

ВОПРОСЫ ПОЛУЧЕНИЯ ЭНЕРГИИ

УДК 532:536

Федоткин И. М.

**ПРОЦЕССЫ В ЭНЕРГОГЕНЕРАТОРЕ И. М. ФЕДОТКИНА,
ПРОИЗВОДЯЩИЕ ИЗБЫТОЧНУЮ
ВРАЩАТЕЛЬНУЮ И ТЕПЛОВУЮ ЭНЕРГИЮ**

Описан теплогенератор И. М. Федоткина (патент № 31861 от 25.04.2008), в котором используется много видов кавитации, с помощью которой вырабатывается избыточное тепло и выполняется принцип, согласно которому в одних и тех же узлах и в одно и то же время вырабатывается как тепловая, так и вращательная энергия, которая разгружает электромотор до полного его выключения. При этом теплогенератор в такие периоды может переходить в режим самовращения и **работать как энергогенератор**.

Ключевые слова: кавитация, энергия, гидромеханика, информация, кавитационный нагрев.

Введение

Математическое моделирование [1–4, 7, 8, 10, 16–18, 20, 23–25, 28, 29], методы аналогии [9, 31] и некоторые сопоставления с экспериментами [1–3, 16–18, 20, 24, 25, 28] показали, что в энергогенераторе, наряду с возникновением избыточной тепловой энергии от кавитационного нагрева, возникает ряд процессов, также приводящих к образованию избыточной вращательной и тепловой энергии.

Оказалось, что в процессах образования избыточной тепловой и вращательной энергии могут участвовать такие силы и взаимодействия, проявляемые только при соответствующих условиях:

1. силы упругости;
2. силы давления;
3. силы инерции;
4. силы Кориолиса;
5. реактивные силы;
6. гидравлические пульсации;
7. взаимодействие торсионных полей;
8. силы гравитации;
9. тепловые процессы гистерезиса фазовых переходов за счет разности теплоты испарения при давлении и конденсации, при разрежении;
10. дополнительная кинетическая энергия при вскипании в реактивных соплах при сверхзвуковом течении за счет охлаждения рабочего тела;
11. спиновая поляризация электрического тока;
12. переход массы вещества рабочего тела в избыточную (сверх закона сохранения энергии) тепловую энергию при кавитации с образованием радиоактивного излучения;
13. силы гидравлического сопротивления движению жидкости в винтовых канавках при условии, что окружная составляющая скорости течения будет превышать окружную скорость вращения ротора;
14. электростатические поля высокого напряжения [1, 2, 21, 22].

Эти силы и процессы проявляются в определенном сочетании. Например: силы упругости — в сочетании гидроударов — гидравлические пульсации, силы давления — в поддавливании тракта кавитационного теплогенератора — в сочетании силы давления — схлопывание кавитационных пузырьков, при увеличении давления в тракте затраты энергии на насосе не возрастают, т. к. поддавливание осуществляется как на входе, так и на выходе, а энергия схлопывания кавитационных пузырьков прямо пропорциональна давлению окружающей среды; силы Кориолиса — за счет дополнительных сил инерции от переносной скорости и т. д.

Все указанные силы и процессы являются проявлением внутренней энергии рабочего тела, иначе говоря, избыточная энергия черпается из внутренней энергии рабочего тела посред-

ством действия перечисленных сил.

Особое значение имеет введение нестационарности: гидравлических пульсаций и гидродаров. Гидравлические пульсации за счет действия пульсационного эффекта, установленного в работах [3, 9, 20, 24–28], компенсируют гидравлические сопротивления пульсационными силами инерции.

Гидравлические пульсации вдоль канала затухают, и пульсационный инерционный напор в каждом предыдущем сечении будет большим, чем в последующем, — в результате возникает движущий пульсационный напор, рассчитываемый по формуле И. М. Федоткина [24, 25]:

$$\Delta p_{\text{пульс}} = \psi \left(\frac{A}{D} \right) \left(1 + \frac{1}{2} Sh^2 \right) \frac{\rho w_0^2}{2} \eta_i^2 - \eta_{i+1}^2, \quad (1)$$

где $\psi = 1, 1.3, 3, \frac{A}{D}$ — отношение амплитуды A , измеряемой длиной пути, проходящей жидкостью за полпериода пульсаций $T/2$, к диаметру трубопровода D , w_0 — скорость течения жидкости в трубопроводе, ρ — плотность жидкости, $Sh^2 = \left(\frac{w_n}{w_0} \right)^2 = \left(\frac{Re_n}{Re_0} \right)^2 = \frac{\lambda_{0n}}{\lambda_0} = k$ — число Струхалия, w_n — пульсационная составляющая скорости.

В работе [35] экспериментально подтверждено увеличение пульсациями силы реактивных струй в 2,5 раза.

Мгновенное значение истинной скорости среды:

$$w_T = w_{n0} = w_0 + w_* \sin \omega t, \quad (2)$$

где w_0 — средняя скорость жидкости, w_* — амплитудное значение пульсационной составляющей.

Средняя пульсационная скорость определяется выражением:

$$\bar{w}_n = \frac{1}{T} \int_0^T w_T dt. \quad (3)$$

После интегрирования получаем [3, 24, 25]:

$$\frac{\bar{w}_n}{w_0} = \frac{2}{\pi} \left(\arcsin \frac{1}{k} + \sqrt{k^2 - 1} \right), \quad (4)$$

где $k = \frac{w_T}{w_0} = Sh$ — число Струхалия.

Коэффициент затухания пульсации определяется величиной [24, 25]:

$$\eta = \frac{w_{nl}}{w_{n0}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{nl}}{\Delta p_{n0}}} = \exp \left[\frac{B \cdot l}{2 \cdot D} \right], \quad (5)$$

$$B = f \left(\frac{A}{D}, f, w_0, v \right) = (a - b w_0) - (c - d w_0) f, \quad (6)$$

где Δp_{nl} , Δp_{n0} — пульсационные напоры на удалении l и на входе соответственно.

Гидравлические пульсации компенсируют гидравлические сопротивления, увеличивают силу реактивных струй, силы Кориолиса и др.

Увеличение силы реактивных струй можно оценить, учитывая возникающую при пульсациях гидродинамическую нестационарную силу [3, 35]:

$$F = \rho S_{cm} C_0 e^{i\omega t} \left[\sum_{j=0}^{\infty} (-1)^j \frac{\left(\sqrt{\frac{i\omega}{v}} y \right)^{2j+1}}{2j+1!} C_1 + \sum_{j=0}^{\infty} (-1)^j \frac{\left(\sqrt{\frac{i\omega}{v}} y \right)^{2j}}{2j!} C_2 \right], \quad (7)$$

где ν — кинематическая вязкость, ρ — плотность жидкости, t — время, ω — частота пульсаций, S_{cm} — поверхность стенки, контактирующая с потоком, $i = \sqrt{-1}$.

Гидравлические пульсации также существенно увеличивают выработку диссипативной тепловой энергии от гидравлического трения. Нами в работе [3 и др.] получен следующий теоретический результат. Имеем, что энергия диссипации в одномерном ламинарном потоке:

$$E = \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2 = grad w_x^2, \quad (8)$$

где $\frac{\partial w_x}{\partial y}$ — градиент продольной скорости потока.

Для стационарного течения при $w_x = w_{x0}$:

$$E_{cm} = \left(\frac{\partial w_{x0}}{\partial y} \right)^2. \quad (9)$$

При пульсирующем же течении $w_x = w_{x0} + A \cos \omega t$, и энергия диссипации:

$$E_{пульс} = \left(\frac{\partial w_{x0}}{\partial y} + \frac{\partial A}{\partial y} \cos \omega t \right)^2. \quad (10)$$

Ввиду того, что законы внутреннего трения в жидкости в одинаковой степени будут проявляться как для стационарной, так и для пульсационной составляющей, то:

$$\tau = \tau_w \left(1 - \frac{y}{R} \right) = -\mu \frac{\partial w_x}{\partial y} \left(1 - \frac{y}{R} \right), \quad (11)$$

где τ — касательное напряжение, $\mu = \rho \nu$ — динамическая вязкость жидкости.

Таким образом, можно ожидать, что для того же ламинарного потока — как

$$w_{0x} = w \left[1 - \left(\frac{y}{R} \right)^2 \right] = w_{0x}(y), \quad (12)$$

так и

$$A = \bar{A} \left[1 - \left(\frac{y}{R} \right)^2 \right] = A(y). \quad (13)$$

Учитывая это и усредняя за четверть периода энергию диссипации пульсирующего потока, получаем:

$$\begin{aligned} \frac{4}{T} \int_0^{T/4} A \cos \omega t dt &= \frac{4^{(\omega)} \pi^{(\omega)}}{2\pi} \int_0^{\pi/2\omega} A \cos \omega t dt = \frac{4^{(\omega)} A}{2\pi\omega} \int_0^{\pi/2\omega} \cos \omega t dt = \\ &= \frac{2}{\pi} A \sin \omega t \Big|_0^{\pi/2\omega} = \frac{2}{\pi} A \left(\sin \frac{\pi}{2} - 0 \right) = \frac{2}{\pi} A(y). \end{aligned} \quad (14)$$

Подставляя $\frac{2}{\pi} A(y)$ в выражение для диссипации энергии пульсирующего течения, получим:

$$E_{пульс} = \left(\frac{\partial w_{x0}}{\partial y} + \frac{2}{\pi} \frac{\partial A}{\partial y} \right)^2. \quad (15)$$

В случае равенства амплитуды пульсаций скорости ее средней скорости $w_{x0}(y) = A(y)$, имеем:

$$E_{пульс} = \left(\frac{\partial w_{x0}}{\partial y} \right)^2 \left(1 + \frac{2}{\pi} \right)^2, \quad (16)$$

т. е. величина диссипации энергии по сравнению со стационарным течением при пульсациях возрастает в

$$\frac{E_{пульс}}{E_{стац}} = \left(1 + \frac{2}{\pi} \right)^2 = 2,68 \text{ раза.} \quad (17)$$

Этот наш теоретический результат нашел полное экспериментальное подтверждение в работе Беспалько С. А. [32].

Теплота, выделяемая при диссипации энергии пульсационных течений, получается за счет перехода в тепло внутренних движений жидкости, пульсаций потока и возвратных течений, которые дают дополнительную диссипацию энергии, не потребляя дополнительной энергии извне.

Между прочим, методы режимной интенсификации теплообмена в случае использования их для производства тепла за счет диссипации механической энергии могут давать избыточную энергию.

Например, для получения дополнительной избыточной энергии при кавитации А. В. Корниенко [15] использовал разработанный мной метод интенсификации конвективного теплообмена вдувом воздуха или углекислого газа в поток жидкости [24, 25].

Гидравлические удары наряду с пульсациями увеличивают кинетическую энергию потока за счет работы сил упругости жидкости и газа, сжатого в воздушном колпаке силой гидроудара. Кроме того, при гидроударе выделяется и вторая часть уже тепловой избыточной энергии за счет диссипации энергии потока, заторможенного при гидроударе [4, 9].

Особенности конструкции энергогенератора И. М. Федоткина

В настоящее время ни в одной конструкции аналогов теплогенератора не предусматривается возврат затраченной на производство тепла вращательной энергии.

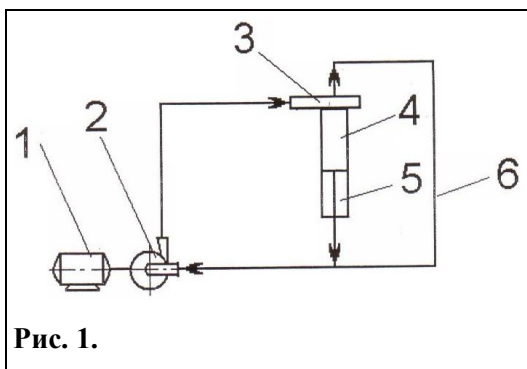


Рис. 1.

Типичным представителем вихревого теплогенератора может быть теплогенератор Ю. С. Потапова [5, 6, 11, 12, 13, 14, 19].

В теплогенераторе Ю. С. Потапова (рис. 1) электромотор 1 вращает насос 2, подающий воду под напором 1,5–4,5 атм. в улитку-завихритель 3, где вода приобретает вихревое движение и поступает в вихревую трубу 4. В нижней части вихревой трубы 4 вихревое движение воды останавливается тормозом-развихрителем 5. Из центральной части вихревой трубы более холодная вода отводится по рециркуляционному трубопроводу 6. Вода, циркулируя в замкнутом контуре, нагревается. Однако этот нагрев не используется для возврата затраченной на циркуляцию воды вращательной энергии электромотору и насосу.

Одной из версий разрабатываемого теплогенератора является теплогенератор по патентам [33, 34].

Одной из версий разрабатываемого теплогенератора является теплогенератор по патентам [33, 34].

В разрабатываемом теплогенераторе (рис. 2) используется много видов кавитации, с помощью которой вырабатывается избыточное тепло и выполняется принцип, согласно которому в одних и тех же узлах и в одно и то же время вырабатывается как тепловая, так и вращательная энергия, которая разгружает электромотор до полного его выключения. При этом теплогенератор в такие периоды может переходить в режим самовращения и **работать как энергогенератор**.

Работа теплогенератора (рис. 2) осуществляется следующим образом.

Электромотор 1 вращает полый вал 2 и закрепленный на нем конический ротор 3, который имеет на большем торце реактивные сопла 4. При течении жидкости под напором насоса 5 и центробежных сил в соплах 4 осуществляется **сопловая кавитация**, вследствие которой происходит одно-

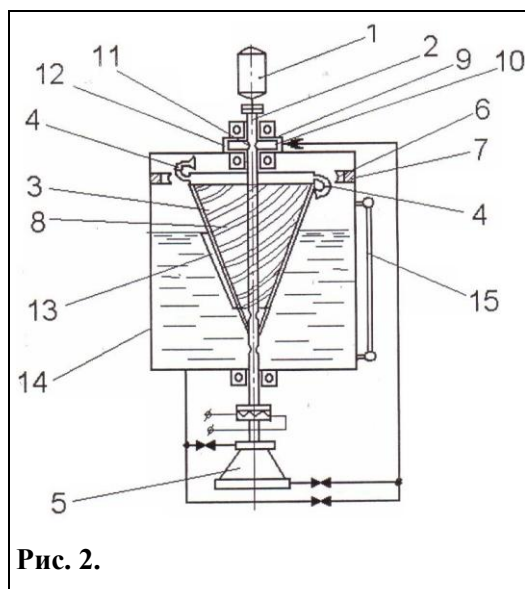


Рис. 2.

временно два действия: нагревание жидкости сопловой кавитацией и вращение ротора реакцией вытекающих из сопел струй.

Реактивные струи ударяются в зубья 6 статора 7, в результате чего возникает **ударно-струйная кавитация**. Ее следствием является также кавитационный нагрев жидкости и одновременно вращение ротора воздействием обратных реакций вытекающих из сопел струй.

Внутри ротора 3 рабочая жидкость осуществляет конусно-вихревое движение по канавкам 8, навитым на конической боковой поверхности ротора 3 по винтовой линии с постоянным шагом и переменным углом наклона к горизонту и с переменной глубиной канавки. Глубина канавки или площадь ее поперечного сечения уменьшаются по ходу потока жидкости пропорционально диаметру конического ротора.

В винтовых канавках 8 ротора 3 осуществляется **центробежная кавитация и гидравлическое трение жидкости о стенки канавок**. Следствием этого также является кавитационно-гидродинамический нагрев жидкости и одновременно возврат затраченной электромотором вращательной энергии.

Этот возврат энергии вращения происходит под действием следующих факторов:

- 1) силы гидродинамического трения (сопротивления), которая становится движущей силой при условии, что скорость течения жидкости в канавках будет превышать скорость вращения ротора;
- 2) разности крутящих моментов от движения жидкости в канавках на большом и малом торцах ротора. Этот фактор усиливается тем, что в сужающихся по ходу потока канавках скорость течения жидкости увеличивается, а течение жидкости ускоряется. Это может как способствовать вращению, так и препятствовать — в зависимости от направления вращения;
- 3) силы Кориолиса благодаря появлению радиальной составляющей скорости движения жидкости от увеличения диаметра ее траектории и наличию осевой скорости.

В различных вариантах сочетания факторов может быть также использовано:

- 4) насосное действие ротора как шнекового или винтового насоса;
- 5) реакции затопленных струй, вытекающих из выхода канавок в верхнюю цилиндрическую часть ротора;
- 6) обратные реакции этих же струй от их удара в перегородки в цилиндрической камере ротора.

Теплогенератору придается кавитационно-пульсационная приставка 9, в которой размещена крыльчатка 10, подающая жидкость через окно 11 в полый вал 2, а оттуда — в винтовые канавки 8.

Хвостовые поверхности крыльчатки 10 периодически перекрывают окна 12 входа в камеру кавитационно-пульсационной приставки 9, чем возбуждают гидроудары и гидродинамические пульсации. Между хвостовыми поверхностями крыльчаток и обечайкой с окнами 12 возникает **целевая кавитация**, а крыльчатка 10 через окна 11 возбуждает в полом вале 2 **вихревую кавитацию**, как в теплогенераторе Ю. С. Потапова.

В нижней части ротора 3 на его внешней поверхности вдоль образующих размещены кавитирующие пластины 13, погруженные в жидкость, заполняющую резервуар 14 до уровня, который фиксируется указателем уровня 15. Эти пластины 13 в жидкости вызывают гидродинамическую кавитацию.

В конечном счете, все перечисленные виды кавитации приводят к прогреву рабочей жидкости. А рабочая жидкость, в соответствии с техническим проектом и патентом, имеет наряду с высококипящим компонентом и низкокипящий, который вскипает в соплах 4, что и приводит к чрезвычайно большому ускорению струй и образованию сверхзвукового потока.

С этого момента можно ожидать, что теплогенератор перешел в самоходный режим и работает как энергогенератор.

Такого возврата вращательной энергии не имеет ни один из известных заявленных способов получения энергии и теплогенераторов, их реализующих.

Кроме кавитационного нагрева рабочей смеси, в энергогенераторе И. М. Федоткина осуществляется ряд гидродинамических процессов, дающих избыточную, прежде всего, враща-

тельную, а затем и тепловую энергию, за счет использования сил упругости, давления (подавление тракта), инерции, Кориолиса, реактивных струй с одновременным введением нестационарности — гидравлических пульсаций и гидроударов.

Созданию этого энергогенератора предшествовал целый ряд теоретических и экспериментальных исследований и разработок, представленных патентами и А. С. СССР [1–4, 7, 8, 10, 16–18, 20, 23–25, 28, 29].

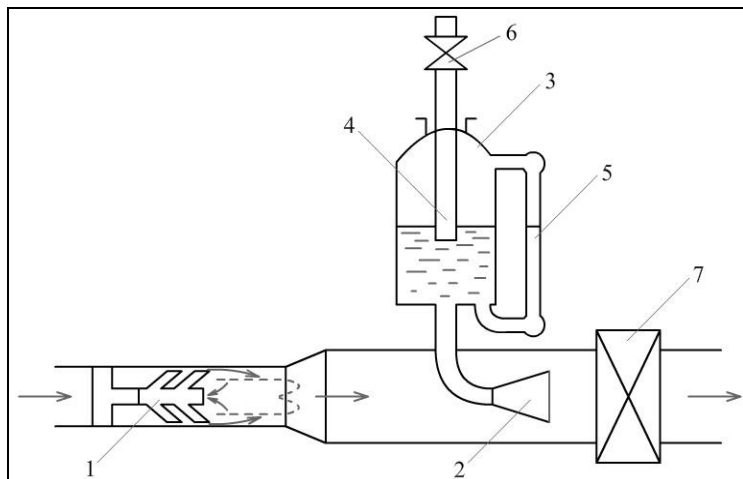


Рис. 3. Схема гидравлического тракта:

- 1 — кавитатор-калибратор, 2 — приемник гидроударов,
- 3 — воздушный колпак, 4 — регулятор уровня,
- 5 — указатель уровня, 6 — воздушный кран,
- 7 — прерыватель потока (пульсатор).

ного для энергосъема монодисперсного ансамбля 1, приемник гидроудара 2, выполненный также в виде кавитатора, воздушный колпак 3 с регулятором уровня 4, указателем уровня 5 и воздушным краном 6, и основное — прерыватель потока — пульсатор 7 (в энергогенераторе это крыльчатка).

В гидравлический тракт, питаемый от насоса, может быть также включена станция под-давления замкнутого тракта энергогенератора.

Избыточная энергия при гидроударах возникает в силу действия нескольких факторов, порождаемых гидроударами:

- 1) дополнительного сжатия воздушной среды в колпаке под действием скорости распространения упругих волн в среде за счет упругих сил (рис. 4);
- 2) кавитационный нагрев от схлопывания кавитационных пузырьков пропорционален давлению окружающей пузырек жидкости в первой степени, и импульсное многократное увеличение этого давления в результате гидроударов увеличивает производство тепловой энергии при кавитации, создавая дополнительную избыточную тепловую энергию;
- 3) диссипации механической энергии движения потока жидкости и перехода ее в тепловую в результате остановки потока при гидроударах;
- 4) дальше по тракту в кавитационных

В других версиях энергогенератора этого типа внесены дополнительные усовершенствования: многоступенчатый ротор, генерация гидроударов клапанами, установленными в верхней крышке ротора на каналах подачи жидкости в сопла, где скорость потока максимальна, и др.

В кавитационном теплогенераторе И. М. Федоткина [33, 34] используются гидроудары при перекрытии потока жидкости совместно с гидравлическими пульсациями и сжатием упругой воздушной подушки в воздушном колпаке.

Внешний гидравлический тракт (рис. 3) включает в себя: кавитатор-калибратор кавитационных пузырьков в виде оптималь-

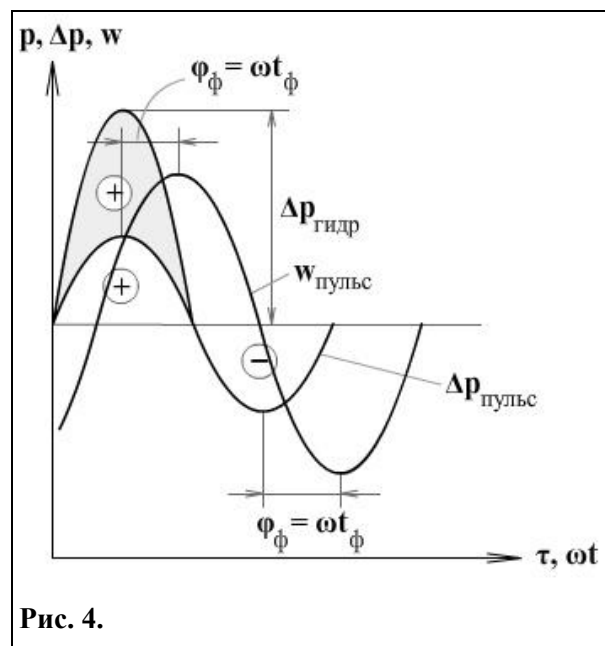


Рис. 4.

теплогенераторах И. М. Федоткина следуют области щелевой кавитации в зазоре между хвостами лопастей крыльчаток и корпусом, вихревой кавитации в расширенной части трубовала от вращения трубовала и вихревой скорости жидкости, направленных в разные стороны, зоны центробежно-пульсационной кавитации в винтовых канавках ротора, область сопел, реактивные силы вытекающих струй, увеличивающиеся под действием пульсаций и гидроударов, зона ударно-струйной кавитации при ударе реактивных струй о зубья зубчатого венца статора, силы Кориолиса в винтовых канавках, разность вращательных моментов на малом и большом торцах ротора, реактивные струи на выходе из винтовых канавок. И во всех этих зонах и областях гидравлические пульсации и гидроудары вызывают появление дополнительной избыточной тепловой и вращательной энергии.

Рассмотрим здесь только один фактор — появление избыточной дополнительной кинетической энергии потока при совместном действии пульсаций и гидроударов.

На рис. 4 выделена дополнительная область возрастания давления в тракте от действия гидроударов при пульсациях.

Это происходит следующим образом. При перекрытии потока прерывателем и пульсатором 7 происходит гидроудар, под действием которого сжимается воздух в воздушном колпаке. Величина дополнительно генерируемой гидроударом силы давления составит по известной формуле Н. Е. Жуковского при мгновенном перекрытии потока [1, 2, 4]:

$$\Delta p = \rho w_1 c, \quad (18)$$

где ρ — плотность среды, w_1 — скорость течения жидкости в трубопроводе (не более 10 м/с), c — скорость распространения упругих волн в жидкости (более 1 км/с, 1550 м/с). ρw_1 является количеством движения потока, c указывает на источник дополнительного избыточного давления — это **упругие силы среды** ($\Delta p \neq \frac{\gamma w^2}{2g}$, а $\Delta p = \rho c w$).

Как и силы инерции, силы давления, силы Кориолиса, силы гравитации, силы сверхзвукового сопла, электрические и магнитные силы, торсионные поля и спиновая поляризация, силы упругости — могут стать источником дополнительной избыточной энергии.

После сжатия воздуха до десятков и сотен атмосфер за счет гидроудара, прерыватель потока открывает канал, и под давлением сжатого воздуха в колпаке жидкая среда обретает скорость

$$w_2 = \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma} 2g}, \quad (19)$$

значительно превосходящую скорость течения жидкости w_1 в трубопроводе.

Возникает дополнительная кинетическая энергия в виде всплеска импульса продолжительностью τ :

$$p \cdot \tau = m w_2 - w_1, \quad (20)$$

где m — масса, τ — временная доля действия импульса давления за время T ($T = 1/f$ — период колебаний).

Дополнительная кинетическая энергия составит:

$$\Delta E = \frac{Q \tau \gamma}{2Tg} [w_2^2 - w_1^2], \quad (21)$$

где Q — расход, м³/с.

Гидроудары в энергогенераторе

По формуле И. М. Федоткина имеем увеличение давления в воздушном колпаке в результате гидроудара при перекрытии окон хвостами лопаток вертушки в кольцевой вставке в энергогенераторе [1, 2, 4]:

$$\Delta p = \rho c w \cdot e^{-aw\tau}. \quad (22)$$

Размер щели, перекрываемой хвостом лопасти вертушки $\delta = 20$ мм.

Угловая скорость вертушки:

$$\omega = 2\pi n = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2950}{60} = 308,7 \text{ с}^{-1}.$$

Время перекрытия будет:

$$\tau = \frac{\delta}{u} = \frac{\delta}{\omega R} = \frac{0,04}{308,7 \cdot 0,056} = 0,0023 \text{ с}. \quad (23)$$

$$R = \frac{112}{2} = 56 \text{ мм} = 0,056 \text{ м} \text{ — радиус кольцевой вставки и лопасти.}$$

Скорость потока в щели при $Q = 6,8 \text{ м}^3 / \text{ч}$:

$$w_1 = \frac{Q}{bh \cdot 3600} = \frac{6,8}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,03} = 3,15 \text{ м/с}. \quad (24)$$

Сила повышения давления от гидроудара:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{\gamma}{g} w c e^{-aw\tau} = \frac{1000}{9,81} \cdot 3,15 \cdot 1550 \cdot e^{-0,2 \cdot 3,15 \cdot 0,0023} = \\ &= 497706 \cdot e^{-0,0074} = \frac{497706}{e^{0,0074}} = \frac{497706}{1,074} = 494000 \text{ кг/м}^2. \end{aligned} \quad (25)$$

Здесь:

$$\begin{aligned} \Delta p_0 &= \rho c w = 497706 \text{ кг/м}^2 = 49,77 \text{ атм} \sim 50 \text{ атм}, \\ \Delta p &= \Delta p_0 \exp(-aw\tau) = 49,4 \text{ атм}. \end{aligned}$$

Скорость вытекания жидкости под действием сжатого в колпаке гидроударом воздуха будет:

$$w_2 = \varphi \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} = 0,9 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 494000}{1000}} = 0,9 \sqrt{\frac{19,62 \cdot 494}{1}} = 88,6 \text{ м/с}. \quad (26)$$

Дополнительная кинетическая энергия, возникающая от увеличения скорости потока сжатым гидроударом воздухом:

$$\Delta E = \frac{\tau \gamma Q}{2Tg} [w_2^2 - w_1^2]. \quad (27)$$

Период пульсации определяется из следующих данных: диаметр кольцевой втулки с окнами $D = 112 \text{ мм} = 0,112 \text{ м}$, число окон $z = 4$, число оборотов вертушки $n = \frac{2950}{60} = 49 \text{ с}^{-1}$.

Частота пульсаций:

$$f = nz = 4 \cdot 49 = 196 \text{ Гц}. \quad (28)$$

Период:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{1}{196} = 0,0051 \text{ с}.$$

$$w_2 = 88,6 \text{ м/с}, \quad w_1 = 3,15 \text{ м/с}.$$

Подставив численные значения в формулу (27), получим:

$$\Delta E = \frac{0,0023 \cdot 1000}{2 \cdot 0,0051 \cdot 9,81} [88,6^2 - 3,15^2] \frac{6,8}{3600} = 340,4 \frac{\text{кгм}}{\text{с}} = 3,34 \text{ кВт}. \quad (29)$$

Только за счет гидроударов вполне оправдывается пусковая мощность насоса $N = 3 \text{ кВт}$ при $Q = 6,8 \text{ м}^3 / \text{ч}$ и $H = 100 \text{ м}$. вод. ст., энергию гидроударов можно увеличивать до пределов, которые определяются прочностью конструкции. Для предохранения от разрушения насоса в энергогенераторе установлен обратный клапан на выходном патрубке насоса.

Теория гидроудара И. М. Федоткина

В работах [1–4, 31] выведены уравнения, позволяющие рассчитать амплитуду колебаний столба жидкости в трубопроводе с воздушным демпфером от действия гидроударов, и дана

методика расчета количества тепла, выделяемого непосредственно от действия гидроударов, показаны условия, при которых достигается наибольший эффект.

В отличие от известной формулы Н. Е. Жуковского (18), нами были установлены закономерности для величины повышения давления в зависимости от времени перекрытия трубопровода τ , были сформулированы соответствующие теоремы теории гидроударов.

Согласно полученной нами формуле:

$$\Delta p = \Delta p_0 \sum_n \sin(f_n \tau) e^{-aw\tau}, \quad (30)$$

где $\Delta p_0 = \rho_{cw}$ — повышение давления при мгновенном перекрытии задвижки по Н. Е. Жуковскому, $\sum_n \sin(f_n \tau) \approx 1/2$ по теореме Вестфаля (как периодическая функция), $a = \frac{\lambda |w|}{12\delta}$, $\delta = R = D/2$ — гидравлический радиус, a — линеаризующий коэффициент, $\lambda = 0,02 \div 0,035$, $\lambda = \lambda \operatorname{Re}, k/D$ — коэффициент гидравлического трения, функция числа Рейнольдса и относительной шероховатости.

Теорема 1: С увеличением скорости течения среды в трубопроводе сила гидравлического удара снижается при одном и том же времени закрытия задвижки пропорционально скорости течения среды в экспоненциальной зависимости и повышается прямо пропорционально скорости среды в линейной зависимости.

Теорема 2: При постоянной скорости среды давление от гидравлического удара экспоненциально уменьшается с увеличением времени перекрытия задвижки на трубопроводе.

Величина a при экспоненциальном множителе представляет собой:

$$2a = f'(w_0) = \frac{\lambda |w|}{4D} \Big|_{w_0} - \quad (31)$$

линеаризующий коэффициент.

Это выражение раскрывается в виде усреднения квадратичной зависимости сопротивления от скорости в формуле Дарси в интервале $|w_1 - w_0|$:

$$2a = \frac{\lambda}{12 \frac{R}{2}} \cdot \frac{w_1^2 + w_1 w_0 - 2w_0^2}{w_1 - w_0} \sim \frac{\lambda w_0^2}{12 \frac{R}{2}} \Big|_{w_0}. \quad (32)$$

Например, при $w_0 = 1,41 \text{ м/с}$, $\lambda = 0,03$, $D = 0,05 \text{ м}$, имеем для турбулентного потока:

$$\frac{\lambda w_0^2}{12 \frac{R}{2}} = \frac{0,03 \cdot 1,41^2}{12 \cdot 0,0125} = 0,4, \quad (33)$$

$$a = 0,2.$$

Таким образом, имеем:

$$\Delta p \sim \Delta p_0 = \rho_{cw}, \quad (34)$$

$$\Delta p \sim e^{-aw\tau} \Big|_{\tau = \tau_0}. \quad (35)$$

При пульсирующих течениях возникают пульсационные напоры от действия сил инерции. Вследствие затухания пульсаций давления вдоль трубопровода пульсационный напор в предыдущем сечении больше, чем в последующем [3, 24, 25].

Возникает движущий инерционный напор, компенсирующий потери давления от преодоления гидравлических сопротивлений. Силы инерции проявляют себя как движущие силы. Это еще один пример, подтверждающий двойную природу сил инерции, как внешних и как внутренних сил. Это же явление нашло свое подтверждение в инерциях — движущихся устройствах, не потребляющих энергии, описанных Г. И. Шиповым.

Сила инерции в этих случаях проявляется как движущая сила.

При возникновении пульсационных напоров перепады давления от гидравлических сопротивлений становятся отрицательными ($a < 0$).

Тогда оба сомножителя в (7) (и экспоненциальный $e^{aw\tau}$, и линейный ρ_{cw}) дают увеличение давления гидравлического удара, величина же времени закрытия задвижки τ не должна быть больше периода пульсаций $T = 1/f$.

Постоянная составляющая $\Delta p_0 = \rho_{cw}$ и переменная от τ $\Delta p_0 \cdot e^{-aw\tau}$ зависят от скорости потока w [4].

При $\Delta p = \Delta p_0 \cdot e^{-aw\tau}$ выигрыш в приросте давления гидроудара с увеличением w отсутствует при значении $w = w_{пред}$. С дальнейшим увеличением w постоянная (относительно τ) составляющая превышает переменную $\Delta p = \Delta p_0 \cdot e^{-aw\tau} = f(\tau)$.

В области (рис. 5) при $w < w_{пред}$ общий перепад Δp больше Δp_0 , идет снижение его величины с ростом w . Эта область невыгодна для использования гидроудара. В области $w > w_{пред}$ наблюдается непрерывный рост $\Delta p = \Delta p_0 \cdot e^{-aw\tau}$ за счет линейного роста $\Delta p_0 = \rho_{cw}$.

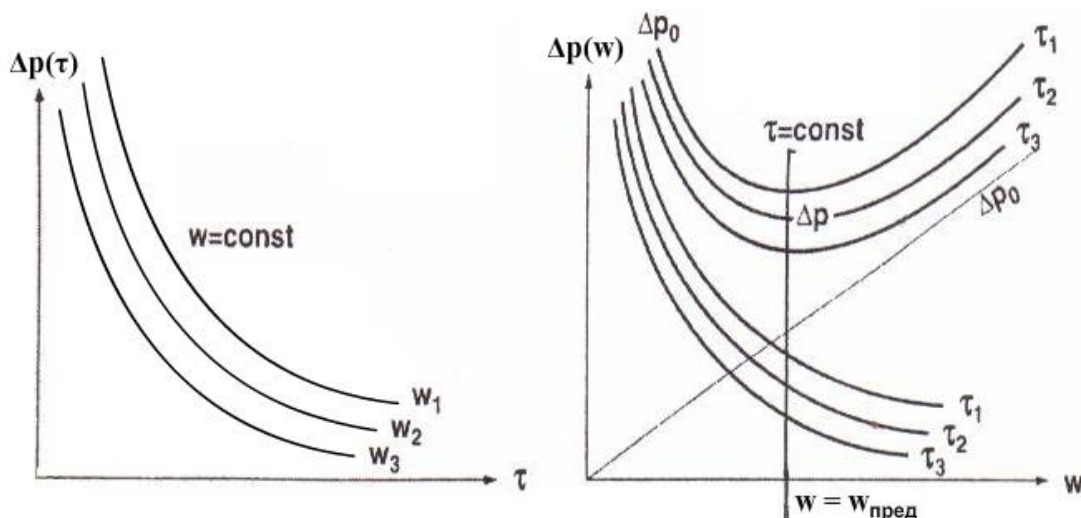


Рис. 5. Характер изменения превышения давления от гидроудара от времени закрытия задвижки при $w = const$ и от скорости жидкости в трубопроводе при $\tau = const$.

Представляет интерес вопрос, при какой скорости среды w при фиксированном времени закрытия задвижки τ сила гидроудара будет максимальной.

Условия конкуренции для оптимизации имеются: в одной области с ростом скорости среды Δp увеличивается, в другой — уменьшается.

Разложив экспоненту в ряд и ограничившись двумя первыми членами, получим:

$$\Delta p = \rho_{cw} (1 - aw\tau) = \rho_c w - aw^2\tau, \tag{36}$$

где $a = \frac{\lambda}{12\delta}$, $\delta = D/4$ — гидравлический радиус.

Условия максимума:

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial w} = \rho_c (1 - 2aw\tau) = 0, \tag{37}$$

откуда

$$w_{max} = \frac{1}{2a\tau} = \frac{12D}{4\lambda 2\tau} = \frac{3D}{2\lambda\tau}. \tag{38}$$

$$\frac{\partial^2 \Delta p}{\partial w^2} = -2a\tau < 0. \tag{39}$$

Имеем максимум.

Для $D = 0,05\text{м}$, $\lambda = 0,03$ получим:

$$w_{\max} = \frac{3 \cdot 0,05}{2 \cdot 0,03\tau} = \frac{2,5}{\tau} \quad (40)$$

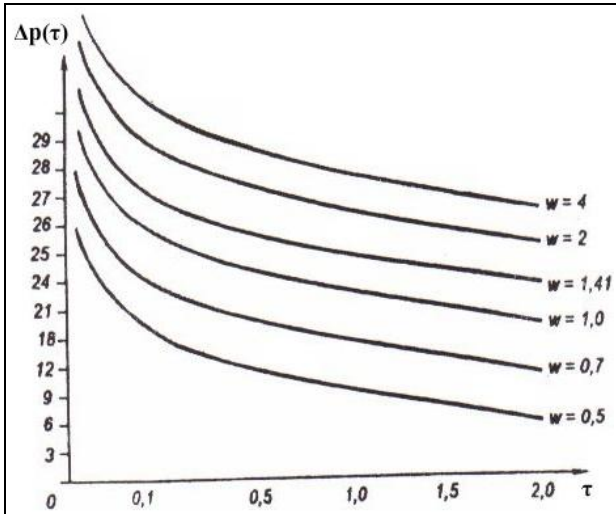


Рис. 6. Зависимость гидроудара от времени закрытия задвижки при различных скоростях среды [4].

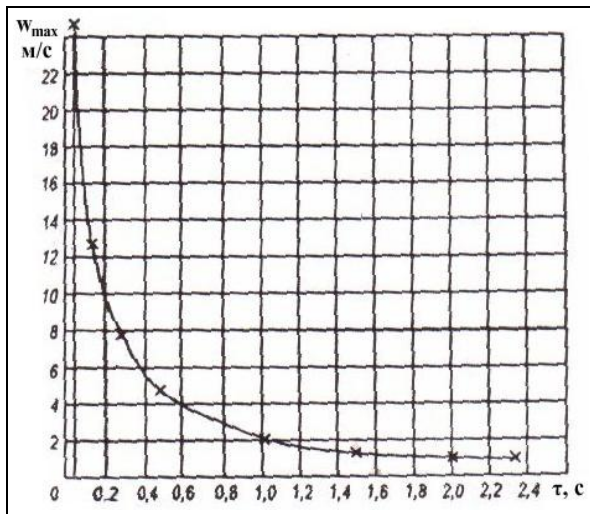


Рис. 7. Зависимость скорости потока w_{\max} от времени закрытия задвижки при достижении максимального гидроудара [4].

Как видим, существует гиперболическая зависимость скорости среды при максимуме гидроудара от времени закрытия задвижки (рис. 7).

$\tau, \text{ с}$	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
$w_{\max}, \text{ м/с}$	15	12,5	7,5	5,0	2,5	1,67	1,25	1,0

Из приведенных данных следует, что при $w_{\max} \tau = 2,5$ имеем:

$$\frac{4\lambda}{12D} w_{\max} \tau = 0,2 w_{\max} \tau = 0,5 = \text{const}, \text{ а}$$

$$\Delta p_{\max} = \rho c w_{\max} (1 - 0,2 w_{\max} \tau) = 0,5 \rho c w_{\max}. \quad (41)$$

При выборе максимальной скорости в соответствии с приведенной выше методикой, можно иметь при любом времени закрытия задвижки повышение давления от гидроудара около половины постоянной части $\Delta p = 0,5 \rho c w_{\max}$.

Теорема 3: Скорость потока w , при которой достигается максимальная сила гидроудара, прямо пропорциональна диаметру трубопровода и обратно пропорциональна коэффициенту гидравлического сопротивления и времени перекрытия трубопровода.

$$w = \frac{3 D}{2 \lambda \tau} \text{ при } \Delta p = \Delta p_{\max}.$$

Теперь, если w_{\max} увеличить на 20%, то первый множитель в (36) также возрастает в 1,2 раза, а второй $(1 - 0,2 w_{\max} \tau)$ изменится на $(1 - 0,2 \cdot 25 \cdot 1,2) = 0,4$, т. е. общее будет $1,2 \cdot 0,4 = 0,48$ вместо 0,5 при $w = w_{\max}$.

Если же произойдет снижение w_{\max} на 20%, то соответственно первый множитель будет 0,8, а второй $1 - 0,5 \cdot 0,8 = 0,6$, и в результате $0,8 \cdot 0,6 = 0,48$ вместо 0,5 и т. д.

При 130% будем иметь 1,3, и $(1 - 0,5 \cdot 1,3) = 0,35$, $1,3 \cdot 0,35 = 0,455$.

При 70% w_{\max} $(1 - 0,5 \cdot 0,7) = 0,65$, $0,65 \cdot 0,7 = 0,455$.

При $\pm 40\%$ будет 1,4, и $(1 - 0,5 \cdot 1,4) = 0,3$, $1,4 \cdot 0,3 = 0,42$; и $(1 - 0,5 \cdot 0,6) = 0,7$, $0,6 \cdot 0,7 = 0,42$ (рис. 8).

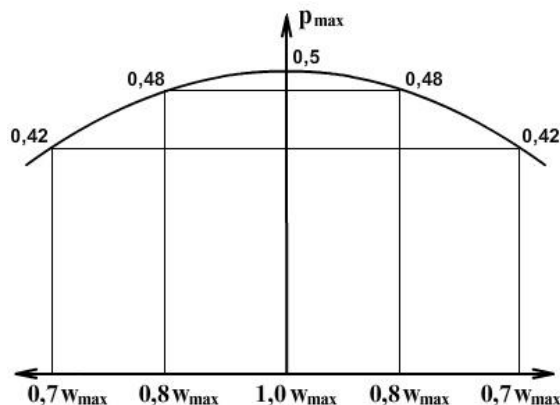


Рис. 8. Характер изменения ΔP_{\max} при изменении скорости потока [4].

Сила Кориолиса

Интересно отметить, что такую же структуру по формуле, как и избыточная энергия, выделяемая при пульсациях с гидроударами, имеет и избыточная энергия от сил Кориолиса.

Сила Кориолиса определяется выражением для осевой и радиальной составляющих скорости:

$$P_K^{oc} = 2^{\omega} V_{oc} m, \quad P_K^{rad} = 2^{\omega} V_{rad} m, \quad (42)$$

$$P_K = P_K^{oc} + P_K^{rad}, \quad (43)$$

где $\omega = 2\pi n$ — угловая скорость вращения, n — об/с, V_{oc} и V_{rad} — осевая и радиальная составляющие скорости потока жидкости, например, в винтовых канавках конического ротора энергогенератора, m — масса жидкости на данном участке канавки.

Здесь mV_{oc} — количество движения жидкости, а ω — угловая переносная скорость, определяющая возникающие дополнительные силы инерции.

Сила Кориолиса в коническом роторе энергогенератора с винтовыми канавками, по которым движется жидкость, имеет две составляющие — радиальную и осевую.

Вектор же абсолютной скорости жидкости в канавке ротора разлагается в виде параллелограмма на три составляющие — радиальную V_{rad} , осевую V_{oc} и окружную $V_{окр}$ (рис. 9):

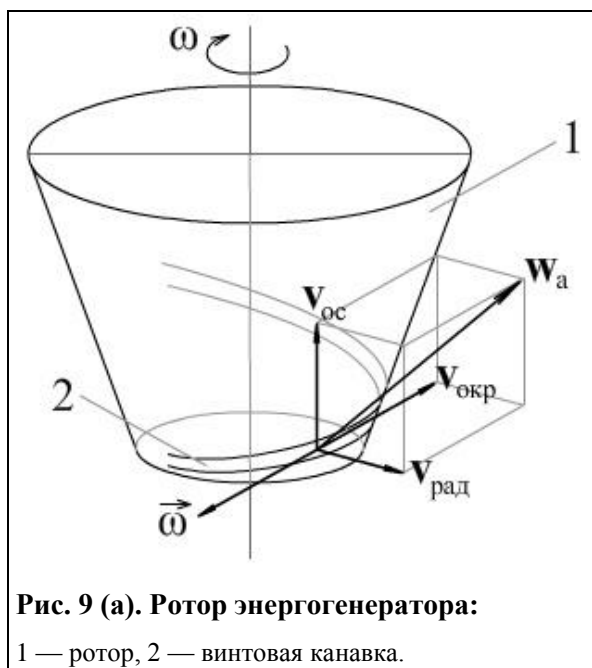


Рис. 9 (а). Ротор энергогенератора:
1 — ротор, 2 — винтовая канавка.

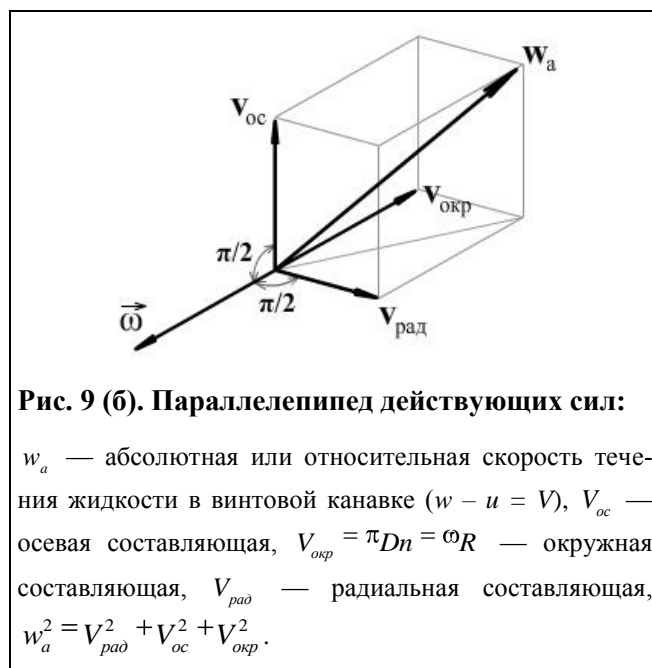


Рис. 9 (б). Параллелепипед действующих сил:

w_a — абсолютная или относительная скорость течения жидкости в винтовой канавке ($w - u = V$), V_{oc} — осевая составляющая, $V_{окр} = \pi D n = \omega R$ — окружная составляющая, $V_{рад}$ — радиальная составляющая, $w_a^2 = V_{рад}^2 + V_{ос}^2 + V_{окр}^2$.

$$w_a^2 = V_{pa\partial}^2 + V_{oc}^2 + V_{окр}^2. \quad (44)$$

По правилу Жуковского Н. Е. ускорение Кориолиса определяется следующим образом: через движущуюся точку проводится плоскость, перпендикулярная угловой скорости ω подвижной системы координат (в нашем случае — перпендикулярно вектору угловой скорости вращения ротора), и на эту плоскость проектируется вектор относительной скорости движения точки (относительной скорости движения жидкости в канавке относительно вращающегося ротора $V_{отн} = w - u$), далее проекция удваивается, умножается на модуль угловой скорости ω и поворачивается на прямой угол в сторону вращения подвижной системы в направлении угловой скорости ω .

Если разложить вектор относительной скорости на три составляющих — радиальную, осевую и окружную (рис. 9), то окружная — окажется противоположна угловой скорости ω и будет проектироваться в точку. Останутся две составляющие: радиальная и осевая, и после разворота на прямой угол в направлении вращения они полностью накладываются на вектор угловой скорости ω вращения ротора. Таким образом, сила Кориолиса является движущей силой вращения ротора и состоит из двух составляющих — радиальной и окружной.

Кориолисово ускорение в векторной форме представляется выражением:

$$a_{Кор} = 2\omega \times V_{отн}, \quad (45)$$

а его модуль определяется величиной:

$$|a_{Кор}| = 2\omega V_{отн} \sin \omega \wedge V_{отн}. \quad (46)$$

Угол между ω и $V_{отн}$ равен $\pi/2$, и $\sin \frac{\pi}{2} = 1$. Именно этот угол между ω и $V_{отн}$ дает право считать силы Кориолиса — и осевую, и радиальную — движущими силами, способствующими вращению ротора.

Гидравлические пульсации увеличивают эти силы.

Источником вращательной энергии от действия сил Кориолиса является, естественно, напор, создаваемый насосом, но мощность, развиваемая силами Кориолиса, в несколько раз превышает мощность, затраченную насосом. Источником этой дополнительной энергии являются силы инерции переносного движения, частично генерируемые электромотором того же насоса.

Выигрыш возникает здесь следующий: затрачивается энергия на вращение ротора, происходит гидродинамический от сил трения и кавитационный нагрев жидкости, и одновременно возвращается вращательная энергия силами Кориолиса и реактивными струями в роторе.

Осевые скорости V_{oc} на входе и на выходе из канавки будут изменяться по следующему закону. Из уравнения неразрывности следует:

$$Q = S_1 w_1 \cos \varphi_1 = S_2 w_2 \cos \varphi_2, \quad (47)$$

где Q — расход жидкости в канавке, S — площадь поперечного сечения канавки, w — скорость течения жидкости в ней (абсолютная либо относительная $V = w - u$, $u = \pi D n$).

Из уравнения неразрывности потока следует отношение площадей сечения канавки на входе и на выходе [33, 34]:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{w_2 \cos \varphi_2}{w_1 \cos \varphi_1}. \quad (48)$$

Из теории оптимизации [69, 70] съем максимальной энергии будет при:

$$\frac{\partial N}{\partial u} = 0 \text{ и } \frac{\partial^2 N}{\partial u^2} < 0, \quad (49)$$

где

$$N = \frac{Q(w \cos \varphi - u)u}{\gamma \cdot 3600 \cdot 102} \quad (50)$$

мощность от реактивных потоков.

$$\frac{\partial N}{\partial u} = \frac{Q}{\gamma \cdot 3600 \cdot 102} \cdot \frac{\partial}{\partial u} (wu \cos \varphi - u^2) = 0, \quad (51)$$

откуда

$$\begin{aligned} w \cos \varphi - 2u &= 0, \\ w \cos \varphi &= 2u, \end{aligned} \quad (52)$$

т. е. максимум съема энергии будет при условии, когда абсолютная скорость течения жидкости в канавке будет в 2 раза превышать окружную скорость вращения ротора.

Подставив $w = 2u$ в уравнение соотношения площадей, получим [33, 34]:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{2u_2 \cos \varphi_2}{2u_1 \cos \varphi_1}. \quad (53)$$

Канавки нарезаются по формуле:

$$tg \varphi = \frac{h}{\pi D},$$

где h — постоянный шаг винтовой линии, φ — угол наклона канавок к горизонту.

При $\varphi_1 = \varphi_2$:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{\pi n D_2}{\pi n D_1} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (54)$$

Если $D_2 = 3D_1$, то и $S_1 = 3S_2$.

При $\varphi_1 \neq \varphi_2$ имеем:

$$\sin \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \varphi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{h^2}{\pi^2 D^2}}}. \quad (55)$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{u_2 \sin \varphi_2}{u_1 \sin \varphi_1} = \frac{D_2}{D_1} \frac{\sqrt{h^2 + \pi^2 D_1^2}}{\sqrt{h^2 + \pi^2 D_2^2}} \frac{D_2}{D_1}. \quad (56)$$

Например, при $D_1 = 57 \text{ мм}$, $D_2 = 171 \text{ мм}$, $h = 91 \text{ мм}$:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{171}{57} = 3,$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \frac{\sqrt{h^2 + \pi^2 D_1^2}}{\sqrt{h^2 + \pi^2 D_2^2}} = \left(\frac{171}{57} \right)^2 \frac{\sqrt{90^2 + 3,14^2 \cdot 57^2}}{\sqrt{90^2 + 3,14^2 \cdot 171^2}} = 3,3. \quad (57)$$

Рассмотрим более детально вскипание легкокипящей компоненты в соплах.

Рабочая смесь в энергогенераторе состоит из 90% масла и 10% воды. Масло закипает при температуре 400°C, а вода — при 100°C (при атмосферном давлении). Рабочая температура смеси поддерживается не ниже 150°C.

Поэтому при падении давления в соплах до атмосферного и ниже (в сверхзвуковом сопле) вода будет вскипать.

Из теплового баланса [1, 2]:

$$G_{ж} C t_{ж1} = G_{ж} - G_n C t_{ж2} - G_n r, \quad (58)$$

откуда:

$$G_n = G_{ж} C \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{r - C t_{ж2}} = G_{ж} C \frac{\Delta t}{r - C t_{ж2}}. \quad (59)$$

При расходе смеси $Q = 8 \text{ м}^3/\text{час}$ воды будет 10%, 800 кг/час, давление вскипания $p = \frac{6+1}{2} = 3,5 \text{ атм}$, и перегрев воды $\Delta t = 150 - 100 = 50^\circ \text{C}$.

При $p = 3,5 \text{ атм}$ $r = 509 \text{ ккал/кг}$, $t_{ж2} = 100^\circ \text{C}$, $\Delta t = 50^\circ \text{C}$.

Образуется количество пара от вскипания 10% воды:

$$G_n = 800 \cdot \frac{50}{509 - 1 \cdot 100} = 97,8 \text{ кг/час.} \quad (60)$$

При вскипании 1% воды получаем пара:

$$G_n = 9,78 \text{ кг/час.} \quad (61)$$

Объем пара при $p = 3,5 \text{ атм.}$:

$$v'' = \frac{1}{\gamma''} = \frac{1}{2,3} = 0,43 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (62)$$

Увеличение объема потока на 1 кг смеси:

$$\Delta v = (1 - \alpha)v' + \alpha v'', \quad (63)$$

где $\alpha = 0,01$ для вскипания 1% воды.

$$\Delta v = 0,99 \cdot \frac{1}{1000} + 0,01 \cdot 0,43 = 0,0052 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (64)$$

В долях ускорения потока по сравнению с некипящей смесью (водой):

$$\frac{0,0052}{0,99 \cdot 10^{-3}} = 5,23 \text{ раза.} \quad (65)$$

Скорость истечения в сопле при $p = 6 \text{ атм.}$ и окружной скорости

$$u = \pi D n = 3,14 \cdot 0,15 \cdot \frac{2950}{60} = 23,2 \text{ м/с}, \quad (66)$$

$$w = \sqrt{2gH + u^2} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 60 + 23,2^2} = 41,4 \text{ м/с.} \quad (67)$$

После ускорения потока в 5,23 раза паром вскипания скорость истечения из сопла w будет:

$$w = 41,4 \cdot 5,23 = 217,4 \text{ м/с.} \quad (68)$$

Мощность на соплах при расходе насоса $Q = 8 \text{ м}^3/\text{час}$:

$$N_{\text{con}} = \frac{\gamma Q (w - u) u}{g \cdot 3600 \cdot 102} = \frac{1000 \cdot 8 \cdot (217,4 - 23,2) \cdot 23,2}{9,81 \cdot 3600 \cdot 102} = 10 \text{ кВт.} \quad (69)$$

При мощности на насосе:

$$N_{\text{нас}} = \frac{QH\gamma}{3600 \cdot 102 \cdot \eta} = \frac{8 \cdot 100 \cdot 1000}{3600 \cdot 102 \cdot 0,62} = 3,5 \text{ кВт.} \quad (70)$$

Энергия от теплового гистерезиса при фазовых переходах испарение-конденсация

Если давление, при котором будет происходить вскипание низкокипящего компонента в соплах, $p_1 = 5 \text{ атм}$, а конденсация образовавшегося пара будет происходить при $p_2 = 1 \text{ атм}$, то разность теплот испарения и конденсации составит [1]:

$$\Delta r = r_2(p_2) - r_1(p_1) = 540 - 500 = 40 \text{ ккал/кг.} \quad (71)$$

В соплах может испаряться до 20% от общего количества низкокипящей компоненты. При ее содержании 10% в рабочей жидкости это составит

$$\frac{20}{100} \cdot \frac{10}{100} = 2\%, \quad (72)$$

т. е. 0,02 от общего количества рабочей жидкости:

$$G = 0,02 \cdot 8000 = 160 \text{ кг/час.} \quad (73)$$

Количество дополнительного тепла будет:

$$Q = G \Delta r = 160 \cdot 40 = 6400 \text{ ккал/час}, \quad (74)$$

что дает дополнительную тепловую мощность:

$$N = \frac{Q}{860} = \frac{6400}{860} = 7,4 \text{ кВт.} \quad (75)$$

Механизм центробежной кавитации в винтовых канавках ротора

Даже на входе в винтовые канавки ротора при наименьшем диаметре развивается доста-

точная центробежная сила для возникновения центробежной кавитации.

Имеем: диаметр $D = 50$ мм = 0,05 м, радиус $R = 0,025$ м, угловая скорость вращения ротора при $n = 2950$ об/мин:

$$\omega = 2\pi n = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2950}{60} = 308,77 \text{ с}^{-1}. \quad (76)$$

Окружная скорость ротора:

$$u = \omega R = 308,77 \cdot 0,025 = 7,72 \text{ м/с}. \quad (77)$$

Развиваемая центробежная сила на самом малом диаметре ротора:

$$P_u = \frac{\gamma u^2}{g R} = \frac{1000 \cdot 7,72^2}{9,81 \cdot 0,025} = 243071 \text{ кг/м}^2 = 24,3 \text{ атм}. \quad (78)$$

Кавитационная прочность воды комнатной температуры на разрыв:

$$\sigma_k = 0,35 \text{ Ма} = 3,5 \text{ атм}.$$

Таким образом, развиваемой центробежной силы вполне достаточно для разрыва жидкости при кавитации.

А далее механизм образования калиброванных, оптимальных для максимального энергосъема, кавитационных пузырьков будет аналогичен тому, который описан Л. П. Фоминским в генераторе Григгса, серийно выпускаемым в США [5, 6].

Для наибольшего приближения к механизму Григгса необходимо, чтобы сечение канавки на входе было глубиной $h = 1,2 b$, равной 1,2 ширины канавки, как в гнездах сверлений на периферии барабана в теплогенераторе Григгса.

По периферийному слою сечения канавки течение жидкости происходит непрерывно, как в зазоре между барабаном ротора и корпусом статора в аппарате Григгса. Далее во входном сечении канавки генерируются гидравлические пульсации давления потока, что вносит периодичность в отрывы жидкости от дна канавки, и жидкость с частотой пульсаций отрывается в виде пузырьков от дна канавки. К пульсациям добавляются еще и гидроудары.

Выводы:

1. В энергогенераторе И. М. Федоткина используется много видов кавитации (по классификации и матмоделям [1, 2, 4, 7, 8, 29]):

- щелевая кавитация в щели между хвостами лопастей крыльчатки кавитационно-пульсационной приставки;
- пульсационно-центробежная кавитация на входе в винтовые канавки и вдоль них;
- вихревая кавитация во вращающемся трубовале при вихревом нагнетании жидкости крыльчаткой в противоположном вращению трубовала направлению;
- струйная кавитация в соплах и на выходе из канавок ротора;
- ударно-струйная кавитация при ударе реактивной струи о зубья зубчатого венца;
- гидродинамическая кавитация пластинами мешалки, закрепленной на погруженной в жидкость части ротора;
- принудительная паровая на входе в насос и в самом насосе за счет всасывания пара из парового пространства резервуара через кавитатор-калибратор.

2. Кавитация способна нагревать жидкость сверх диссипативного нагрева от гидравлического трения, как это следует из нагрева ультразвуковой кавитацией неподвижной жидкости.

3. Кроме кавитационного нагрева, избыточная тепловая и вращательная энергия производится в энергогенераторе за счет привлечения внутренней энергии рабочего тела в виде сил упругости, сил давления, сил инерции, сил Кориолиса и др. с использованием гидроударов и гидравлических пульсаций, которые генерируются во внешнем контуре перекрытием окон в кольцевой вставке хвостами лопастей крыльчатки, вращающейся вместе с трубовалом, и перекрытием каналов, соединяющих кольцевую камеру с соплами.

4. Гидроудары и гидравлические пульсации существенно (в 2,86 раза) увеличивают производство избыточной энергии от диссипации механической энергии гидравлического потока. Пульсации и гидроудары создают дополнительную нестационарную гидродинамическую силу в реактивных струях, вытекающих из сопел, и в затопленных струях, вытекающих из вы-

ходов из винтовых канавок в кольцевую камеру.

5. Использование двухкомпонентного рабочего тела, у которого один из компонентов закипает при низкой температуре, а другой — при высокой, дает возможность высококипящему компоненту кавитировать, а низкокипящему — вскипать в соплах. Вскипание в соплах во много раз увеличивает скорость истечения паро-жидкостной смеси и реактивную силу вытекающих из сопел струй.

6. В энергогенераторе, в отличие от всех запатентованных и выпускаемых, осуществлен принцип возврата вращательной энергии. В каждом узле энергогенератора, наряду с избыточной тепловой энергией, вырабатывается вращательная энергия.

7. Используется также тепловой гистерезис за счет разности теплот испарения при высоком давлении и конденсации — при низком.

8. Осуществлен также принцип поддавливания тракта путем подачи сжатого воздуха в паровое пространство резервуара. Количество избыточной тепловой энергии, возникающей от кавитационного нагрева, прямо пропорционально давлению окружающей среды в I-ой степени, и с увеличением давления от поддавливания увеличивается и количество вырабатываемого при кавитации тепла. Поддавливание же насоса осуществляется на входе и на выходе в равной степени и на расход энергии насосом не оказывает влияние, так как энергия насоса, его напор затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений тракта, а они не изменяются.

Л и т е р а т у р а :

1. Федоткин И. М., Гулый И. С. Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. Ч. I. — К.: «Полиграфкнига», 1997. — 840 с.
2. Федоткин И. М., Гулый И. С. Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. Ч. II. — К.: АО «ОКА», 2000. — 898 с.
3. Ткаченко А. Н., Федоткин И. М., Тарасов В. А. Производство избыточной энергии. — К.: «Техніка», 2002. — 332 с.
4. Федоткин И. М., Боровский В. В. Избыточная энергия и физический вакуум. — Винница, 2004. — 352 с.
5. Фоминский Л. П. Роторные генераторы дарового тепла. — Черкассы: «ОКО-Плюс», 2003. — 344 с.
6. Фоминский Л. П. Сверхдинамичные теплогенераторы против римского клуба. — Черкассы: «ОКО-Плюс», 2003. — 420 с.
7. Федоткин И. М. и др. Математическое моделирование технологических процессов. Гидродинамические процессы. — К.: «Техніка», 2004. — 312 с.
8. Федоткин И. М., Шаповалюк Н. И. Процессы и аппараты спиртовой промышленности. — К.: «Химджест», 1999. — 488 с.
9. Федоткин И. М. Математическое моделирование технологических процессов. — К.: «Вища школа», 1988. — 416 с.
10. Федоткин И. М. Физико-математические основы интенсификации процессов и аппаратов пищевой и химической технологии. — Кишинев: Штиинца, 1987. — 264 с.
11. Патент РФ UA 2162571 «Устройство для нагрева жидкости» / Потапов Ю. С., Сапогин Л. Г., Толмачев Г. Ф. / Оpubл. Бюлл. №3, 27.01.2001.
12. Международная заявка PCT/SU87/00001(WO88/05497), кл. FU2M 33/00, B01F 5/00, 5/08, дата международной публикации 28.07.88.
13. Пат. України №23529, кл. B06B/20, публ. 02.06.98.
14. Пат. України №22095, кл. F22B3/06, публ. 30.04.98.
15. Патент України UA 66334 A, кл. 7 F2413/00, F24D3/00, «Спосіб одержання тепла для опалення будинків і споруд та кавітаційний генератор безперервної дії» / Корнієнко А. В. — бюл. №4, 15.04.2004.
16. Федоткин И. М., Гулый И. С. Кавитационные энергетические установки. — К.: «Арктур-А», 1998. — 134 с.
17. Федоткин И. М., Гулый И. С., Шаповалюк Н. И. Использование кавитации в промышленности. — К.: «Арктур-А», 1998. — 134 с.
18. Ткаченко А. Н., Федоткин И. М., Тарасов В. А. Кавитационная техника и технологии. — К.: «Техніка», 2001. — 462 с.
19. Патент РФ RU 2054604 C1 6FJ24: 3/00, G21 B 1/00: «Способ получения энергии», Оpubл. 20.02.96., Бюлл. №5.
20. Федоткин И. М., Гулый И. С. Математическое моделирование, теория технологических процессов и их интенсификация. — К.: «Арктур-А», 1999. — 416 с.

21. Френкель Я. И. // ЖФХ, 1940, 14, 2, 305.
22. Френкель Я. И. «Astaphis» // Chem. USSR. — 1940. 12, 17.
23. Федоткин И. М. Интенсификация технологических процессов. — К.: «Вища школа», 1979. — 347 с.
24. Федоткин И. М., Фирисюк В. Р. Интенсификация теплообмена в аппаратах химических производств. — К.: «Техніка», 1971. — 214 с.
25. Федоткин И. М., Липсман В. С. Интенсификация теплообмена в аппаратах пищевых производств. — М.: «Пищевая промышленность», 1972. — 240 с.
26. Федоткин И. М. Исследованные процессы и установленные эффекты. Т. 1. — К.: «Химджест», 2000. — 292 с.
27. Федоткин И. М., Ткаченко С. И. Теплогидродинамические процессы в выпарных аппаратах. — К.: «Техника», 1975. — 212 с.
28. Федоткин И. М., Кравченко В. А., Саввич В. А. Оптимизация выпарного оборудования. — К.: «Техніка», 1985. — 152 с.
29. Федоткин И. М. На пути к познанию непроявленного мира. — К.: «Техника», 2005. — 354 с.
30. А. С. СССР 346568 «Устройство для генерации пульсаций», Федоткин И. М., Липсман И. В., Костинский В. И. / 1972 г., №23.
31. Федоткин И. М., Боровский В. В. Математическое моделирование технологических процессов методом аналогизации. — Винница, 2002. — 376 с.
32. Беспалько С. А. Исследование диссипативного нагрева в замкнутом контуре теплогенератора. Автореферат кандидатской диссертации. — К.: НТУУ «КПИ», 2009.
33. Патент Украины на полезную модель № и 38971, «Энергогенератор И. М. Федоткина».
34. Патент Украины на полезную модель № и 31861 от 25.04.2008. «Кавитационный теплогенератор» // И. М. Федоткин, Н. Г. Федоткина-Гинсгеймер.
35. Семинская Н. В. «Удосконалення гідроструминних технологій з врахуванням особливостей формування струменів високого тиску. Автореферат кандидатської дисертації. — К.: НТУУ «КПИ», 2008.

Статья поступила в редакцию 05.03.2010 г.

Fedotkin I. M.

**Processes in I. M. Fedotkin's power generator,
manufacturing superfluous gyral and thermal energy**

It is described the heat-generator by I. M. Fedotkin (Ukrainian useful model patent № 31861 of 25.04.2008 / I. M. Fedotkin) in which many kinds of cavitation are used, with the help of which excess heat is generated and such principle is performed according to which both heat and rotational energies are produced which unload electromotor till its complete cutoff. During such periods heat-generator can change to the regime of autorotation and work as energy-generator. In the final analysis all kinds of cavitation listed above lead to overheating of working liquid.

Key word: cavitation, energy, hydromechanics, information, cavitation heating.