющая следующий вид:

$$\frac{dT[P(\omega, x)]}{dx} = -B * x^3 + D * x, \tag{11}$$

где B = 4 * 0,1224 * A² и D = 18 * A.

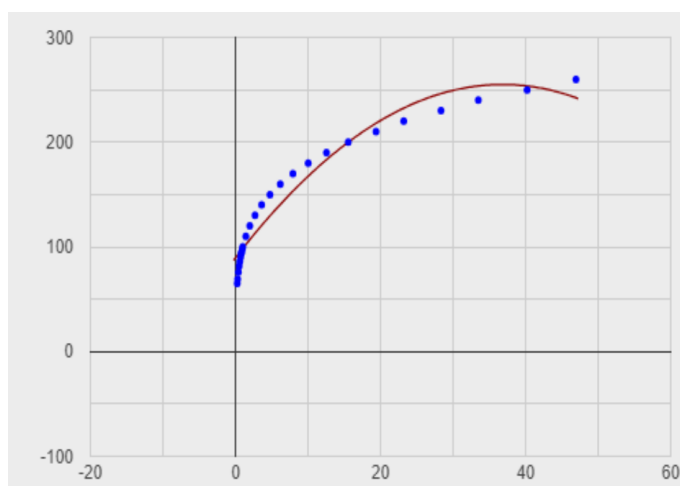


Рисунок 3 – Зависимость температуры вскипания воды T°C от давления в ней – P (в диапазоне от 0.2 до 50 атмосфер). График - для построения уравнения регрессии

Чтобы обеспечить скорость роста давления, которое тормозит парообразование в трубке, нужно опережать скорость достижения в потоке температуры для вскипания жидкости. Т.е. достаточно потребовать соблюдения в любом сечении трубки, чтобы отношение производных оставалось больше единицы:

$$\frac{\frac{dP(\omega, x)}{dx}}{\frac{dT(\omega, x)}{dx}} > 1 \tag{12}$$

Решая неравенство (12), получим, что условие выполнимо уже при

$$9 - 0,1224 * (\rho * \omega^2 * x^2) < 1 \tag{13}$$

Но, выше было установлено, что для обеспечения «кавитационного запаса» - подавливанием потока на входе трубки, минимальная скорость вращения

$n = 230 \frac{1}{с}$, при плотности воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Тогда выполнение этого требуемого условия обеспечивается на всех трубках длиной $R = x > 0,0002 \text{ м}$, что удовлетворяет конструкторские требования к колесу Сегнера в его качестве - гидродинамического парогенератора.

Также, важнейшим для парогенератора является детонационный процесс парообразования способом дистилляции, который в выбранной технологической схеме перемещен в минимальное сечение сопла Лаваля, в его диффузор и далее - в область давления, понижаемого сверхскоростной струей пара, полученного из вскипевшего потока перегретой воды. Итоговое количество выделяемой при этом тепловой энергии определяется известной формулой А. Эйнштейна, применяемой для оценки эффекта схлопнувшегося объема. Согласно утверждению [15] и формуле Рэля – об условиях схлопывания кавитационного пузырька, скорость радиального движения оболочки пузырька обратно пропорциональна текущему радиусу пузырька в третьей степени и на завершающей стадии схлопывания достигает скорости света. Энергия, которая расходуется на рост кавитационного пузырька от критического радиуса $R_{кр}$ до выросшего конечного R_0 , в полном соответствии закону сохранения энергии возвращается при его схлопывании от начального радиуса к критическому $R_{кр}$. Высокое давление и температура в точке схлопывания могут способствовать созданию плазмы и даже перехода вещества в энергию.

Рассмотрим возможность оптимального использования такой энергии для энергообеспечения производства пара в станции опреснения шахтной воды. Прототипом привода для генератора пара может служить гидропаровая турбина «Турбокон» – ГПТ-10 [16-20], представленная на рис. 4.

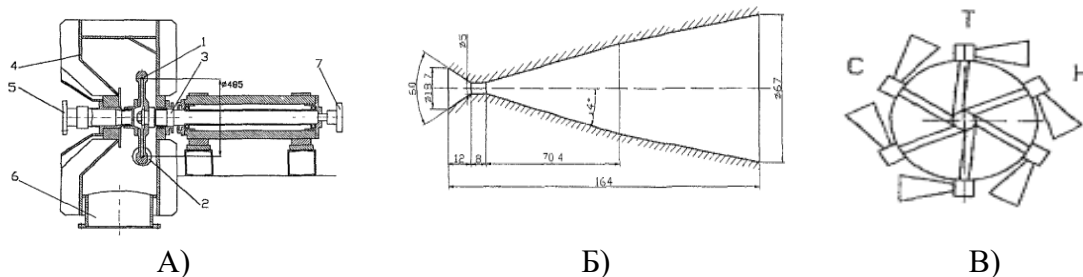


Рисунок 4 – Гидропаровая турбина – ГПТ:

- А) - рабочее колесо, 2 - сопло, 3 - ротор, 4 - корпус турбины, 5 - патрубок подвода воды, 6 - патрубок выхода паракапельной смеси, 7 - привод электрогенератора;
 Б) - Рабочее сопло; В) - Эскиз ротора – колеса Сегнера.

В отличие от традиционных *паротурбинных (ПТУ) установок в гидропаровой ГПТ* происходит расширение рабочей среды в двухфазную область от левой ветви кривой равновесия [16] между насыщенным паром и водой. Поэтому для использования ГПТ в качестве парогенератора необходимо было решить проблему расчета тягового усилия и мощности колеса ГПТ, вращаемого вырывающимся из сопла паром, и оценить на этой основе реальный КПД установки при практически достижимой скорости вращения колеса Сегнера. Сформулированная проблема имеет практическое значение и для разработки оборудования по утилизации шахтных вод при их откачке из остановленных шахт.

Первые систематические исследования рабочего процесса и оборудования ГПТ были начаты В.А. Зысиным [18] и его коллегами [19]. Уточним сущность рабочего

процесса и конструктивных особенностей привода ГПТ. В нем ускоряющееся движение воды к парообразующему соплу, входящей в ГПТ через пустотелый вал, происходит по трубкам, радиально расположенным на диске, который вращается электромотором. Под действием центробежных сил происходит преобразование потока: сначала - в паро-капельный, а затем, уже в критическом сечении сопла, формируется струя пара, дающую реактивную тягу, которая способствует самовращению диска колеса Сегнера. Таким образом, достигается возможность использования принципа аддитивности технологий: когда энергия реактивной струи из сопла ГПТ преобразуется в полезную механическую, которая, в свою очередь, может способствовать самоприводу парогенератора, который генерирует пар.

Рассмотрим необходимые условия для обеспечения самопривода. Колесо ГПТ установлено на полом валу. Вода с начальной (initial) [22] температурой T_{in} под давлением P_{in} питающего тракта по нему поступает в радиальные трубки колеса гидропаровой турбины, а из них – в конфузорно-диффузорные каналы сопла Лавалья. Причем, выше установлено обязательное условие для ускоренного движения рабочего тела в предлагаемой конструкции: двухфазная смесь потока в трубке должна обладать «упругими» свойствами, поскольку несжимаемая жидкость не может ускоренно двигаться сплошным потоком без разрывов при сильной турбулентности, чему и служит кавитация. Это выдвигает требование к параметрам гидравлического тракта: кавитирующий поток в трубке от входного сечения трубки колеса до критического сечения сопла должен добираться таким образом, чтобы в этом сечении давление P_m воды снизилось до $P_s(T_{in})$ – давления насыщенных паров воды при температуре T_{in} [22].

Таким образом исключается внезапное вскипание и закипание паровым пузырем потока в середине трубки, а именно в критическом сечении сопла обеспечиваются условия для взрывного «холодного вскипания» кавитирующего потока, насыщенного готовыми к схлопыванию пузырьками, что способствует повышению реактивной мощности струи пара из сопла на колесе Сегнера. Для поиска возможности использования этой реактивной энергии рассмотрим проблему минимизации энергозатратности привода парогенератора за счет подключения самостоятельного приводного усилия реактивной струи из сопла.

Общие отношения сил для оценки реактивного тягового усилия выполним по уравнениям равновесной термодинамики двухфазного потока и уравнения Эйлера - для одномерного потока сплошной среды.

Гидротракт шахтной воды, поддавливаемой насосом, обеспечивающим постоянное давление, проходит через полый вал к колесу Сегнера. Обозначим его $P_{вал} = P_0 = const$. Из вала вода, преодолевая местное сопротивление, входит в радиальную трубку. Обозначим потери давления на ее входе:

$$\Delta P_{вх} = \left(\rho * \frac{\xi_{вх}}{2} \right) * \left(\frac{Q_0}{S_{тр}} \right)^2, \quad (14)$$

где ρ – плотность воды;

$\xi_{вх}$ – коэффициент местного сопротивления на входе в трубку;

Q_0 – расход воды, движущейся к соплу Лавалья по радиальной трубке;

$S_{тр}$ – сечение трубки.

Этот же поток Q_0 , преодолевая гидравлическое сопротивление трубки увеличивает потери на трение согласно формуле:

$$\Delta P_{тр} = Q_0^2 * \int_0^L r * dx, \quad (15)$$

где L – длина радиальной трубки колеса Сегнера,
 r – удельные потери на трение в трубке,
 x – координата вдоль оси трубки,

$$r = \frac{\lambda * \rho}{2 * D_{тр} * S_{тр}^2}, \quad (16)$$

$D_{тр}$ – диаметр трубки,

$$\lambda = \frac{0,0195}{D_{тр}^{\frac{1}{3}}} \quad (17)$$

По выходе из трубки поток преодолевает сосредоточенное гидравлическое сопротивление сопла Лавалья, теряя давление на величину

$$\Delta P_c = \left(\rho * \frac{\xi_c}{2} \right) * \left(\frac{Q_0}{S_c} \right)^2, \quad (18)$$

где $\xi_c = 1 - \left(\frac{d_c}{D_{тр}} \right)^2$ коэффициент гидравлического сопротивления сопла,

S_c, d_c – сечение и диаметр минимального сечения сопла Лавалья.

Основным источником давления для перемещения потока в трубке является центробежная сила, вызванная вращением с угловой скоростью ω диска колеса Сегнера и направленная вдоль оси x – от полого вала к соплу. Создаваемое силой вдоль трубки давление подчиняется такому закону:

$$P(\omega, x) = P_{вал} + \left(\frac{\rho}{2} \right) * (\omega * x)^2, \quad 0 \leq x \leq L \quad (19)$$

Таким образом баланс давлений по тракту движения потока к соплу имеет вид:

$$P_{вал} - \Delta P_{вх} - \Delta P_{тр} - \Delta P_c + P(\omega, x) = P_{атм}, \quad (20)$$

где $P_{атм}$ – противодействие реактивной струе пара, полученного из двухфазного потока шахтной воды уже за диффузором сопла Лавалья.

Из соотношения (20) можно найти величину общего расхода потока вдоль оси x – вдоль трубки: от вала до сопла. Построим зависимости потерь давления вдоль оси – как функции от параметра « x ». Для этого выберем дополнительную ось « y » ортогональную оси « x » и отложим на ней диаметр трубки, который даже может быть переменным: расширяющийся конфузор или сужающийся конфузор (рис. 5).

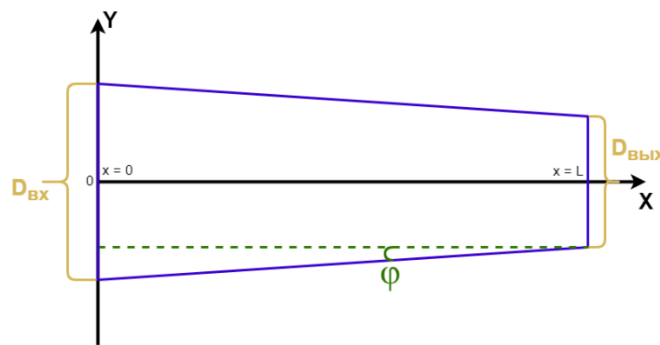


Рисунок 5 – Привязка размеров радиальной трубки колеса Сегнера к расчетной системе координат. Диаметры $D_{вх}$ ($x = 0$) и $D_{вых}$ ($x = L$) – соответственно на входе и выходе ее, откладываются по оси Y .

Тогда тангенс угла сужения внутреннего контура трубки можно представить:

$$tg(\psi) = \frac{(D_{вх} - D_{вых})}{2 * L} \quad (21)$$

Следовательно диаметр любого сечения трубки можно задать так:

$$D(x) = D_{\text{вх}} - 2 * x * \text{tg}(\psi) \quad (22)$$

Теперь все диаметры в формуле (16) можно представить в зависимости только от координаты «x». После подстановок получаем:

$$r = \frac{A}{(D_{\text{вх}} - 2 * x - \text{tg}(\psi))^{\frac{16}{3}}}, \quad (23)$$

где $A = \rho * 0,0195 * \frac{8}{\pi^2}$.

Интеграл по «x» от $r(x)$ в пределах всей длины радиальной трубки (0 - L) позволяет найти величину общих потерь давления на трение в ней:

$$\Delta P_{\text{тр}} = Q_0^2 * \int_0^L r * dx = Q_0^2 * \int_0^L A * D(x) * dx = Q_0^2 * \frac{3A}{13B} * \left(D_{\text{вх}} - X_{\text{var}} * \frac{D_{\text{вх}} - D_{\text{вых}}}{L} \right)^{\frac{13}{3}} - D_{\text{вх}}^{\frac{13}{3}}, \quad (24)$$

где X_{var} – координата (и его длина) любого участка трубки с интересующими расчет потерями на трение.

Теперь, после подстановки в соотношение (20) всех выше найденных составляющих, можно, используя известный информатике инструмент в Excel «Поиск решения», подобрать величину Q_0 , при котором будет удовлетворено требование баланса расхода и давлений – в цепи потерь на трение и на местные сопротивления. Так станет известным Q_0 – фактический расход кавитирующего потока шахтной воды, движущегося через полый вал привода к соплу Лавала для производства пара и выработки реактивной энергии, компенсирующей затраты привода колеса Сегнера. При оценке этой энергии опираемся на принципиальную схема гидропаровой турбины представлена на рисунке 2(В). Сопло с изогнутым под прямым углом коленом к трубке служит реактивным соплом колеса Сегнера, обращенного выходным отверстием против направления вращения. Истечение водопаровой смеси из вращающегося сопла происходит под действием давления $P_{\text{вр}}(\omega)$, определяемого по формуле (7).

Уровень создаваемого центробежными силами давления позволяет по уравнению Бернулли вычислить скорость истечения двухфазной смеси из сливной трубки через сопло:

$$V(\omega) = \sqrt{\frac{2}{\rho} * (P_{\text{вр}}(\omega) - P_{\text{вых}})} \quad (25)$$

Тогда массовый расход водопаровой смеси через одну сливную трубку и сопло будет равен:

$$W(\omega) = \rho * S_{\text{кк}} * V, \quad (26)$$

где $S_{\text{кк}}$ – это площадь критического сечения сопла.

Модуль реактивной силы воздействия смеси на изогнутую стенку колена сливной трубки можно определить по формуле:

$$F(\omega) = \sqrt{\frac{2}{\left(\frac{W^2}{\rho * S_{\text{кк}}}\right)}} \quad (27)$$

Поскольку тангенциальная и радиальная составляющая F равны между собой по модулю, то они определяются по формуле:

$$F_{tg}(\omega) = F_{rad}(\omega) = \frac{W^2}{\rho * S_{кр}}, \quad (28)$$

а вращающий момент, создаваемый реактивной струей из одного сопла, можно выразить так:

$$M(\omega) = 2 * L * \frac{W^2}{\rho * S_{кр}} \quad (29)$$

Тогда мощность, развиваемая турбинной компонентной, – это реактивной струей из сопла колеса Сегнера, рассчитывается по формуле:

$$N(\omega) = \omega * M(\omega) \quad (30)$$

Вычисленное значение $N(\omega)$ показывает, какую часть энергии реактивная струя из сопла колеса Сегнера может компенсировать возвратом ее для вращения колеса.

Оценим затраты на привод колеса Сегнера. Пусть габариты диска колеса Сегнера таковы: диаметр 0,2 м, толщина – 0,012 мм, масса диска, изготовленного из суперстойкого к истиранию отечественного производства композита аристид, обладающего титаноподобной прочностью, но с удельным весом меньше воды – составит $M_d = 400$ г.

Момент инерции такого вращающегося диска равен:

$$I_d = M_d * \frac{R^2}{2} = 0,0019 \text{ кг} * \text{м}^2. \quad (31)$$

Тогда крутящий момент диска будет равен:

$$M_{кр} = I_d * \frac{\omega_{разг}}{t_{разг}}, \quad (32)$$

где $t_{разг}$ – задаваемое время разгона диска до скорости;

$\omega_{разг}$ – это требуемая скорость вращения диска по технологическим условиям.

Определим мощность необходимую для привода вращения диска колеса Сегнера:

$$P_D(\omega_{разг}) = M_{кр} * \omega_{разг} \text{ [Вт]}. \quad (33)$$

Сравним отношение затратной мощности на вращение диска и компенсированной реактивной струей из сопла колеса Сегнера. Для теоретической оценки предельной возможной степени компенсации затрат на привод диска колеса Сегнера примем число сопел на одном диске равным максимально возможным – это 52 штуки. Их реактивная мощность, развиваемая всеми этими соплами, составит величину $52 * N(\omega)$. Требуемая мощность для привода диска равна $P_D(\omega_{разг})$. Тогда их отношение – K_k и есть степень компенсации затрат на привод парогенератора построенного на базе колеса Сегнера.

Для оценки границ значения K_k примем сопло диаметром 2 мм, время разгона диска 60 секунд. При такой скорости давление перед соплом на диске рассчитаем при следующих исходных данных:

$$P_{вр}(\omega_{разг}) = 5 * \omega_{разг}^2, \\ V(\omega_{разг}) = \frac{\omega_{разг}}{10}, \quad \text{окружная скорость сопла } V_{кс}(\omega_{разг}) = 0,1 * \omega_{разг}.$$

Но по рекомендациям [19] для эффективного парообразования в ПГТ необходимо соблюдать правило: $V(\omega_{разг}) = 2 * V_{кс}(\omega_{разг})$. Поэтому в расчетах примем удвоенное значение угловой скорости диска. В итоге формула степени компенсации затрат энергии на вращение диска – K_k , примет вид:

$$K_k = 0,016 * \omega_{разг}^2. \quad (34)$$

То есть требуемая минимальная скорость вращения может быть определена из соотношения $K_k = 1$, откуда находим, что при использовании 52 сопел достаточная скорость вращения диска составляет 8 радиан. При уменьшении на диске числа сопел до четырех, потребуется скорость не меньше 104 радиан в секунду.

Теоретически полученный результат – как подтверждающий факт, возможности компенсации энергии для привода вращения колеса Сегнера. Но, приведенные выкладки не учли потери на трение и не отображают конструктивные возможности реализации натурального механизма размещение сливных трубок и сопел на диске колеса Сегнера в максимально возможном количестве. Поэтому приведенную здесь оценку следует воспринимать как предельную и качественную.

В дальнейшем потребуется оценка влияния затрат на преодоление трения при вращении диска. Известно, что потери на трение диска, который является механическим аналогом маховика, находятся в нелинейной зависимости от угловой скорости в степени первого порядка. Но давление перед соплом, определяющее реактивную мощность струи пара из сопла Лавалья, находится в квадратичной зависимости от угловой скорости. Поэтому при алгебраическом сложении реактивной мощности струй пара и потерь на трение, зависящих в меньшей от угловой скорости, достигается экстремум в виде максимума коэффициента компенсации затраченной энергии на вращение диска. Поэтому при проектировании парогенератора на основе колеса Сегнера необходимы конструктивные решения для принципиального сокращения затрат на трение. Например, создавать конструкцию парогенератора в форме стопки или блока идентичных парогенерирующих дисков, плотно соединенных на одном приводном валу колеса Сегнера с общим приводом.

Представленные формулы для расчета тягового реактивного момента, развиваемого колесом ГПТ и КПД установки, позволяют оценивать эффективность различных конструктивных решений и достижимую производительность парогенератора.

Выводы

1. Подтверждена ожидаемая действенность использования эффекта аддитивности технологий для комплексной увязки и минимизации внешнего энергообеспечения работы гидродинамического парогенератора, построенного на основе колеса Сегнера. Этим достигается частичный нагрев кавитацией потока воды в его радиальной трубке, что дает тепловой эффект для парообразования и не требует дополнительной тепловой энергии извне. И, поскольку полезная тепловая мощность здесь независима от потребляемой электрической мощности, то нет принципиальных запретов на то, чтобы полезная мощность превышала потребляемую, что и реализовано - благодаря согласованности примененных аддитивных технологий в парогенераторе с правильно выбранными режимами.
2. Установлено, что центробежная сила от вращения колеса Сегнера создает локальное понижения давления в воде во входном сечении трубки, образуя кавитационные агрегаты, «дребезжание» оболочки которых приводит к высокочастотным колебаниям окружающей каверну воды и ее подогреву, но еще не вскипанию. Но, далее – условия для нуклеации ослабевают, т.к. центробежная сила поддавливает поток воды по трубке к соплу, а растущее давление нивелирует температурные условия для объемного парообразования. Таким образом, необходимо создание кавитационного запаса на входе трубки, чем обеспечи-

вается сохранность кавитирующему потоку его целостность и свойства жидкости на всем гидротракте до парообразующего сопла, избегая опасного детонационного вскипания парового пузыря, запирающего трубку.

3. Найдено технологическое требование к парогенератору: минимальная скорость вращения колеса Сегнера – 230 оборотов диска в секунду достаточна, чтобы обеспечить запас и кавитационный и по времени на весь путь движения по трубке потока, находящегося в состоянии первой фазы его фазового перехода – нуклеация и образование зародышей кавитационных пузырьков, сохраняясь цельным – вплоть до старта детонационного парообразования двухфазного потока на финальной их стадии схлопывания именно в критическом сечении сопла Лавалья.
4. Анализ отношения затратной мощности на вращение диска колеса Сегнера и возвращаемой реактивной струей из паропреобразующего сопла Лавалья позволил теоретически оценить предельную степень компенсации затрат на привод диска. При медленном раскручивании диска в течение порядка минуты при обеспечении достаточного кавитационного запаса, обеспечиваемого внешним давлением подпора во входном сечении радиальной трубки, при двойном превышении радиальной скорости двухфазного потока в радиальной трубке и скорости истечения струи пара из сопла Лавалья, достигаются условия для перехода гидродинамического парогенератора в режим самообеспечения энергией достаточной для привода диска колеса Сегнера.

Список литературы

1. Кунц, Р. Мотор Ричарда Клема и конический насос / Кунц Р. *Новая энергетика*. 2003. №2. С. 61–64.
2. Слюсарский К.В. исследование процессов тепловыделения в дисковом кавитационном теплогенераторе. *Сборник докладов XX Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых*. Том 3. Национальный исследовательский Томский политехнический университет. Томск, 2014. С.177-178.
3. Омелянюк, М.В. Кавитационная интенсификация процессов приготовления буровых и тампонажных растворов / Омелянюк М.В., Пахляня И.А., Аладьев А.П. *Научный потенциал вуза - производству и образованию*. 2017. №2(1); URL: amti.esrae.ru/ru/16-148 (дата обращения: 25.02.2024).
4. Фоминский, Л. П. *Сверхединичные теплогенераторы против римского клуба* / Фоминский Л. П. Черкассы: «ОКОПлюс», 2003. 420 с.
5. Патент РФ RU 2162571, Устройство для нагрева жидкости / Потапов Ю. С., Сапогин П. Г., Толмачев, Г. Ф., Оpubл. *Бюлл.* №3, 27.01.2001.
6. Патент РФ RU 2054604 C1 F6 J24, 3/00, G21 B1/00, «Способ получения энергии», опубл. 20.02.1996, *Бюлл.* №5.
7. Патент РФ 2116583 МПК F 24 J3/00, «Способ нагрева жидкости» / Порсев Е. Г. *Приоритет* от 29.05.1996.
8. Патент РФ 2085273 МПК B 01 B7/00, «Способ получения энергии» / Кладов А. Ф. *Бюлл.* №21, 1997 г.
9. Патент РФ 2142594 МПК F 24 J3/00, «Способ получения энергии и резонансный насос-теплогенератор» / Петраков А. Д. *Бюлл.* №34, 1998 г.
10. Федоткин, И. М. *Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности* Ч. I / Федоткин И. М., Гулый И. С. К.: «Полиграфкнига», 1997. 840 с.
11. Федоткин, И. М. и др. Математическое моделирование технологических процессов. Гидродинамические процессы / Федоткин, И. М. и др. К.: «Техника», 2004. 312 с.
12. Крамченков Е.М. Начальная фаза объемной кавитации. Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-4): Том 4. Кипение, кризисы кипения, закритический теплообмен / Е.М. Крамченков, Л.И. Урбанович, В.Я. Губарь и др. М. : Издательский дом МЭИ, 2006. 242 с. ISBN: 5-903072-22-4 (т.4), ISBN: 5-903072-36-4
13. Перник, А. Д. Проблемы кавитации / А. Д. Перник Л., «Судоостроение», 1966. 440 с

14. Ткаченко, А. Н. Производство избыточной энергии / А. Н. Ткаченко, И. М. Федоткин, В. А. Тарасов К.: «Техника», 2001. 332 с.
15. Федоткин, И. М. Избыточная энергия и физический вакуум / И. М. Федоткин, В. В. Боровский. Винница, 2004. 352 с.
16. Кирсанов, М.В. Перспективы применения гидропаровой турбины для утилизации избыточной теплоты шахтного энергокомплекса / М. В. Кирсанов, М. В. Губинский. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2013. № 6. С. 99-102.
17. Патент RU2062329 C1 Турбина / Скорняков Г.В. Патентообладатель Физико-технический институт им. А.Ф. Иоффе РАН. Дата публикации патента: 20.06.1996
18. Зысин, В.А. *Комбинированные парогазовые установки и циклы*. М.-Л., Государственное энергетическое издательство, 1962, с. 68–71.
19. Голдин, А.С. Экспериментальное исследование расширяющихся сопел, работающих на сильно недогретой воде / А.С. Голдин, О.О. Мильманн. *Теплоэнергетика* 2003, №3, с.70-73.
20. Федоткин, И.М. Механизм возникновения избыточной энергии при кавитации и особенности рабочих процессов в энергогенераторе / И. М. Федоткина. *Физика сознания и жизни* Том 2, №4(48), 2012. С. 47-64.
21. Рахматулин, Ш. И. К вопросу о выборе давления паров при кавитации нефтей / Рахматулин Ш. И., Колпаков Л. Г. *Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов*, 1971, № 8, с. 58—61.
22. Майер, Р.В. Экспериментальное изучение вращения колеса Сегнера с помощью компьютера // *Современные научные исследования и инновации*. 2014. № 8. Ч. 1 [Электронный ресурс]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2014/08/36372> (дата обращения: 17.10.2023).
23. Исламидинов А.И. Образование кавитационных пузырьков при прохождении водяной струи через сопло лавая / Исламидинов А.И., Абдалиев У.К., Ташполотов И. *Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований*. 2016. № 7-5. С. 776-778; URL: <https://applied-research.ru/ru/article/view?id=9957> (дата обращения: 26.10.2023).

References

1. Kunz R. Richard Klem's motor and conical pump. // *New energy*. - 2003. — No. 2. — pp. 61-64.
2. Slyusarsky K.V. investigation of heat release processes in a disk cavitation heat generator // *Collection of reports of the XX International scientific and practical Conference of students, postgraduates and young scientists. Volume 3. National Research Tomsk Polytechnic University. Tomsk, 2014.- 177-178с.*
3. Omelianyuk M.V., Pakhlyan I.A., Aladyev A.P. Cavitation intensification of the processes of preparation of drilling and grouting solutions // *Scientific potential of the university - production and education*. -2017.—No.2(1); URL: amti.esrae.ru/ru/16-148 (date of appeal: 02/25/2024).
4. Fominsky L. P. Superunit heat generators against the Club of Rome. Cherkassy: OKOPlus, 2003. 420 p.
5. Patent of the Russian Federation RU 2162571, Device for heating liquid / Potapov Yu. S., Sapogin P. G., Tolmachev G. F., Publ. Byull. No. 3, 01/27/2001.
6. Patent of the Russian Federation RU 2054604 C1 F6 J24, 3/00, G21 B1/00, "Method of energy production", publ. 02/20/1996, Bul. No.5.
7. Patent of the Russian Federation 2116583 IPC F 24 J3/00, "Method of liquid heating" / Porsev E. G. // Priority of 05/29/1996.
8. Patent of the Russian Federation 2085273 MPK B 01 B7/00, "Method of energy production" / Kladov A. F. // Byull. No. 21, 1997
9. Patent of the Russian Federation 2142594 MPK F 24 J3/00, "Method of energy production and resonant nasolegenerator" / Petrakov A.D. // Byull. No.34, 1998
10. Fedotkin I. M., Gulyi I. S. Cavitation, cavitation technique and technology, their use in industry. Ch. I. — K.: "Polygraph book", 1997. — 840 p.
11. Fedotkin I. M. et al. Mathematical modeling of technological processes. Hydrodynamic processes. — K.: "Technique", 2004. — 312 p.
12. Kramchenkov E.M., L.I.Urbanovich, V.Ya. Gubar et al. The initial phase of volumetric cavitation. *Proceedings of the Fourth Russian National Conference on Heat Exchange (RNKT-4): Volume 4. Boiling, boiling crises, post-crisis heat transfer/ Moscow : Publishing House of MEI, 2006. - 242 p. - ISBN: 5-903072-22-4 (vol.4), ISBN: 5-903072-36-4*
13. Pernik A.D. Problems of cavitation. L., "Shipbuilding", 1966. 440 p
14. Tkachenko A. N., Fedotkin I. M., Tarasov V. A. Production of excess energy. — K.: "Technique", 2001. — 332 p.

15. Fedotkin I. M., Borovsky V. V. Excess energy and physical vacuum. — Vinnytsia, 2004. — 352 p.
16. Kirsanov M.V. Prospects for the use of a hydro-steam turbine for the utilization of excess heat of a mine energy complex / M. V. Kirsanov, M. V. Gubinsky // Metallurgical and mining industry. - 2013. - No. 6. - pp. 99-102.
17. Patent RU2062329 C1 Turbine / Skorniyakov G.V. Patent holder A.F.Ioffe Institute of Physics and Technology of the Russian Academy of Sciences. Date of publication of the patent: 06/20/1996
18. Zysin V.A. Combined steam-gas installations and cycles // (M.-L., State Energy Publishing House, 1962, pp.68-71.
19. Goldin A.S., Milmakn O.O. Experimental study of expanding nozzles operating on strongly underheated water // Teploenergetika 2003, No.3, pp.70-73.
20. Fedotkin I.M. The mechanism of the occurrence of excess energy during cavitation and the features of working processes in the energy generator I. M. Fedotkin // Physics of consciousness and life Vol 2, №4(48), 2012. Pp. 47-64.
21. Rakhmatulin Sh. I., Kolpakov L. G. On the issue of the choice of vapor pressure during cavitation of oils. — "Transportation and storage of oil and petroleum products", 1971, No. 8, pp. 58-61.
22. Mayer R.V. Experimental study of the rotation of the Segner wheel using a computer // Modern scientific research and innovations. 2014. No. 8. Part 1 [Electronic resource]. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2014/08/36372> (date of application: 17.10.2023).
23. Islamidinov A.Y., Abdaliev U.K., Tashpolotov Y. Formation of cavitation bubbles during passage of a water jet through a laval nozzle // International Journal of Applied and Fundamental Research. – 2016. – No. 7-5. – pp. 776-778; URL: <https://applied-research.ru/ru/article/view?id=9957> (date of application: 10/26/2023).

RESUME

*V.N. Pavlysh, G.V. Dotsenko, E.G. Dotsenko, S.A. Grigoriev, K.V. Konovalov
Mathematical modeling of the drive of a hydrodynamic steam generator based on a Segner wheel in order to justify the conditions for minimizing its energy consumption*

The efficiency of using the principle of additivity of technologies to minimize the energy costs of a hydrodynamic steam generator based on a Segner wheel, in which the vaporization effect does not require thermal energy from the outside, is proved. Since the useful thermal power in such a steam generator is independent of the electrical power consumed by its drive, there are no fundamental prohibitions on the fact that the useful power exceeds the consumed one, which is realized - thanks to the consistency of the applied additive technologies in the steam generator with correctly selected modes, when the output product – water vapor is simultaneously a source of reactive force, compensating for the cost of its production.

The developed models of steam generation processes in the generator made it possible to determine the optimal conditions and calculate the parameters for achieving "cold boiling" of water in the Segner wheel, which provides self-support for the power supply of the drive for the rotation of the hydrodynamic steam generator.

The presented results allow us to calculate the parameters of the basic technological chain of the distillation process: from the intake of salt water to its desalination, which indicates the possibility and prospect of creating a steam generator for an energy-efficient complex of simultaneous lifting, generation and lifting of mine water in the form of a steam-salt gas mixture, its desalination and condensation to obtain clean water.

РЕЗЮМЕ

В.Н. Павлыш, Г.В. Доценко, Е.Г. Доценко, С.А. Григорьев, К.В. Коновалов
Математическое моделирование привода гидродинамического парогенератора на базе колеса Сегнера с целью обоснования условий минимизации его энергопотребления

Доказана эффективность использования принципа аддитивности технологий для минимизации затрат энергообеспечения гидродинамического парогенератора, построенного на основе колеса Сегнера, в котором эффект парообразования не требует тепловой энергии извне. Поскольку полезная тепловая мощность в таком парогенераторе независима от потребляемой его приводом электрической мощности, то нет принципиальных запретов на то, чтобы полезная мощность превышала потребляемую, что и реализовано - благодаря согласованности примененных аддитивных технологий в парогенераторе с правильно выбранными режимами, когда выходной продукт – водяной пар является одновременно и источником реактивной силы, компенсирующей затраты на его производство.

Разработанные модели процессов парообразования в генераторе позволили определить оптимальные условия и рассчитать параметры для достижения «холодного кипячения» воды в колесе Сегнера, обеспечивающего самоподдержку энергообеспечения привода для вращения гидродинамического парогенератора.

Представленные результаты позволяют рассчитать параметры базовой технологической цепочки процесса дистилляции: от забора соленой воды до ее обессоливания, что указывает на возможность и перспективу создания парогенератора для энерго экономного комплекса одновременного подъема, генерации и подъема шахтной воды в виде паро-солевой газовой смеси, ее обессоливания и конденсации для получения чистой воды.

Павлыш Владимир Николаевич – д.т.н., профессор и заведующий кафедрой прикладной математики и искусственного интеллекта ГОУ ВПО «ДОННТУ», *Область научных интересов:* математическое моделирование и управление процессами в сложных динамических системах эл. почта, pavlyshvn@mail.ru, адрес г. Макеевка, ул. Малиновского, д.48 кв.39, телефон +79493223067

Доценко Георгий Васильевич – к.т.н., доцент кафедры компьютерное моделирование и дизайн ГОУ ВПО «ДОННТУ», *Область научных интересов:* прототипирование моделей гибридных систем, эл. почта dogeo47@mail.ru, адрес 283001, г. Донецк, ул. Челюскинцев, 121, кв.60, телефон +79491946670

Доценко Евгений Георгиевич - заведующий лабораторией кафедры прикладной математики и искусственного интеллекта ГОУ ВПО «ДОННТУ», *Область научных интересов:* менеджмент аддитивных технологий в контактных сферах применений, эл. почта yevgeniy.dotsenko.71@mail.ru, адрес 283085, г. Донецк, ул. Твардовского, 46, телефон +7949 479-45-21

Григорьев Сергей Александрович – аспирант кафедры прикладной математики и искусственного интеллекта ГОУ ВПО «ДОННТУ», *Область научных интересов:* системы управления гибридными энергокомплексами, эл. почта sergalexgr@gmail.com, адрес 283085, г. Донецк, ул. Оршанская, д.11Б, кв.2, телефон +7 949 3138838

Коновалов Кирилл Валериевич – аспирант кафедры компьютерное моделирование и дизайн ГОУ ВПО «ДОННТУ», *Область научных интересов:* экспертные системы полунатурных аналого-цифровых комплексов, эл. почта kirya_konovlov007@mail.ru, 286503, г. Снежное, ул. Ландау, дом.6, кв. 45, телефон +7 949 3397743

Статья поступила в редакцию 23.04.2024.