



Serge Rakarskiy

СВОЁ ЭЛЕКТРИЧЕСТВО

ТАЙНА НАПОРА ВОДЫ

или

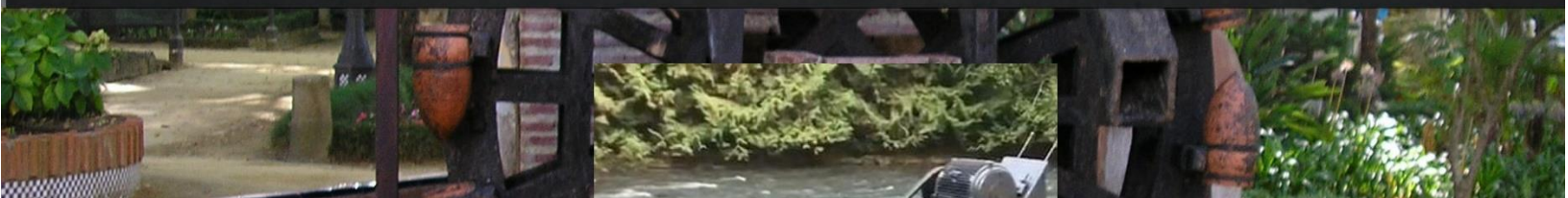
МИНИ-ГЭС В ВЕДРЕ

ПАРАДОКС ГИДРОДИНАМИКИ

"МЕЛЬНИЦА"

АВТОНОМНАЯ САМОХОДНАЯ ГЭС

The Project "SOURCE"





"Если вы хотите сегодня, получить в свои руки, генератор свободной энергии, вам придется сделать его самостоятельно!" Peter A. Lindematt, D.Sc. (США)

ВСТУПЛЕНИЕ

Доброго времени мой читатель! Недавно я опубликовал материал о системе установки с водяным колесом с замкнутым циклом. Я предложил идею нереального само перетекающего водопада. Сразу хочу сказать, это не реально без приводного момента подачи воды на верхний уровень.

Почему колесо и почему сила воды? Первое колесо, это в первую очередь рычаг. Основой МОМЕНТА СИЛЫ в механике является правило рычага, которое является основной составляющей в формировании крутящего (вращательного) момента при вращении. Практически все процессы, механического генерирования электроэнергии, имеют в основе вращение.

Момент силы - это векторная физическая величина, которая связана с вращением и используется исключительно как одна из характеристик вращательного движения.

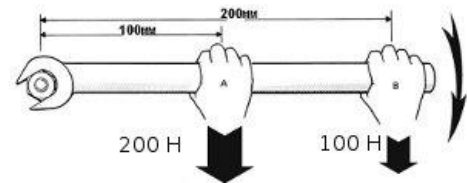
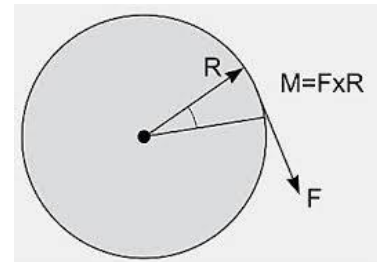
Скалярное значение момента определяется как произведение силы на плечо (радиус) вращения. Величина радиуса вращения равна расстоянию от центра вращения до точки приложения силы.

$M = F \cdot R$, где F - сила, а R - радиус (плечо) вращения

В Международной системе единиц СИ расстояние измеряется в метрах (м), а сила - в Ньютонах (Н), поэтому размерность момента - Ньютоно-метр (Н*м).

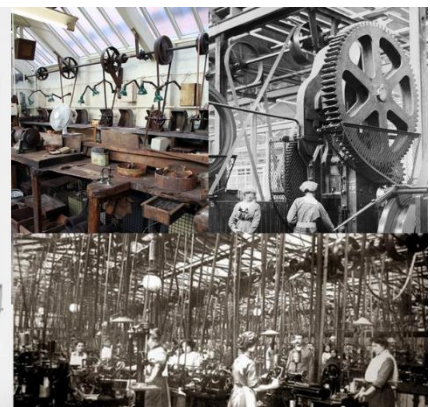
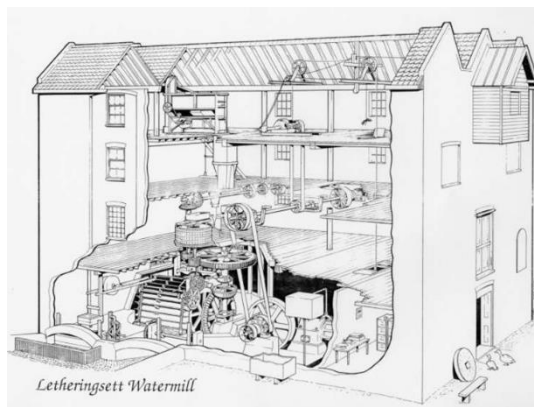
Сила есть - ума не надо?

И еще немного о самом простом. Вернемся к тому же банальному закручиванию гайки. Чтобы быть закрученной, гайке нужно получить крутящий момент определенной величины. Причем независимо от прилагаемого для этого усилия. На схеме - длина рукоятки ключа 200 мм или 0,2 м. Чтобы закрутить гайку, взявшись за конец ключа, нужно передать ей крутящий момент, равный $100 \text{ Н} \cdot 0,2 \text{ м} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Но взявшись закручивать гайку посередине рукоятки используя половинное плечо в 100 мм, мы ей должны дать те же $20 \text{ Н} \cdot \text{м}$, но при этом приложить вдвое больше силы: $200 \text{ Н} \cdot 0,1 \text{ м} = 0,2 \text{ м}$



Именно поэтому на практике, для того, чтобы потратить меньше силы для получения одинакового результата, нужно использовать больший размер плеча. Будь это закручивание гайки или переворачивание тяжелого камня. Потому что момент - это физическая величина, характеризующая вращательное движение. Грубо говоря, момент - это и есть само вращение. А состоит вращение из двух компонентов: силы и плеча. Причем этим плечом может быть, как длина рукоятки гаечного ключа, так и радиус турбинного колеса.

До создания электромоторов, паровых турбин и т.д. **основной внешней приводной силой**, преобразующих силу напора воды рек, для получения вращательного движения, являлись **приводные водяные колеса**. Пре-





дприятия строились там, где можно было получить достаточное постоянное вращательное движение.

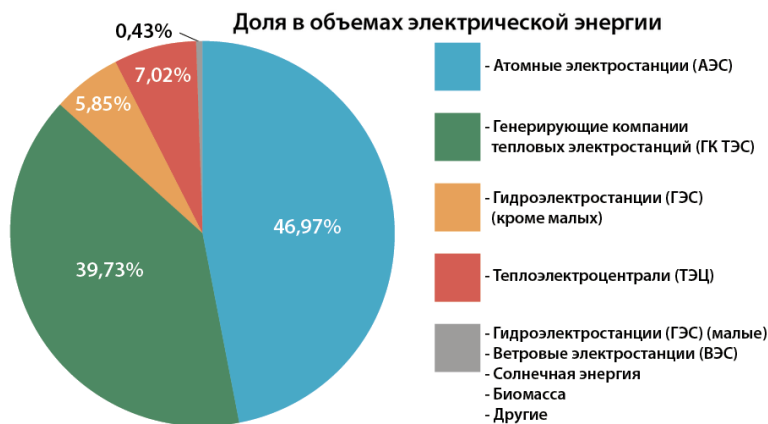
Почему колесо и почему сила воды? Все очень просто, напор воды в реке был условно постоянен и равномерен. Чтобы получить необходимый вращательный момент инженеры подстраивали ширину упорной лопатки, и радиус приводного колеса по выполнению условия основной формулы. Этими же составляющими, расчета размеров колеса (могли иметь не вид колеса в нашем восприятии, а вид барабана) добивались соответствующего крутящего момента при большей скорости вращения.

Водяные мельницы не зависели от ветра и их строили повсеместно. Водяные колеса использовали для подъема воды в специальный лоток, с последующим распределением из лотка. Движение колеса обеспечивал напор воды, к колесу приделывались емкости, которые при подъеме в верхнюю точку выливались в приемный лоток. Данное колесо имеет еще название «Персидское колесо»



Если принять за условие что течение реки, и ее напор является условно без конечным, тогда это и есть выполнение условия вечного двигателя, правда с оговоркой только в месте его установки. Главное это было безоплатная механическая сила, получаемая от особенностей природы.

Сегодня после открытия электричества, изобретения моторов и генераторов крутящий момент на производстве и в быту в большинстве создаются электроприводными устройствами. Так же паровыми турбинами и моторами внутреннего сгорания. Есть и гидроэлектростанции, но их доля в общем производстве электроэнергии не более 6%. На сегодня электроэнергия – это самый востребованный товар и составляющая нашей цивилизации. Современные устройства, выпускаемые для приобретения желающим, выполнены с условиями, отвечающим мировой парадигме потребительского рынка. Вы должны покупать





или электроэнергию, или тепло или топливо. Если каждый станет энергетически независим, рухнет столетием выстаиваемая мироедская потребительская энергетическая система, приносящая баснословные прибыли организаторам.

Данный материал – это вариант одного из многочисленных решений, как своими руками стать немного или совсем энергонезависимым. Постараюсь быть кратким и доступным для восприятия. Но в любом случае без постулатов физики не обойтись

Закон сохранения энергии – фундаментальный закон природы, установленный эмпирически и заключающийся в том, что для изолированной физической системы может быть введена скалярная физическая величина, являющаяся функцией параметров системы и называемая энергией, которая сохраняется с течением времени. Поскольку закон сохранения энергии относится не к конкретным величинам и явлениям, а отражает общую, применимую везде и всегда закономерность, его можно именовать не законом, а принципом сохранения энергии.

С фундаментальной точки зрения, согласно теореме Нётер, закон сохранения энергии является следствием однородности времени, то есть независимости законов физики от момента времени, в который рассматривается система. В этом смысле закон сохранения энергии является универсальным, то есть присущим системам самой разной физической природы. При этом выполнение этого закона сохранения в каждой конкретно взятой системе обосновывается подчинением этой системы своим специфическим законам динамики, вообще говоря, различающимся для разных систем.

В различных разделах физики по историческим причинам закон сохранения энергии формулировался независимо, в связи с чем были введены различные виды энергии. Возможен переход энергии из одного вида в другой, но полная энергия системы, равная сумме отдельных видов энергий, сохраняется. Однако, из-за условности деления энергии на различные виды, такое деление не всегда может быть произведено однозначно.

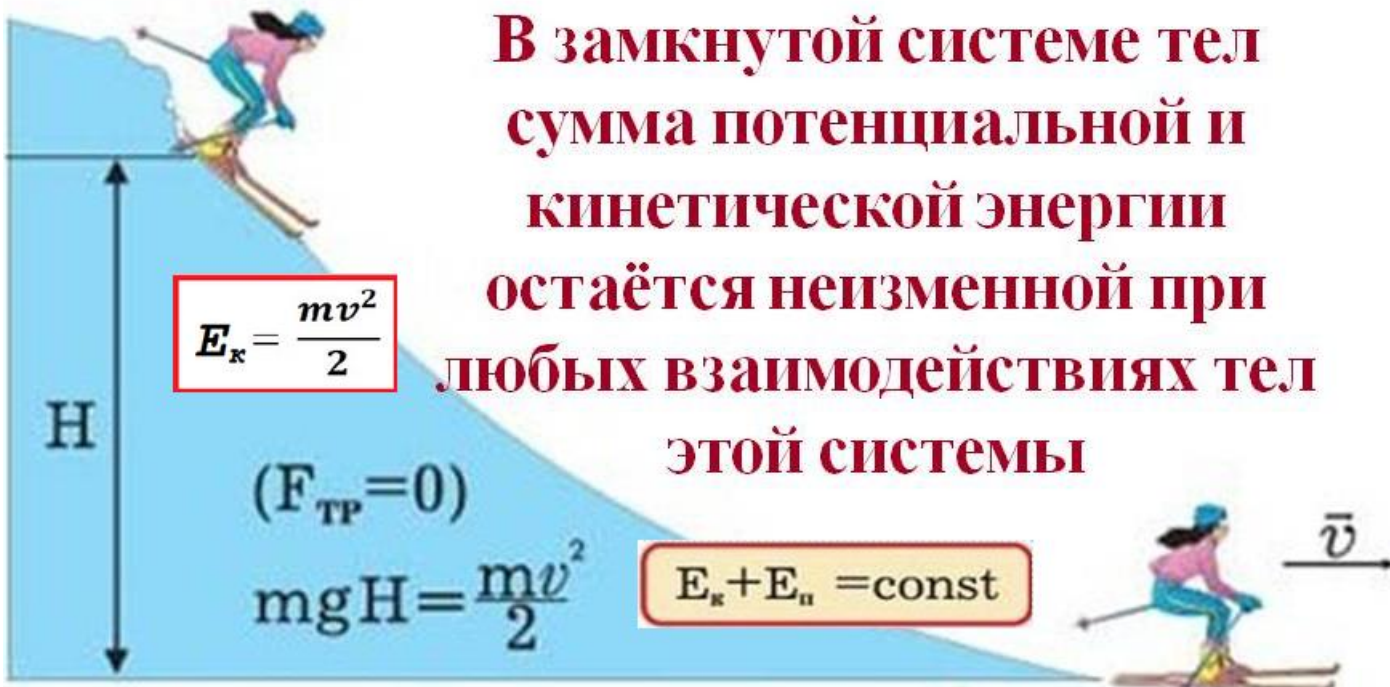
Для каждого вида энергии закон сохранения может иметь свою, отличающуюся от универсальной, формулировку. Например, в классической механике был сформулирован закон сохранения механической энергии, в термодинамике – первое начало термодинамики, а в электродинамике – теорема Пойнтинга.

С математической точки зрения, закон сохранения энергии эквивалентен утверждению, что система дифференциальных уравнений, описывающая динамику данной физической системы, обладает первым интегралом движения, связанным с симметричностью уравнений относительно сдвига во времени.

Тривиально и совсем не по-детски обобщенно. Получаем интересный второй вопрос, а что собственно именуют энергией?

Энергия (др.-греч. *ἐνέργεια* – **действие**, деятельность, **сила**, мощь) – скалярная физическая величина, являющаяся единой мерой различных форм движения и взаимодействия материи, мерой перехода движения материи из одних форм в другие. Введение понятия энергии удобно тем, что в случае, если физическая система является замкнутой, то её энергия сохраняется в этой системе на протяжении времени, в течение которого система будет являться замкнутой. Это утверждение носит название закона сохранения энергии.

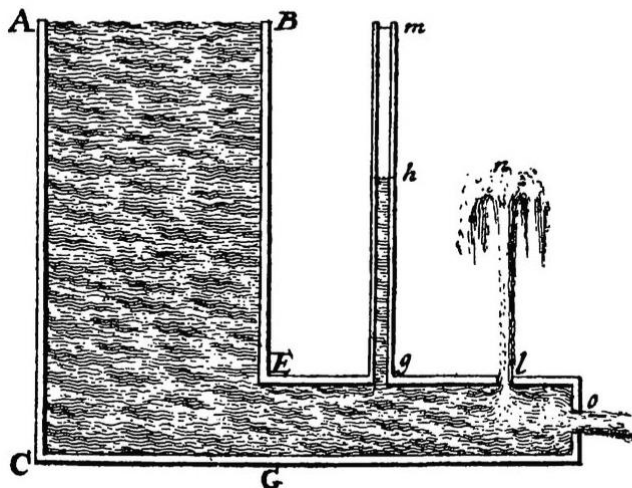
Если просто это **ДЕЙСТВИЕ СИЛЫ**, да еще **уравновешенное**. Возьмем к примеру вариант, как общеобразовательный буклет подтверждает выполнение Закона Сохранения Энергии



Хорошо, давайте это проверим на еще одном великолепном законе именуемым Законом Бернулли (для идеальной жидкости)

Сам закон Бернулли:

Закон Бернулли (также уравнение Бернулли, теорема Бернулли или интеграл Бернулли) устанавливает зависимость между скоростью стационарного потока жидкости и её давлением. Согласно этому закону, если вдоль линии тока давление жидкости возрастает, то скорость течения убывает, и наоборот. Количественное выражение закона в виде интеграла Бернулли является результатом интегрирования уравнений гидродинамики идеальной жидкости (то есть без вязкости и теплопроводности)



$$\frac{\rho v^2}{2} + \rho gh + p = \text{const.}$$

ρ — плотность жидкости; v — скорость потока; h — высота;
 p — давление; g — ускорение свободного падения.

$$\rho gh + p_0 = \frac{\rho v^2}{2} + p_0,$$

h — высота столба жидкости в сосуде, отсчитанная от уровня отверстия,
 v — скорость истечения жидкости,
 p_0 — атмосферное давление.

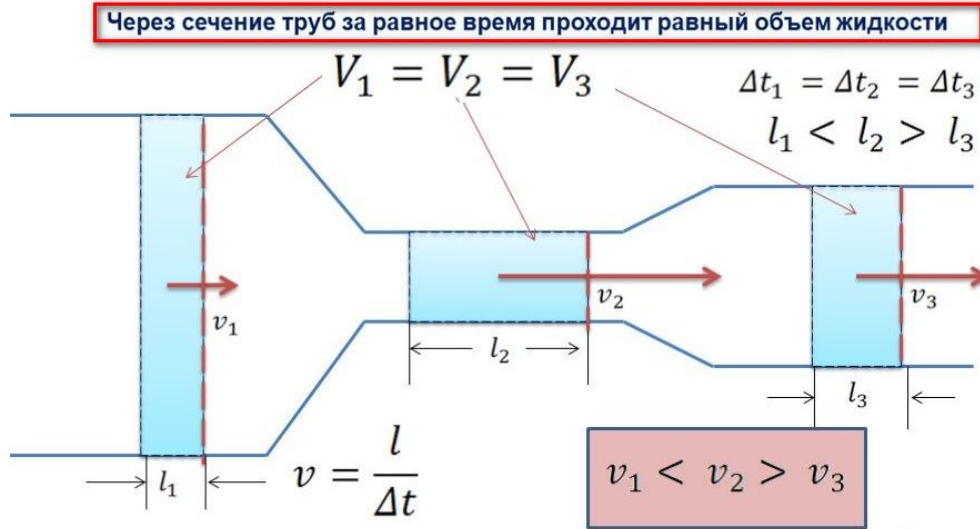
Отсюда: $v = \sqrt{2gh}$. Это — формула Торричелли.

Она показывает, что при истечении жидкость приобретает скорость, какую получило бы тело, свободно падающее с высоты h .

Самые первые промышленные электростанции, были на гидротурбинном приводе, как раз все расчеты выполнялись на основе данных формул.



В гидравлике есть еще один интересный момент – это сохранение объема жидкости при изменении диаметра трубы.



Чем меньше сечение трубы, тем больше скорость течения жидкости

И истечение из насадки (сопла):

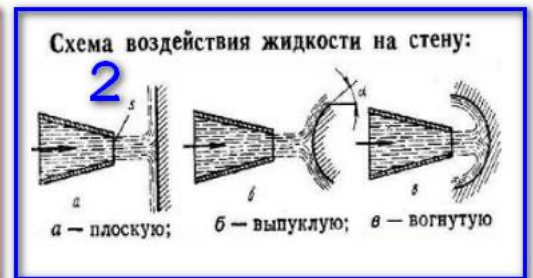
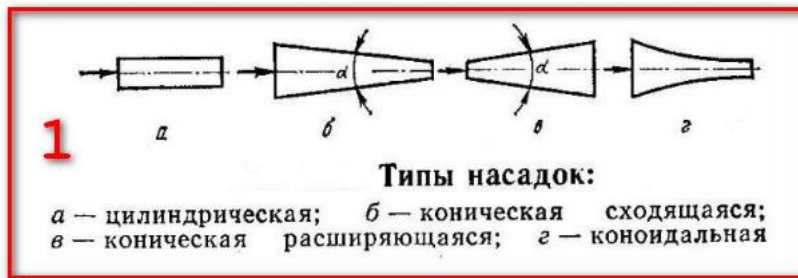


Рисунок 1. ИСТЕЧЕНИЕ СТРУИ ЖИДКОСТИ

Коэффициент истечения (фи) принимается равным: - Для цилиндрических насадок - 0,8; Для конических сходящихся насадок - 0,9...0,95; Для конических расширяющихся насадок - 0,5...0,55; Для коноидальных насадок - 0,97

Рисунок 2. ИСТЕЧЕНИЕ СТРУИ И ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПРЕПЯДСТВИЯ

Воздействие жидкостной струи на стенку сосуда зависит от: - плотности жидкости; - расхода жидкости; - скорости движения жидкости. Сила воздействия струи жидкости на плоскую стенку (рис. а) определяется по формуле $F = \rho Vv$, где ρ - плотность жидкости, кг/м³; V - расход жидкости, м³/с; v - скорость жидкости, м/с. Сила воздействия струи на выпуклую стенку (рис. б) может быть определена по формуле $F = \rho Vv(1 - \cos\alpha)$. В случае вогнутой стенки ($\cos 180^\circ = -1$) сила воздействия будет равна (рис. в) $F = 2\rho Vv$.

Импульс, получаемый стенкой за ту же секунду, равен

$$F \cdot 1 \text{ с} = \rho S v^2.$$

(Знак в правой части уравнения изменился потому, что сила, действующая на стенку, направлена противоположно силе, действующей на воду.) отмечалось, что импульс силы за единицу времени численно равен самой силе. Учитывая это, запишем выражение для модуля силы, действующей на стенку со стороны струи воды:

$$F = \rho S v^2.$$



Интересный момент, академический источник приводит уже совершенно иную формулу с сечением струи и скоростью в квадрате. Но эти особенности, нас пока интересуют скорость.

Предположим, что у нас имеется пятиметровый перепад уровня воды, на котором, мы организовали водосброс, для организации микро-ГЭС. Напорную трубу установили диаметром 80 мм, имеем турбину, на которую направим поток воды из трубы (*потери напора в трубе опустим*).

Первоначально нам нужно рассчитать скорость падения воды: $v = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 * 9,81 \text{ м/с} * 5 \text{ м}} = 9,9 \text{ м/с}$. Далее нам нужно узнать массу воды в секунду, для этого необходимо рассчитать объем воды, перетекающей по трубе.

Формула расчета расхода воды в трубе:

$q = \pi * d^2 * v / 4000$, где: q - расход воды в л/с; d - диаметр водопроводной трубы в мм; v - скорость воды в трубе в м/с.

$$q = \pi * d^2 * v / 4000 = 49,76 \text{ л/с} (0,04976 \text{ м}^3/\text{с})$$

Взаимосвязь объема и массы определяется простой математической формулой: $m = q * \rho$, [где q - объем (м^3); m - масса (кг); ρ - плотность воды примем равной 1000 кг/м^3]

$$m = 0,04976 * 1000 = 49,8 \text{ кг}$$

Можем рассчитать мерность кинетической энергии потока воды, на выходе из трубы, **без сопла**.

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 = 0,5 * 49,8 * 9,9^2 = 2440,7 \text{ Дж}$$

А вот если мы на выходе из трубы поставим коноидальное сопло, академическая физика нам указывает, что будут потери с коэффициентом 0,97 - т.е. энергия на выходе должна иметь следующее выражение:

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 = 0,5 * (0,97 * 49,8) * (0,97 * 9,9)^2 = 2227,6 \text{ Дж}$$

Именно в этом месте, мы пересчитаем с учетом изменения скорости воды т.к. скорость выхода неизменного объема воды из сопла изменится. Мы примем диаметр сопла равный: $\frac{1}{2} 80 \text{ мм} = 40 \text{ мм}$. У нас изменится объем воды $0,97 * 49,76 \text{ л/с} = 48,27 \text{ л/с}$ ($0,04827 \text{ м}^3/\text{с}$, 48,3 кг)

А вот скорость увеличится $v_2 = v_1 * S_1 / S_2 = 19,2 \text{ м/с}$.

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 = 0,5 * 48,3 * 19,2^2 = 8902,7 \text{ Дж}$$



При условии, что высота падения воды не изменилась, объем и скорость воды в напорном канале уменьшились, **энергетический результат струи воды увеличился в 3,9 раза.**

Вы скажете, **этого не может быть!** Хорошо, вы уверены, что скорость воды упадет адекватно сужению канала.

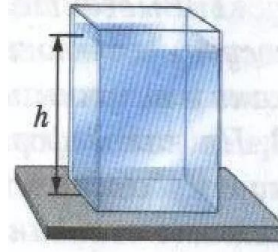
Хотите еще один расчет, в подтверждение или ... результата.

Рассчитаем давление в нашем напорном канале без насадки (сопла).

$$P = \rho g H = 1000 * 9,8 * 5 = 0,49 \text{ МПа (1,5 bar)}$$

Рассчитаем какое должно быть давление на входе в насадку, чтобы получить такой результат скорости воды.

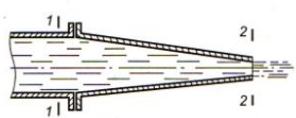
Рассчитаем давление жидкости на дно сосуда:



$$p = \frac{Sh\rho g}{S}$$

$$p = \rho g h$$

$$F = Sh\rho g$$



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2)$$

$$P_1 = P_2 (0,101 \text{ МПа}) + \frac{1}{2}\rho (500) * (19,2^2 - 19,7^2) = 0,235 \text{ МПа (2 bar)}$$

Не хватает 0,5 bar. Решение есть, простейший гидро-редуктор. Применяем импульсную турбину со специальными лопатками (*ковшового типа, именуемыми Пелтона*). Вариант силы давления массы воды на лопатку, увеличить вдвое.

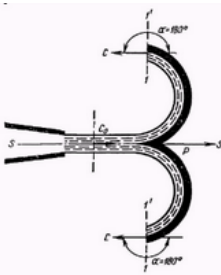


Рис. 1.42

В частном случае, когда угол $\alpha = 90^\circ$ (рис. 60), величина давления P определяется

$$P = \rho Qc. \quad (5.10)$$

Если вместо пластинки установить лопатку, представляющую собой два полушария (рис. 5.6), соединенных острой пластинкой, то острая пластинка будет разрезать, как ножом, струю на две равные части, из которых каждая обтекает свое полушарие. Угол в данном случае равен 180° . В связи с этим давление на неподвижную лопатку

$$p = \rho Qc (1 - \cos 180^\circ) = \rho Qc (1 + 1) = 2 \rho Qc, \quad (5.11)$$

т. е. в два раза больше, чем на плоскую пластинку.

Простой пример с элементарным инженерным подходом расчёта, нам указал, что не следует слепо доверять тем постулатам, которые навязывает общеобразовательная система. В нашем случае мы не получили ничего дополнительного, кроме установки соответствующего сопла и простейшего гидроредуктора.



А вам упорно твердят: **Нельзя из меньшего, сделать большее.** Далее разбираем вопросы условий для нашей цели.

СИЛА ПРИВОДА ДЛЯ СОЗДАНИЯ ВРАЩЕНИЯ

Начну с определения, что такое СИЛА (F)

СИЛА – векторная физическая величина, являющаяся мерой интенсивности воздействия на данное тело других тел, а также полей. Приложенная к массивному телу сила является причиной изменения его скорости или возникновения в нем деформаций и напряжений.

Следующее определение, что такое ЭНЕРГИЯ (E)

ЭНЕРГИЯ, в физике – способность производить работу. Энергия измеряется в Джоулях (Дж). ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИЕЙ называют способность объекта выполнить некоторую работу за счет изменения его позиции или формы.

Следующее определение, что такое РАБОТА (A)

Механическая работа – это физическая величина, численно равная произведению модуля силы, действующей на тело, на модуль перемещения, которое совершает тело под действием этой силы, и на косинус угла между направлением силы и направлением движения тела. Единицей измерения работы в системе СИ является Джоуль (Дж). РАБОТА характеризует результат действия СИЛЫ.

Работа – физическая величина, равная произведению модуля вектора силы на модуль вектора перемещения и на косинус угла между этими векторами

$$A = F s \cos \alpha$$

$\alpha > 90$ $A < 0$	$\alpha = 90$ $A = 0$	$\alpha < 90$ $A > 0$
--------------------------	--------------------------	--------------------------

В физике работа совершается тогда, когда на тело действует сила и тело движется. Например, падающий камень совершает работу, а человек, который безуспешно пытается сдвинуть с места тяжелый предмет, – нет.

Если направление действия силы и направление движения тела совпадают, сила совершает положительную работу, в противном случае – работа силы отрицательна.

Если сила перпендикулярна направлению движения тела, работа этой силы равна нулю.

Понятие работы имеет в физике очень большое значение. Работа является той мерой, с помощью которой можно охарактеризовать сложные процессы превращения механического движения тела в другие формы движения материи, например, превращение механического движения тел в тепловое движение молекул при работе сил трения.

Про работу немного спорно, но мы не будем вступать в дебаты. Для себя уясним, что такое любимая терминология – ЭНЕРГИЯ, которую лепят везде, ни что иное как различная СИЛА в действии.



СИЛА НАПОРА ВОДЫ В РЕКЕ.

Я не буду здесь рассматривать механизм расчета полной энергии/работы реки, это вы можете изучить самостоятельно, перейдя по ссылке (Мощность речного потока <https://studfile.net/preview/4410232/page:3/>). Начнем с другого конца, нам нужен показатель силы, действующий на лопатку водяного колеса. Узнаем, как данную позицию рассчитать.

Теория напорной микроГЭС (https://rosinmn.ru/GIDRO_teorija_napora.htm)

Все нижесказанное относится к свободнопоточным установкам, размеры которых малы по сравнению с сечением русла реки. Для гидрокоса занимающего весь канал соотношения совсем другие.

Если пластина неподвижна и перпендикулярна скорости потока, то на нее действует сила:

$$F = C_x * (\rho S / 2) * V_{\theta}^2$$

Где:

F – сила давления потока [Ньютон],

C_x – коэффициент сопротивления, зависящий от формы тела,

ρ – плотность воды 1000 [кг/м³], или плотность воздуха 1,29 [кг/м³]

S – площадь поперечного сечения пластины [м²]

V_{θ} – скорость воды, ветра [м/с].

Коэффициент C_x зависит от формы тела. Понятно, что скорлупка, обращенная отверстием навстречу потоку, имеет большее сопротивление, чем та же скорлупка, обращенная выпуклостью к потоку. Самым же обтекаемым будет каплеобразная форма тела, обращенная тупым, а не острым, как ни странно, концом к потоку. Значения коэффициентов C_x для некоторых тел приведены ниже.

Тонкая пластина перпендикулярная потоку $C_x = 1,11$ – для небольших пластин и $C_x = 1,33$ для больших, размером несколько метров, пластин. Полусфера, отверстие обращено навстречу потоку (парашют) $C_x = 1,33$. Полусфера, отверстие обращено по потоку $C_x = 0,35$. Тело обтекаемой каплеобразной формы $C_x = 0,05$.

Когда пластина движется, то она как бы убегает от потока и относительная скорость потока, набегающего на пластину, снижается. Поэтому сила напора потока также будет меньше

$$F = C_x * (\rho S / 2) * (V_{\theta} - V_n)^2$$

Мощность равняется произведению силы на скорость

$$N = F V_n$$

Обратите внимание, что в этой формуле стоит не скорость потока, а скорость перемещения пластины.

Мощность, получаемая от потока, составит

$$N = C_x \frac{\rho S}{2} (V_{\theta} - V_n)^2 V_n = \eta N_{\theta}$$

Если пластина неподвижна, то полезная мощность равна нулю. Если пластина движется со скоростью потока, то она не испытывает давления и мощность тоже равна нулю. Есть оптимальная скорость пластины, при которой получаемая мощность максимальна. Эта скорость равна 1/3 от скорости потока. Напорные



установки очень медленные. Привести в действие от нее какой-либо механизм или генератор становится проблемой. В старину такие установки применялись для помола муки. Их скорость хорошо была согласована с медленными жерновами. Сейчас проще от гидроустановки получить электроэнергию, а уж потом все необходимые работы произвести с помощью электроустановок. Но состыковать напорную установку с генератором - большая проблема. Требуется мультипликатор с коэффициентом в несколько сотен раз.

Максимальный теоретический КИЭВ (коэффициент использования энергии ветра, воды), который можно получить от напорной установки с вогнутыми лопастями составит 0,197. Это в три раза ниже, чем у пропеллера. Поэтому суммарная площадь поперечного сечения (миделя) лопастных установок будет в 6 раз больше, чем у пропеллера.

Как видим, что не все не так просто, но в то же время ...

Установка Джеймса Харди (James Hardy)

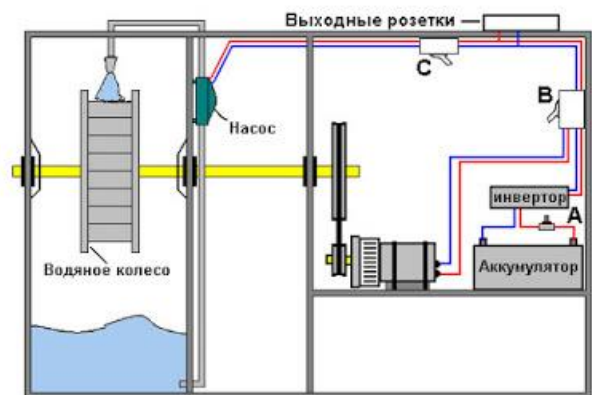
В Google есть видео, на котором показан интересный электрический генератор с приводом от водяного насоса с электроприводом по адресу: http://www.youtube.com/watch?v=IGpXA6qhH_Q Это очень простое устройство, в котором струя воды из насоса направлена на простое водяное колесо, которое, в свою очередь, вращает электрический генератор переменного тока, питая как насос, так и электрическую лампочку, демонстрируя свободную энергию.

Первоначально генератор набирает обороты, приводимый в действие от электросети. Затем, когда он работает нормально, подключение к сети отключается и двигатель / генератор поддерживает себя, а также может включать как минимум одну лампочку. Выход генератора является нормальным током сети от стандартного генератора.



Джеймс Харди (James Hardy) – разработчик, у него есть Патентная заявка [США 2007/0018461A1](#), опубликованная в 2007 году на его дизайн. В этом приложении он указывает, что основным преимуществом его конструкции является низкий уровень шума, возникающий при работе генератора. На видео и рисунках выше, демонстрация имеет открытый корпус, чтобы показать, как работает генераторная система, но при нормальном использовании отсеки полностью герметичны.

В своем документе Джеймс показывает общую систему следующим образом:





Харди использовал специальный насос, показатель напора у него тот же - 5,5 метров, а вот сечение уже другое порядка 30 мм струя возможно соответствующая, но скорее использовал сопла. В любом случае результат был, более или менее вероятный, 100 ватт лампочка.

Остается только проверить реальность демонстрации своей установки Джеймсом Харди (James Hardy) - Патент США 2007/0018461A1. Начнем с насоса: Cal Pump Torpedo T10000-100



Характеристики

- 10000 галлонов торпедного насоса
- Большой 3-дюймовый впуск и выпуск
- 40-футовый шнур питания
- Максимальный расход 10500GPH и максимальная высота 33 фута
- Размеры 15,5 дюйма на 7,75 дюйма на 6,75 дюйма

Торпедный насос - это первый насос, предназначенный для энтузиастов пруда, который имеет легкий вес, водяное охлаждение, не использует масла и может использоваться как в воде, так и вне ее. Его большой объемный расход воды и низкое энергопотребление делают его самым уникальным насосом для пруда, и он не требует никаких инструментов для установки.

- * Более 9600 г / ч при подъеме 1'
- * Большой 3" МРТ впуск и выпуск для лучшего потока
- * Потребление энергии 10,4 ампера * Потребление энергии 1065 Вт
- * Максимальный Расход: 9600 * Максимальная Головка: 30'

Переведем галлоны в литры, дюймы в мм

Галон/час	1 гал./литр	л/ч	м.куб/ч	м.куб/с	л/с
9600	4,55	43680	43,68	0,01213	12,13

Диаметр в дюймах	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	5"	6"
Диаметр в мм	10	15	20	25	32	40	50	65	80	90	100	125	150

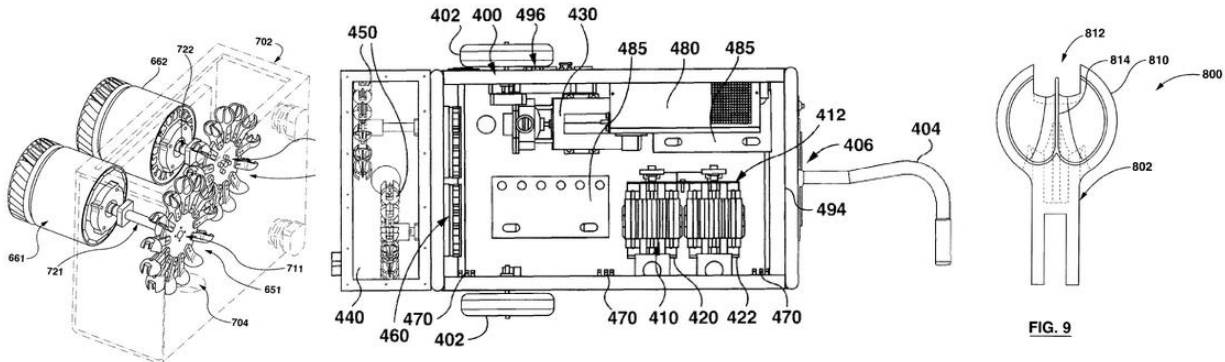
Мощность электромотора - 1,065 кВт; производительность перекачки - 43,68 м³/ч; диаметр входного и входного штуцера все же считаю 65 мм (2 1/2" дюйма) т.к. 80 мм это уже фланцевое крепление. Диаметр шланга определенно 60 мм (смотри фото справа). Длина канала порядка 1,5 метра. Диаметр Сопла визуально определяется как 25-30 мм.



Расчет возможности показал, что реальность демонстрации самохода с нагрузкой в одну лампочку – реальность. К сожалению, у Джеймса сильно длинный патрубок и большие потери напора. 0,38 метра, но метрике пьезометрического напора. Так же турбина просто показ возможностей, и то он очевидно демонстрирует самоход.



Есть еще один интересный патент.
Канадская мобильная гидрогенераторная установка
<http://www.gdstechnologies.ca/GDS10000.html>



Сайт живой, и даже имеются предложения к приобретению

GDS 3000	GDS 5000	GDS 10000	GDS 15000
\$4,390 CAD	\$5,360 CAD	\$7,870 CAD	\$14,885 CAD

Как видите, на большую мистификацию не похоже. Насос с виду самый обычный. Да и супермощный насос займет там приличное место. Генераторы обычные, которые применяются и продаются на *eBay* для микро-ГЭС. Таким образом должно быть решение, и это решение должно быть инженерное, на основе законов и правил гидравлики.

Можно и усомниться, принять все это за большую мошенническую аферу. Правда, нет ни единого судебного иска, да и последние 4 года выйти на контакт с производителями и продавцами не предоставляется возможным. Сайт определенно работает как диспетчерская. Они очень избирательно, вероятно подходят к выбору своих клиентов.

Факт только один установка работала и демонстрировала работу.



В обеих системах источником перекачки объема воды и ее напора, является насос:

Напор – высота H столба жидкости или газа, уравнивающего давление p – это разность удельных энергий, отнесенных к 1 кг перекачиваемой среды.

$$H = p / \rho g$$

Полный напор, развиваемый нагнетателем и исчисляемый в метрах, получим, разделив все члены уравнения Бернулли на ρg :

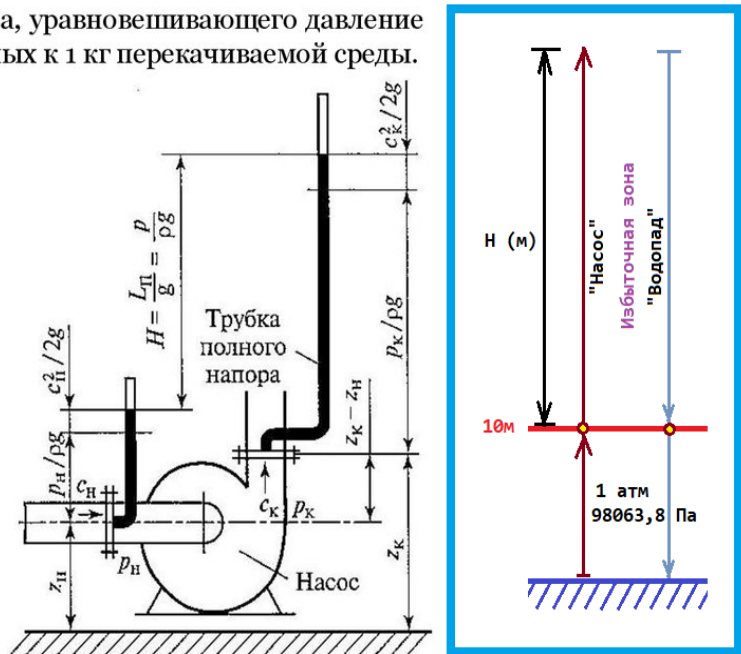
$$H = \frac{p_k - p_n}{\rho g} + \frac{c_k^2 - c_n^2}{2g} + (z_k - z_n)$$

Для нагнетателей, подающих жидкости, можно использовать формулу вида:

$$H = p_k - p_n / \rho g$$

Напор вентиляторов принято выражать в мм вод. ст. При этом 1 мм вод. ст. = 9,81 Па

Схема определения напора, развиваемого нагнетателем:



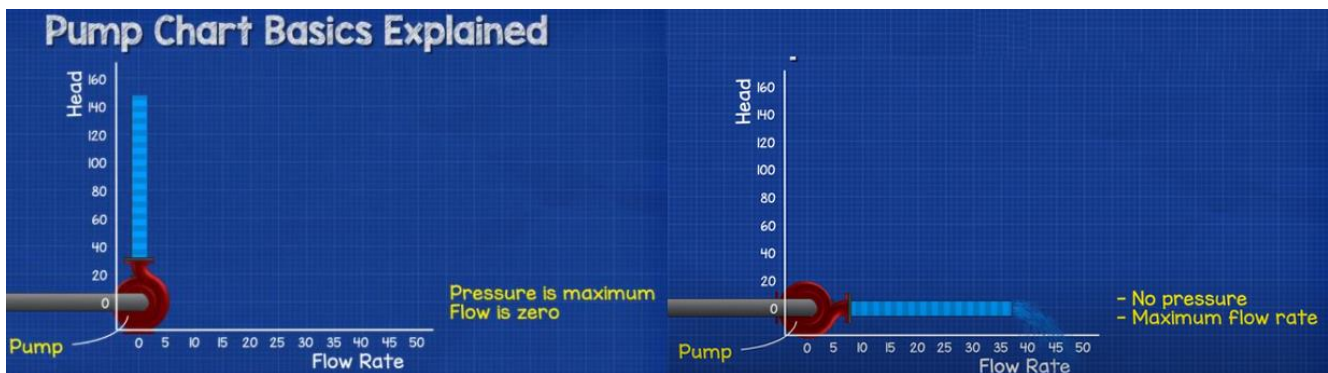
10 метров водяного столба условно приравниваются к давлению одной атмосферы, как бы паритет в давлениях, своеобразное равновесие давлений. Все что выше это избыточное, ускорение падения (для вниз падающей воды) или противоположное преодоление (для насосов).

Как работает насос, я рекомендую посмотреть это объяснение:

<https://youtu.be/U8iWNaDuUek>

или ознакомится с данной публикацией:

<https://theengineeringmindset.com/pump-chart-basics-explained/>



Получается, на первый взгляд, неразрешимая проблема, чем больше напор образует насос, тем больше сопротивление течению воды в системе и насос в таком положении имеет наименьшую производительность.



Безусловно сила падающей воды в больших объемах имеет колоссальную силу, оказывающую на лопатки турбин. Традиционно $H_{гэс}$ это разность высот верхнего уровня и нижнего уровней бьефов ($H_{пл} = Z_{вб} - Z_{нб}$). Для малых конструкций, сбрасывающих поток по трубе. Но у нас нет такого условия.

Вернемся еще раз к мнениям специалистов. [Материал «Давление НАСОСОВ»](#).

Ловушка №4. Рабочее давление насоса не зависит от его максимального давления. Часто считают, что слишком мощный насос не стоит ставить в маленькую систему. Будто он создаст такое давление, которое разорвет трубы. Однако это утверждение может быть справедливым, только если пропускная способность трубопроводной системы низкая (например, если диаметр трубы меньше диаметра патрубков насоса). Если же пропускная способность системы достаточна, то насос не создаст в ней избыточного давления.

Разберем пример.

Требуется перекачать воду с производительностью 5 м³/час с подъемом на высоту 32 метра. Однако в наличии есть центробежный насос, который обеспечивает производительность 5 м³/час при напоре 57 метров (например, Pedrollo 2CPm 25/16A). То есть наш насос намного мощнее, чем надо. Означает ли это, что насос создаст огромное давление в системе, намного больше, чем требуется? Ответ простой – нет. Давайте взглянем на кривую характеристик центробежного насоса.



Изображение 10. Рабочая точка центробежного насоса зависит от сопротивления в линии

На изображении 10 видно, что насос может работать как при напоре 32 метра (рабочая точка №2 на рисунке), так и при напоре 58 метров (рабочая точка №1 на рисунке). Однако в какой именно точке насос будет работать выбирает не он сам, а сопротивление системы. Если требуется поднять воду всего лишь на высоту 32 метра, то насос вынужден будет работать в рабочей точке №2. В этом случае его производительность правда будет значительно выше, чем требуется – 9,6 м³/час вместо требуемых 5 м³/час.

Еще проще ситуация с объемным насосом, например, с шестеренным. Если он рассчитан на максимальное давление 10 бар и производительность 5 м³/час, то при сопротивлении 10 бар он покажет производительность 5 м³/час. Если же сопротивление в линии будет небольшим (5 бар), то насос обеспечит ту же самую производительность 5 м³/час при давлении 5 бар. Изменится только потребляемая мощность (снизится в 2 раза).

Таким образом если сопротивление в линии ниже, чем максимальное давление насоса, реальное давление в линии окажется равно этому сопротивлению (а не максимальному давлению насоса).



И это замечание верное, при создании давления в системе насосом, нужно сопротивление. Аналогия со скоростями лопатки и воды оказывающим давление на лопатку, с током в проводе фазы генератора, где разности напряжений э.д.с. фазы и батареи являются условием возникновения сил сопротивления. Выходит, что так просто скорость струи нам не получить.

Если сопротивление в линии выше, чем то, что может преодолеть насос, для насоса это будет равносильно работе на закрытую задвижку. При этом динамические насосы будут работать «вхолостую» и с ними может ничего не произойти, кроме риска перегрева (ведь они перестанут охлаждаться потоком жидкости). Мембранные пневматические насосы в этой ситуации останутся и с ними не будет ничего плохого. Большинству же объемных насосов работа на закрытую задвижку строго противопоказана. Ведь они не ограничены верхним пределом создаваемого давления и будут пытаться повысить его, пока их двигатель не перегреется или корпус насоса не повредится от избыточного давления.

Давление различных видов насосов

Давление зависит от вида насоса. Насосы бывают динамические (центробежные, вихревые) или объемные, (шестеренные, винтовые, плунжерные, перистальтические, мембранные).

Центробежные одноступенчатые насосы не способны обеспечивать давление более 10-11 кгс/см² (то есть не могут развить напор воды более 100-110 метров) даже при очень большой мощности электродвигателя.

Вихревые насосы обеспечивают давление до 16 кгс/см² (напор воды 160 метров) даже при небольшой мощности благодаря особой форме рабочего колеса. Каждая частичка воды соприкасается с таким колесом несколько раз и приобретает большую энергию. Обратная сторона такой «выгоды» - значительное ухудшение производительности насоса.

Другим возможным решением улучшить напор насоса - применение нескольких последовательных колес в корпусе одного насоса. Такие агрегаты называют многоступенчатыми насосами. Их КПД по сравнению с вихревыми достаточно высок. Максимальное давление этих насосов достигает 30 кгс/см² (300 метров водяного столба).

Высокое давление могут обеспечить объемные насосы различных типов. К ним относятся шестеренные, винтовые, плунжерные, перистальтические, мембранные).

Шестеренные насосы в нашем каталоге обеспечивают давление до 14,5 кгс/см².

Большинство мембранных пневматических насосов обеспечивают максимальное давление до 7-8 кгс/см². **Плунжерные дозировочные насосы** из нашего каталога развивают давление до 20-25 кгс/см².

И главное получается, что нам нужно получить соответствующее давление и удерживать его в процессе работы генератора. Мало того нужно обеспечить достаточный объем воды.

РАБОЧЕЕ ВОДЯНОЕ КОЛЕСО. Интересно, а что об этом говорят инженеры, на дворе 21 век, неужели нет решения или уже давно есть.

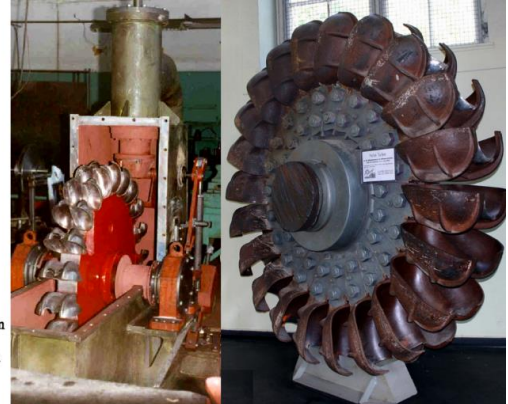
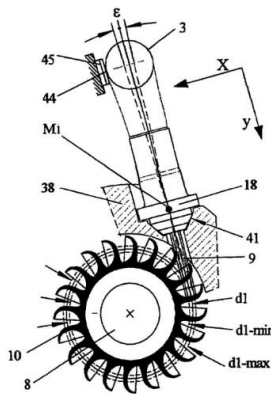
Ковшовая турбина ([струйно-ковшовая турбина](#)) – активная гидравлическая турбина, используемая при очень больших напорах. Широко известна также как



«турбина Пелтона» в честь американского изобретателя *Лестера А. Пелтона* (Патент на ковшовую турбину был выдан инженеру А. Пелтону в 1889 году)

Ковшовые турбины конструктивно сильно отличаются от наиболее распространённых реактивных гидротурбин (радиально-осевых, поворотн-лопастных), у которых рабочее колесо находится в потоке воды. В ковшовых турбинах вода подаётся через сопла по касательной к окружности, проходящей через середину ковша. При этом вода, проходя через сопло, формирует струю, летящую с большой скоростью и ударяющую о лопатку турбины, после чего колесо проворачивается, совершая работу. После отклонения одной лопатки под струю подставляется другая. Процесс использования энергии струи происходит при атмосферном давлении, а производство энергии осуществляется только за счёт кинетической энергии воды.

Лопатки турбины имеют двояковогнутую форму с острым лезвием посередине; задача лезвия – разделять струю воды с целью лучшего использования энергии и предотвращения быстрого разрушения лопаток. На рабочем колесе может быть установлено до 40 лопаток.



Рабочее колесо с

лопатками может быть установлено как на горизонтальном, так и на вертикальном валу. При горизонтальном расположении вала, к каждому рабочему колесу может подводиться до двух форсунок; поскольку пропускная способность каждой форсунки ограничена, при больших расходах воды применяют установку на одном валу двух рабочих колёс либо используют вертикальную турбину. К последней может подводиться до шести форсунок. Скорость потока воды из форсунок зависит от напора и может достигать значительных величин, порядка 500–600 км/ч (138-166 м/с). Скорость вращения турбины также весьма велика, до 3000 об/мин.

Ковшовые гидротурбины применяются при напорах более 200 метров (чаще всего 300–500 метров и более), при расходах до 100 м³/с. Мощность наиболее крупных ковшовых турбин может достигать 200–250 МВт и более. При напорах до 700 метров ковшовые турбины конкурируют с радиально-осевыми, при больших напорах их использование безальтернативно. Как правило, ГЭС с ковшовыми турбинами построены по деривационной схеме, поскольку получить столь значительные напоры при помощи плотины проблематично.

Ковшовые турбины очень часто применяются на малых ГЭС, сооружаемых на небольших реках с большими падениями в горных районах.

Преимуществами ковшовых турбин является возможность использования очень больших напоров, а также небольших расходов воды. Недостатки турбины – неэффективность при небольших напорах, невозможность использования как насоса, высокие требования к качеству подаваемой воды (различные включения, такие как песок, вызывают быстрый износ турбины).

Водяное колесо постепенно превращается в технологичное изделие – турбину. Очень интересная турбина, с которой мы познакомились выше – ковшовая.



К активным турбинам относится ковшовая (турбина Пельтона). Принцип работы ковшовой турбины основан на том, что струя воды, обладающая значительной кинетической энергией, поступает из водовода и воздействует последовательно на ковши рабочего колеса турбины (рис. 11.2). Ковш турбины имеет выступ в виде ножа, который разделяет струю и обеспечивает ее разворот на 180° . При этом создается давление на ковш, приводящее к вращению рабочего колеса.

Скорость струи до воздействия с ковшом обусловлена напором воды H и определяется по формуле

$$v = \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

где $H_{\text{расп}}$ – располагаемый напор, высота от свободной поверхности жидкости до оси погружения сопла (рис. 11.2).

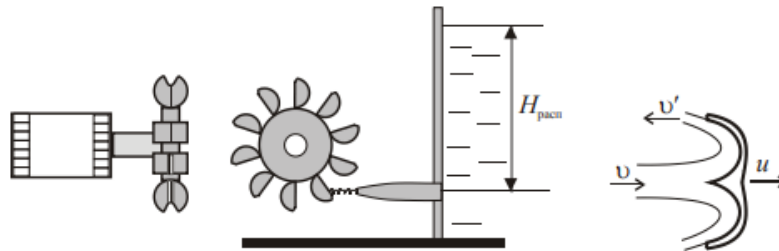


Рис. 11.2. Горизонтальный моноблочный агрегат с односопловой ковшовой турбиной

Установлено, что при скорости движения ковша $u = v/2$ мощность турбины будет максимальной.

$$N_{\text{max}} = \frac{1}{2}Gv^2 = \frac{1}{2}\eta m S \rho (2gH)^{3/2},$$

где G – расход жидкости через сопла, кг/с; η – КПД турбины, m – количество сопел; S – площадь сечения сопла, м^2 ; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Наиболее часто гидравлическую турбину применяют для выработки электроэнергии и присоединяют ее к генератору. Экономичнее не использовать редукторов, поэтому выбирают частоту вращения турбины $n = \omega/(2\pi)$, равную стандартной частоте вращения генератора. Тогда радиус размещения центра ковша рабочего колеса определяется через его линейную скорость вращения:

$$R = \frac{u}{\omega} = \frac{v}{2\omega} = \frac{\sqrt{2gH_{\text{расп}}}}{4\pi n}.$$

Сопло водовода имеет круглое сечение радиусом $r = \sqrt{S/\pi}$, тогда

$$r = \sqrt{\frac{2N_{\text{max}}^{\text{пол}}}{\eta \rho m \pi (2gH)^{3/2}}}.$$

Определяющим параметром ковшовой турбины является отношение радиуса сопла к радиусу турбины. На практике используется колеса с размерами лопасти $r/R = 1/12$, так как при больших размерах лопасти ухудшаются условия их обтекания.



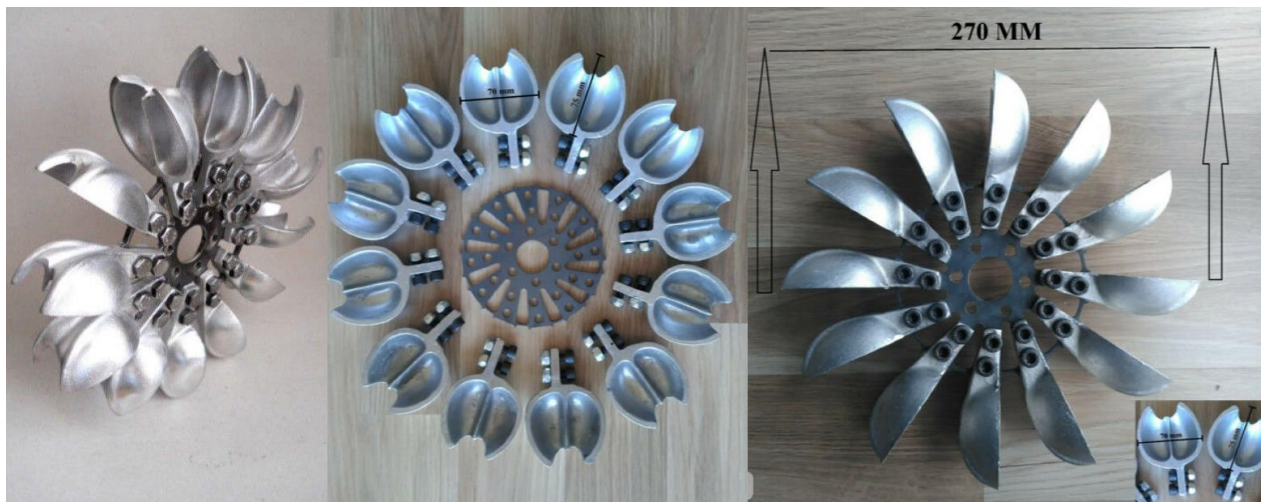
Частота вращения турбины? Даже такую информацию можно найти в сети. Я еще раз говорю я не открываю ничего нового, просто описываю то, что известно, но не используется, хотя вру используется. [Материал с описанием кое каких расчетов.](#)

Частота вращения турбины будет зависеть от скорости струи и диаметра рабочего колеса турбины.

$$n = 60 \frac{0,5\sqrt{2gH}}{\pi Dt} = \frac{42\sqrt{H}}{Dt}$$

где: n - об/мин, Dt - средний диаметр рабочего колеса в метрах, H - напор в метрах.

Эта формула нам необходима для более точных расчетов системы. Определяемся с размерами турбины. Общий диаметр оставим прежний равный 0,270 м (270 мм). Нам нужно, определить значение Dt – средний диаметр колеса турбины. Чтобы быть точным, я взял и поискал такие турбины в продаже. К моему удивлению сразу же нашел искомое изделие. [Колесо воды гидротурбины PELTON алюминиевое \(диаметр = 270 mm & 10.63 дюйма\) \\$138,31 \[12 лопаток\]](#) на www.ebay.com



Так выпускают, продают, да еще в разных размерах ([ССЫЛКА](#)).

С данной формулой, можем рассчитать скорость вращения турбины.

Собрали всю необходимую информацию, приступаем к расчету мини ГЭС в «ведре». Нам необходимо уточнить какой все-таки ставить коэффициент сопротивления лопатки ($C_{л\text{оп}}$). Чтобы себя не обманывать поставим минимальный 0,05, у нас одна лопатка находится под давлением при этом давление происходит динамически постоянно с изменяющимся углом. Вы можете и самостоятельно отработать данный момент.

Имея опыт, допуска ошибки, я проверил работу формулы при расчете разных показателей скорости струи давящей на лопатку.



Длина выходного канала, L (м)	0,1	0,3	0,5	0,7	1	10	35
Скорость потока v (м/с)	1158,76	386,25	231,75	165,54	115,88	11,59	3,31
Обороты турбины, n _{турб} (об/мин)	1129	1129	1129	1129	1129	1129	1129
Момент силы, вал турбины, T (Нм)	2143	227	78	38	17	0	0

Для нашего случая это не подходит, так как не меняется значение скорости вращения турбины. Я нашел необходимую формулу на [специализированном англоязычном ресурсе](#).

$$\omega_{турб} (rpm) = 0.5 \times 1.91 \times 10^4 \times \frac{v_{jet} (m/s)}{d_{турб} (mm)}$$

$$n_{турб} (об/мин) = 9550 * v_j (м/с) / Dd (мм)$$

Меняем формулу в нашей расчетной таблице и проверяем.

Длина выходного канала, L (м)	0,1	0,3	0,5	0,7	1	10	35
Скорость потока v (м/с)	1158,76	386,25	231,75	165,54	115,88	11,59	3,31
Обороты турбины, n _{турб} (об/мин)	50301	16776	10060	7186	5030	503	144
Момент силы, вал турбины, T (Нм)	548	61	78	11	5	0	0

В любом случае у нас пока нет условий для расчета конструкции.

Если в напорных микро ГЭС, давление в системе создается перепадом высоты бьефов, то насосы для создания соответствующего давления и

Расчеты из доступных источников по калькуляторам:

- (1) [Калькулятор расхода воды через сопло.](#)
- (2) [Калькулятор потерь напора \(имеет показатель м/с\)](#)
- (3) [Онлайн калькулятор](#), скорости воды (м/с)

С помощью первой формы определяем, расход воды через сопло, берем диаметр сопла равный диаметру водонапорного канала (к примеру 16 мм) и рассчитываем различный объем воды 1,1 атм - 10 атм.

По второй формуле рассчитываем потери в метрах. Сопоставимые с H, и ориентировочно скорость потока. Данную скорость сравниваем со скоростью во втором калькуляторе.

Получается, что потери при увеличении давления растут квадратично.

Бесспорно, в открытых гидроэлектростанциях используется фактор земного тяготения. Но также, особенно в мини-ГЭС, где вода сбрасывается по трубе большего сечения, присутствуют потери. Их необходимо учитывать. Все равно должен быть способ найти решение. Разбираемся с потерями в водогонных магистралях. Думаю, это не так просто, как математическое моделирование в лоб. Нам нужно предметно изучить, что академическая наука изложила о потерях.

Если расчеты гидростатики для реальных жидкостей строятся на основе учета потерь, сопротивлений нам необходимо уточнить



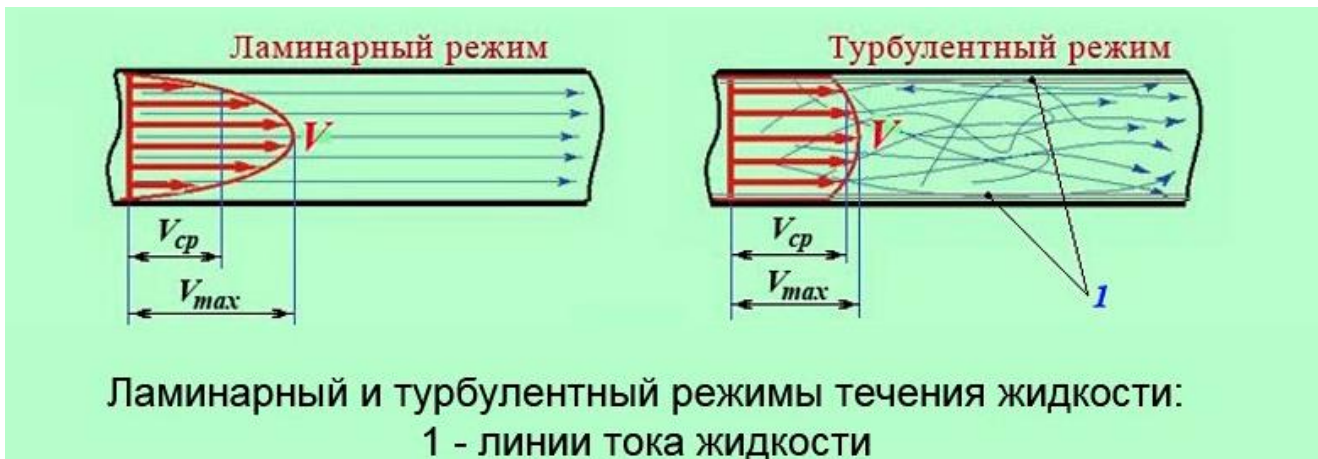
данный вопрос. Нужно обязательно изучить сопротивления и потери напора.

Основные виды сопротивлений

Линейные сопротивления – это гидравлические сопротивления, вызываемые трением слоев жидкости друг о друга и о внутреннюю поверхность трубы. Они распределяются по всей длине потока равномерно и зависят от скорости движения жидкости, ее физических свойств (плотность, вязкость) и характеристик трубопровода (длина, внутренний диаметр, шероховатость стенок труб).

Местные сопротивления – гидравлические сопротивления, вызываемые локальным изменением скорости потока по величине и направлению. В местных сопротивлениях (всасывающие сетки, задвижки, соединительные головки, разветвления и т.д.) происходит, отрыв струи от стенок, образование вальцовых областей с возвратным течением, пульсации скорости и давления, сильно деформируются эпюры осредненных скоростей.

Ламинарный и турбулентный режимы течения жидкости.



Под режимом течения жидкости понимают кинематику и динамику жидких микрочастиц, определяющую в совокупности структуру и свойства потока в целом.

Режим движения определяется соотношением сил инерции и трения в потоке. Причем эти силы всегда действуют на жидкие макрочастицы при их движении в составе потока. Хотя это движение может быть вызвано различными внешними силами, к примеру, силами гравитации и давления. Соотношение этих сил отражает **критерий Рейнольдса**, которое является критерием режима течения жидкости.

При низких скоростях движения частиц жидкости в потоке преобладают силы трения, числа Рейнольдса малы. Такое движение называется ламинарным.

При высоких скоростях движения частиц жидкости в потоке **числа Рейнольдса** велики, тогда в потоке преобладают силы инерции и эти силы определяют кинематику и динамику частиц, такой режим называется турбулентным

А если эти силы одного порядка (соизмеримы), то такую область называют - область перемежания.

Если просто, то в турбулентном режиме происходит перемешивание различных слоёв течения жидкости. Основной ток движения жидкости по направлению течения смещается к стенкам. Если провести аналогию с током в проводе в электродинамике/электромеханике,



Поверхностный эффект, скин-эффект – эффект уменьшения амплитуды электромагнитных волн по мере их проникновения вглубь проводящей среды. В результате этого эффекта, например, переменный ток высокой частоты при протекании по проводнику распределяется не равномерно по сечению, а преимущественно в поверхностном слое.

Тогда турбулентный режим течения жидкости – это аналогия скин-эффекту в электродинамике. Не учитывать его нельзя, все наши «непонятки» очень может быть именно из-за не учёта данного эффекта.

Число Рейнольдса определяется следующими соотношениями:

$$Re = \frac{\rho v D_{\Gamma}}{\eta} = \frac{v D_{\Gamma}}{\nu} = \frac{Q D_{\Gamma}}{\nu A},$$

- плотность среды, (ρ) кг/м³;
- характерная скорость, (v) м/с;
- гидравлический диаметр, (D_{Γ}) м;
- динамическая вязкость среды, (η) Па·с или кг/(м·с);
- кинематическая вязкость среды (ν), м²/с;
- объёмный расход потока, (Q) м³/с;
- площадь сечения канала, например-трубы, (A) м².

Гидравлический диаметр для трубы круглого поперечного сечения, полностью (без пустот) заполненной жидкостью:

$$D_{\Gamma} = \frac{4 \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} = D$$

То есть, для круглого сечения гидравлический диаметр равен геометрическому диаметру. Если рассмотреть формулу числа Рейнольдса, мы можем именно по ней рассчитать объёмный расход потока (Q , м³/с) и характерную скорость воды (v , м/с). Но опять же, если мы будем моделировать водопровод под давлением. Все расчеты нас опять загонять в потери, которые рассчитываются колоссальные.

Будем думать, есть четкие параметры оценок иссечения жидкости из резервуаров, все они строятся по принципу самотека (при равности давлений над поверхностью жидкости в сосуде и на выходе) Течение жидкости в трубах нам не интересно, по причине больших сопротивлений в турбулентном режиме эксплуатации. Будем искать решение.

Вернемся к базовым формулам, по которым рассчитываем скорость потока воды. Водопровод оставим, так как там свои потери.

Формула при разности давлений из которой выведена скорость сброса воды с плотин или по водоводам к турбинам.

Найдем еще один источник, описывающий истекание жидкостей.

Читаем:



В инженерной практике скорость V и расход жидкости Q через отверстия и насадки определяют по формулам

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} \quad (7.1)$$

где φ - коэффициент скорости, учитывающий снижение скорости за счет гидравлического сопротивления отверстия или насадка и представляющий отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости;

H - напор истечения;

ω - площадь отверстия или выходного сечения насадка;

μ - коэффициент расхода, связанный с другими коэффициентам истечения соотношением

$\mu = \varphi \varepsilon$ откуда видно, что μ учитывает снижение расхода, вызываемое гидравлическими сопротивлениями и сжатием струи.

В общем случае коэффициенты истечения μ , φ , ε зависят от числа Рейнольдса. При развитом турбулентном режиме истечения (при $Re > 10^5$) численные значения коэффициентов становятся постоянными и равными:

для малых круглых отверстий в тонкой стенке: $\varphi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$; $\mu = 0,9 \cdot 0,64 = 0,62$;

для внешнего цилиндрического насадка: $\varphi_n = 0,82$; $\varepsilon_n = 1$; $\mu_n = \psi_n = 0,82$

Все реально, для значений вытекающей жидкости самотеком под давлением массы воды и сил тяжести, на основе формулы расчета скорости воды с учетом H - столба водяного напора. Рассчитаем скорость для истекания жидкости из резервуара с $H = 3$ м и 10 м, с внешним цилиндрическим насадкам.

$$v = \varphi \sqrt{2gH} = 0.82 * \sqrt{2 * 9,8 * 3} = 6,5 \text{ м/с (при } \varphi=1 \text{ } v= 7,8 \text{ м/с)}$$

$$v = \varphi \sqrt{2gH} = 0.82 * \sqrt{2 * 9,8 * 10} = 11,9 \text{ м/с (при } \varphi=1 \text{ } v= 14 \text{ м/с)}$$

Замечательно, не вызывает ни каких сомнений, имеем потерю скорости, на значение коэффициента.

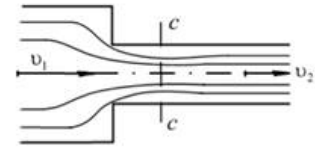
Данная формула результирующая из уравнения Бернулли, истечения жидкостей из сосуда под давлением, полностью подтверждает работу основной формулы, при этом показывает, как вводить результаты расчета потерь. Логически рассчитать коэффициент потерь и учесть в скорости напора что по сути и сделано в академической практике



Внезапное сужение потока

В данном случае происходит внезапное увеличение скорости.

Удара при этом в плоскости перехода сечения не происходит. Но на некотором расстоянии ниже по течению происходит сжатие струи (сечение с – с), а затем переход от сжатого сечения к нормальному. Этот переход можно рассматривать как удар, что и служит причиной потерь напора. Потери напора при внезапном сужении значительно меньше потерь напора при внезапном расширении. Коэффициент ξ здесь зависит от соотношения. Найденные опытным путем значения ξ , приведены в табл. **Значения ξ при внезапном сужении**



ω_2/ω_1	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
ξ	0,45	0,39	0,35	0,38	0,2	0,09	0

Гидравлические потери

Коэффициенты потерь для некоторых местных сопротивлений

Плавное расширение (диффузор) (рис.2.5):

$$\xi_{\text{од}} = \frac{\lambda^2}{8 \sin \alpha / 2} \left(\frac{n^2 - 1}{n^2} \right) + \left(\frac{n - 1}{n} \right)^2 \sin \alpha,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения,
 α – угол конусности, $n = S_2/S_1$ - степень расширения конуса.

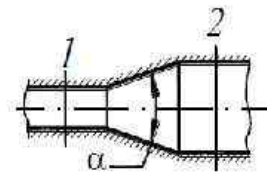


Рис. П2.5

Плавное сужение (конфузор) (рис. 2.6).

(при $\alpha \leq 50^\circ$, можно пренебречь потерями напора на сужение)

$$\xi_k = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha / 2} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2}, \quad n = S_2/S_1.$$

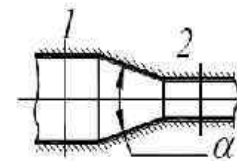


Рис. П2.6

А вот тут мимо данного расчета, меня осенила интересная идея. Которую возможно проверить и математически. Но сначала

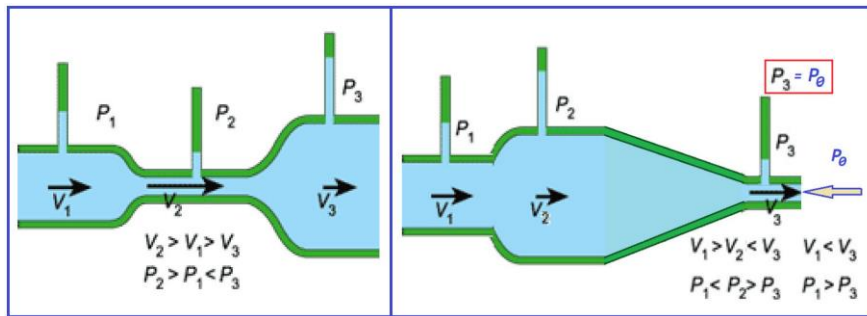
Диффузор (в гидроаэродинамике) – профилированная часть канала (трубы), в которой происходит замедление потока. При этом перепад статических давлений на диффузоре может быть меньше, чем на участке прямой трубы исходного сечения (см. Формула Дарси – Вейсбаха), т.е. его коэффициент местного сопротивления бывает отрицателен; однако при росте длины при постоянном угле раскрытия и при увеличении угла раскрытия диффузора может произойти, отрыв потока от стенок (вблизи них образуются вихри), при этом коэффициент сопротивления диффузора очень сильно возрастает.



Существует конструкция, обратная диффузору, называемая конфузур – часть канала, в которой происходит соединение и плавный переход большего сечения в меньшее. Движение воздуха в конфузуре характеризуется тем, что динамическое давление в нём в направлении движения потока увеличивается, а статическое – уменьшается. Увеличивается скорость дозвукового течения жидкости или газа.

Главное, если конфузур по сути сопло (сужающийся насадок), а вот диффузор – это расширение трубопровода, и при верных расчетах мы можем поднять местное давление жидкости в трубе. К слову нас же интересует давление на входе в насадку (сопло/конфузур).

Напрашивается вот такая конструкция, исходя из рисунка школьного учебника



Вернемся к уравнению Бернулли:

Следствия из уравнения Бернулли

2. Всасывающее действие струи

Рассмотрим течение жидкости по горизонтальной трубе переменного сечения:

Тогда весовое давление $p_{гс}$ не учитывается. Выделим два участка с площадью поперечного сечения S_1 и S_2 , причём пусть $S_1 > S_2$. Статические давления p_1 и p_2 в этих сечениях могут быть определены по высоте h_1 и h_2 в капиллярных трубках.

Уравнение Бернулли для данного случая: $\frac{\rho v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + p_2$

Из условия непрерывности струи: $S_1 > S_2$, то $v_1 < v_2$. Тогда $\frac{\rho v_1^2}{2} < \frac{\rho v_2^2}{2}$

Тогда из уравнения Бернулли следует: $\frac{\rho v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + p_2 \Rightarrow p_1 > p_2$

Статическое давление p_1 в более широкой части трубки **большее**, чем статическое давление p_2 в её узкой части.

Если сужение значительно, то $v_2 \gg v_1$, статическое давление p_2 резко уменьшается и может стать ниже атмосферного $p_{атм}$. Воздух будет засасываться через отверстие в месте расположения сужения.

Вывод: в узких местах давление станет меньше, чем в широких местах.

Течение жидкости по трубе переменного сечения

Через сечение труб за равное время проходит равный объём жидкости

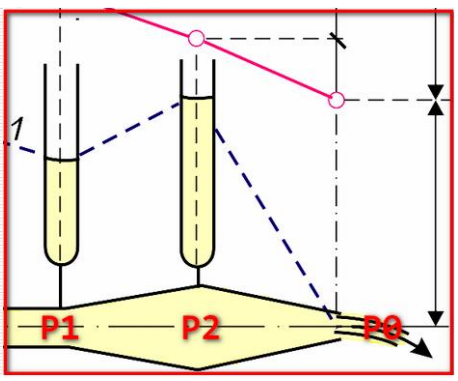
$V_1 = V_2 = V_3$ $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t_3$
 $l_1 < l_2 > l_3$

$v_1 < v_2 > v_3$

Чем меньше сечение трубы, тем больше скорость течения жидкости

Разница между высотой, соответствующей давлению, и высотой, соответствующей избыточному давлению $p_{изб}/\rho g$, составляет $\rho g z$. Обычно, под пьезометрической линией понимают линию, соединяющую концы отрезков, представляющих суммы $z + p_{изб}/\rho g$.

Пьезометрический уклон - это изменение пьезометрического напора, отнесенное к единице длины. Пьезометрический уклон считают положительным, если по течению струйки пьезометрическая линия понижается.





В данном варианте нас интересует разность скоростей и давлений. Я нигде не нашел позиции применения, когда труба после выхода из насоса увеличивает свое сечение. Только разговоры, о методах увеличения производительности насоса. Но при этом скорость потока в трубе уменьшается, но главное увеличивается производительность. Этот прием применяют на садовых участках для полива. Часть трубы после насоса, делают большим сечением, и как следствие расход воды увеличивается. К сожалению, более детальных описаний таких комбинаций я не нашел, потому пробуем разобраться сами.

Мы уже знаем, что при работе сопла требуется соответствующая разница давлений. В пробном пуске данная разница не выполняется, что так же является причиной минимальной производительности насоса.

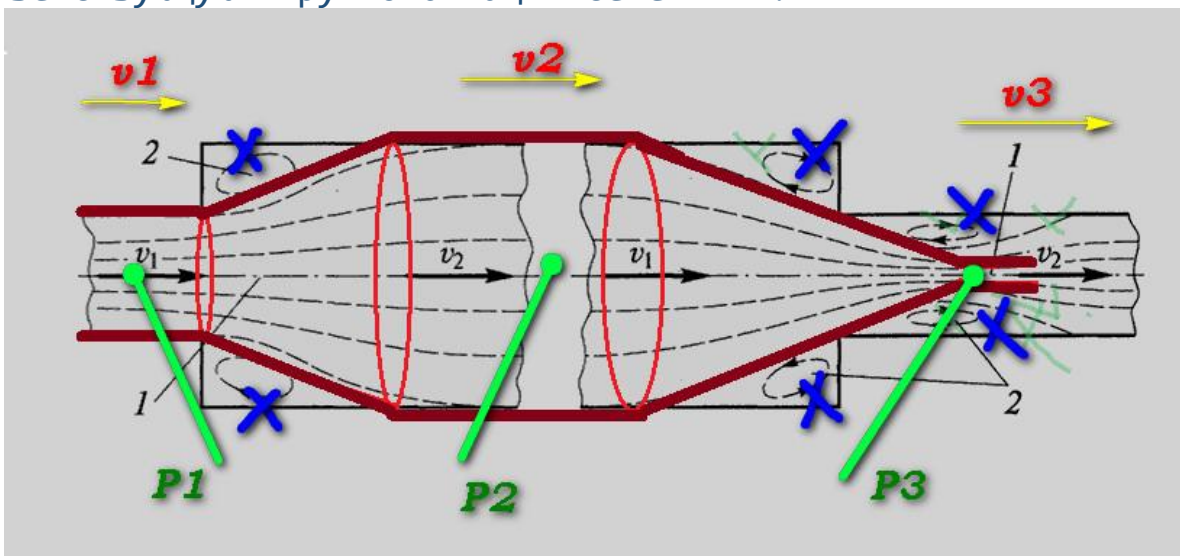
Представим, что на выходе насоса, сечение трубы увеличивается в три раза. Естественно скорость уменьшается пропорционально увеличению сечения. При этом сопротивление протеканию жидкости резко падает, но статическое внутреннее давление жидкости вырастает. Такой вот парадокс гидродинамики.

Если посмотреть на фотографию насосной станции, то на лицо применяют как раз сужение перед входом в насос и расширение после выхода из насоса.





У Американцев это просто стандарт для экономной неперегруженной работы насоса. Идея состоит как раз сделать соответствующую игру комбинаций сечениями:



- P1 – давление, создаваемое насосом;
- P2 – давление, в расширительной камере;
- P3 – Давление среды истекание сопла (1 атм).

Пробуем произвести соответствующие расчеты. Для начала параметры насоса нужно уточнить:

Модель		Мощность		Q м³/ч	Q												
однофаз.	трехфаз.	кВт	л.с.		0	12	16	24	30	36	42	48	54	60	66	72	78
				л/мин	0	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
HFm 4	HF 4	0,75	1		10	9,3	8,7	8	7	6	4,7	3					
HFm 6C	HF 6C	1,1	1,5		11,9	11,7	11,3	10,7	10,2	9,2	8	6,7	5	3			
HFm 6B	HF 6B	1,5	2		14,7	14,5	14	13,5	12,8	12	11	9,7	8,2	6,7	5		
	HF 6A	2,2	3		18,5	18,1	17,8	17,2	16,8	16	15	13,8	12,2	10,5	8,3	6	

Выбираем: Q – 36 м³/ч, H – 12 метров.

Что мы имеем: Выходной диаметр патрубка насоса – 75 мм, диаметр расширения – 200 мм, диаметр сопла – 15 мм.

Расширение от насоса и сужение к соплу должно быть коноидальное (конусное) с углом не более 60°. Сужение к соплу целесообразнее выполнить с меньшим углом. Таким образом должна сработать ожидаемая загрузка производительностью насоса.

Скорость воды от насоса – 2,15 м/с 2,16 атм (2,2 атм допустимо).
 Скорость воды в зоне РЕ – 0,3 м/с при 15,37 атм.
 Скорость воды из сопла – 53,7 м/с в 1 атм среды.
 Необходимое давление перед соплом – 15,3 атм.

Согласно матрицы противоречий по давлениям, как в традиционном случае, нет. Такой на первый взгляд простой, но хитрый



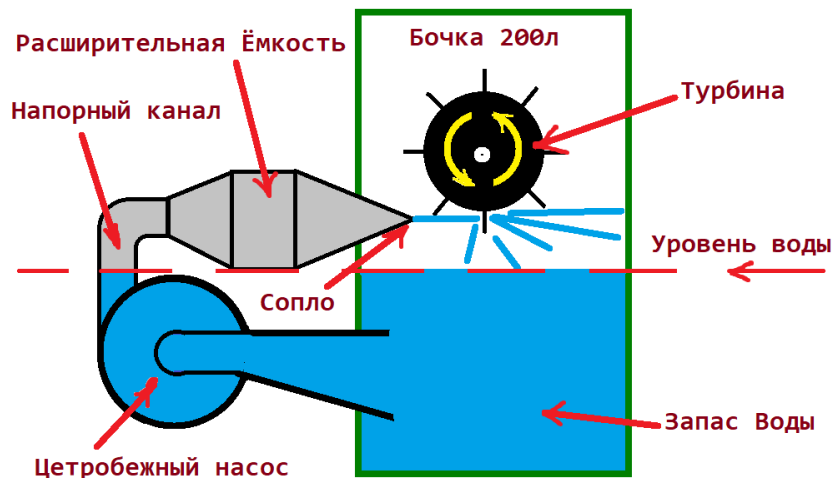
трук, позволяет запустить в работу, прелести автономного гидравлического генератора.

В любом случае, работа устройства возможна только при приведении всех параметров системы, к условию выполнения законов и правил гидродинамики. Этот последний элемент **Расширяющаяся Ёмкость [РЁ]**, как раз обеспечивает выполнение двух условий загрузки производительности насоса, и работу сопла по условию давлений вход выход.

Все остальные предложения остаются в силе.

Подытожим наше повествование, и выделим основное.

Структура нашей автономной гидрогенераторной установки ВЕДРОГЭС сформировалась в следующие элементы:



Диаметр всасывающего патрубка должен быть равен диаметру расширения РЁ.

Немного аналогий применения диффузорного - конфузорного канала для к примеру газов. Выхлопная труба мотоцикла.

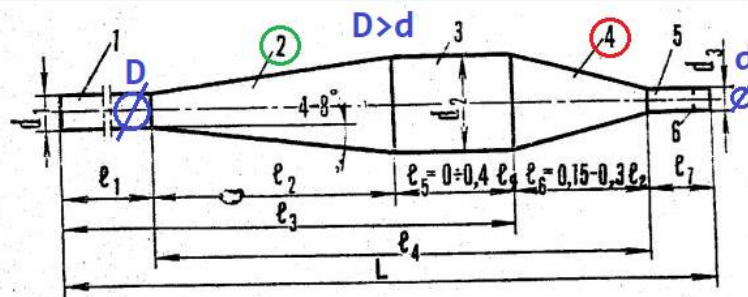


Рис. 59. Система выпуска и исходные размеры ее элементов: 1 — выпускная труба; 2 — диффузор (конус расширения); 3 — цилиндрическая часть; 4 — конфузор (конус сжатия); 5 — выходная труба глушителя; 6 — шайба

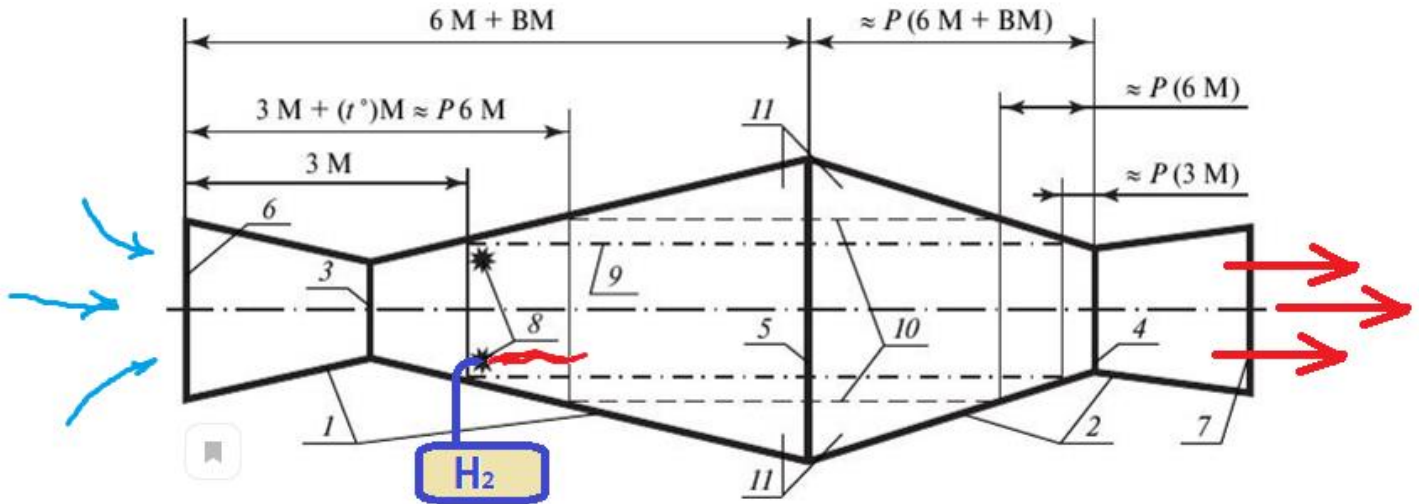
$$l_5 = 0-0,4l_2; l_6 = 0,15-0,3l_2;$$

$$d_3 = 0,3d_1; \frac{d_2}{d_1} = 1,8-3$$



Теория Шестеренко Н.А. Получение энергии из физического вакуума.

Принципиальная схема насадка Шестеренко Н.А.

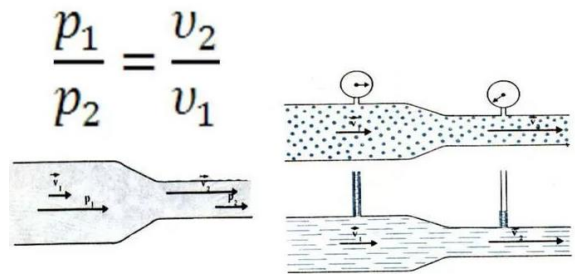


1,2 – сопло Лавая; 3, 4 – критическое сечение; 5 – сечение наибольшего расширения сопла Лавая 1,6– входное сечение; 7 – выходное сечение; 8 – форсунки подвода водорода; 9 – линия отрыва от сопла Лавая / и движение потока газа со скоростью 3 М (три Маха); 10 – линия отрыва от сопла Лавая 1 и движения потока газа со скоростью 6 М (шесть Махов); И – вакуумируемая полость

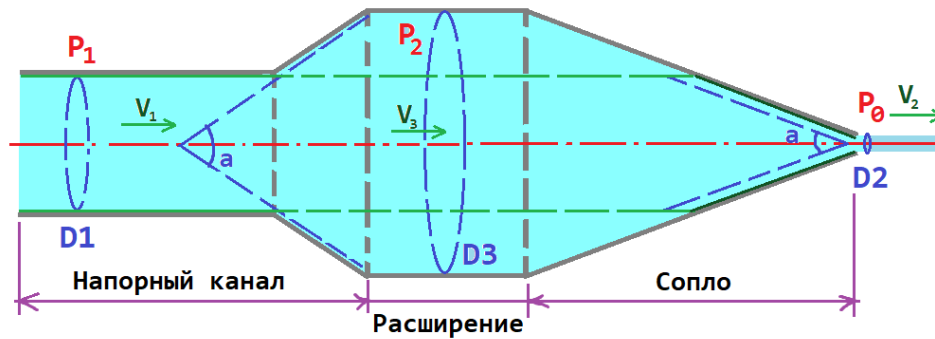
Как видим я ничего прорывного не изобрел, а логически применил правило Бернулли для решения конкретной задачи.

РАСШИРИТЕЛЬНАЯ ЁМКОСТЬ (ГОЛОВКА СОПЛА) + СОПЛО

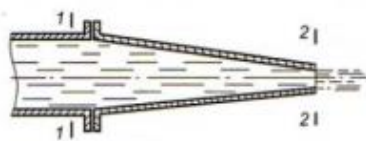
Мы уже знаем проблему напора и внутреннего давления воды, в напорном канале перед соплом. Очень хорошо знаем еще со школьной скамьи, что по правилу Бернулли: **«Давление жидкости, текущей в трубе, больше в тех частях трубы, где скорость её движения меньше, и наоборот».**



Таким образом родилась идея соответствующего элемента нашей системы [головка сопла РЭС] *Expansion Capacity Nozzle* (см. рисунок)



Зелёным цветом я обозначил традиционный расчет канала и сечения сопла. Угол (a) не должен превышать 60° . Но в традиционном исполнении давление в канале будет зависеть от высоты напора H , или возможностей насоса нагнетателя. К сожалению, дилемма гидравлики насосов, чем меньше напор в канале, тем больше производительность. И насос работает производительнее чем меньше сопротивление течению жидкости в напорном канале. Меньше сопротивление, меньше напор и соответственно внутреннее давление в жидкости. При этом сопротивление в сопле, будет меньшим, только при условии, выполнения соотношения баланса давлений по уравнению Бернулли.



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad p_1 = p_2 + \frac{\rho}{2}(v_2^2 - v_1^2)$$

Самое поразительное, что при разном увеличении сечения нагнетательного (напорного) канала, адекватно уменьшается и сопротивление течению жидкости, которое видит насос и старается выполнить наполнение жидкостью, образовавшейся «свободную» полость. Тем самым повышая свою производительность. Парадокс состоит в том, что внутри - статическое давление в зоне расширения растёт, скорость падает, а для насоса наоборот это как падение сопротивления.

После зоны расширения необходимо выполнить коническое сужение канала до диаметра сопла. Угол сужения должен быть меньше 60° . Таким образом внутри статическое давление зоны расширения будет как бы отражающей платформой, для разгона жидкости в сопле.

Давление воздуха среды истекания воды, меньше чем давление напорного канала, это условие должно соблюдаться как минимум в два раза $2P_1 > 1P_0$.

Данный узел должен быть выполнен с учетом способности выдерживать внутри статическое давление воды на этом участке. К примеру, в расчетной версии, которая предложена по реальной



конструкции 2,0 атм вход от напорного канала и 15,4 атм в зоне расширения. Резкое повышение давление в канале имеет еще и свои прелести на выносливость стенок.

Какие предельные параметры для данного узла, сложно сказать, но здравый смысл должен присутствовать.

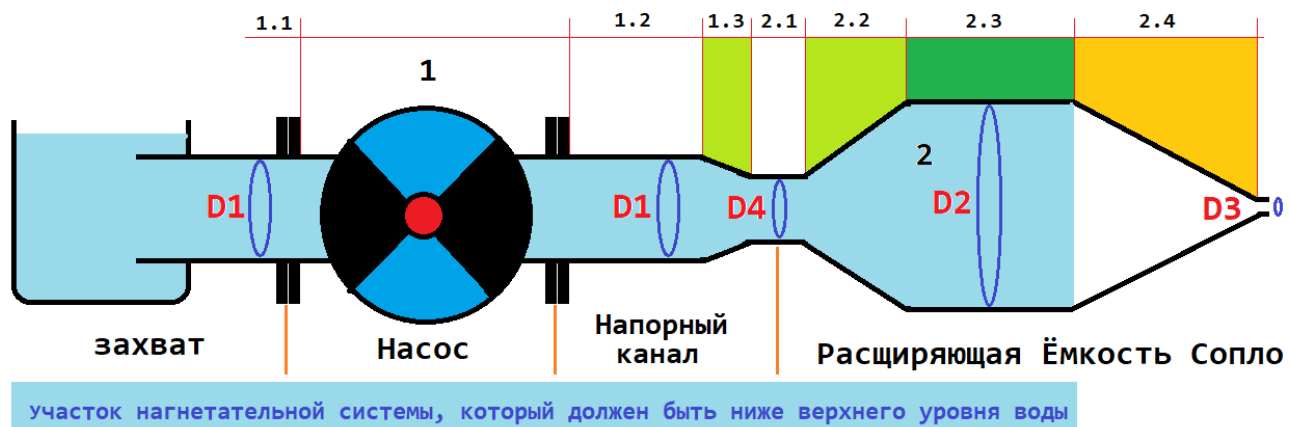
Еще одна особенность регулировка отверстия диаметра сопла в данной конструкции не желательна. Так как регулировать объем зоны расширения не предоставляется возможным. Работа сопла и насоса нужно планировать на постоянной основе.

Как рассчитать сечения. Берем параметры работы средней точки насоса и вводим их в таблицу. Потом вводим диаметр напорного канала (диаметр выходного шлица насоса) и диаметр сопла. Подбираем диаметр расширения таким образом, чтобы внутри статическое давление воды, в зоне расширения соответствовало условию работы сопла.

В такой комбинации сопротивление прокачки воды через нагнетательный канал будет минимальным, и работа насоса ожидается в его штатных показателях средней точки.

Остается только изготовить само сопло с головкой сопла РЁ, в соответствии с условиями предельного давления и соответствующих креплений после расчета оптимальных углов расширения и сужения.

Есть еще один момент, чтобы уменьшить давление в Головке РЁС, необходимо увеличить скорость входа жидкости в головку. Это возможно сделать, уменьшив входное отверстие в диаметре. Можно уменьшить просто участок напорной трубы перед головкой. Общий вид системы отображён на рисунке ниже.

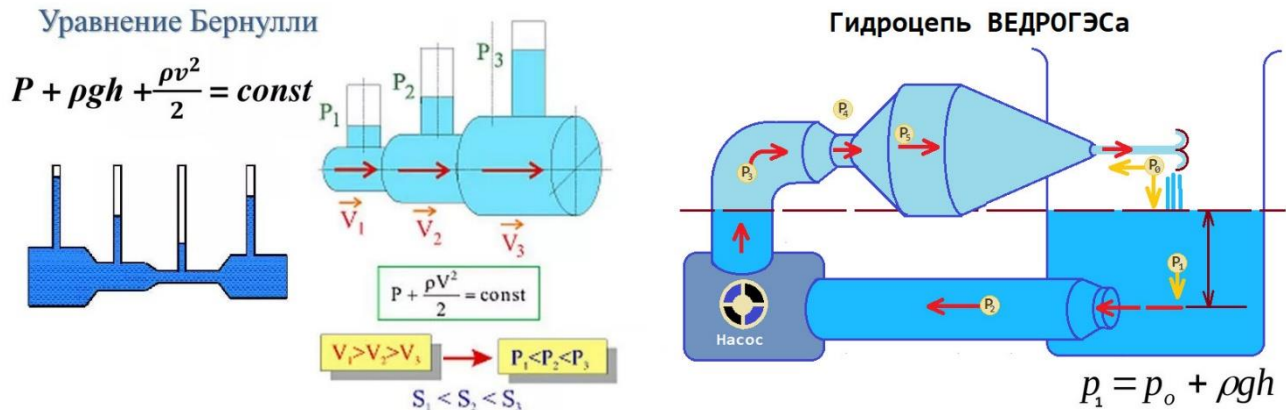


Зоны 1.1, 1.2 это нагнетательный и засасывающий каналы. Зона 2.1 это зона сужения перед головкой РЁС. Зона 1.3 это зона сужения конусного типа с углом не более 60°. Зона 2.2 конусное расширение РЁС с углом не более 60°. Зона 2.3 это максимальное расширение РЁС. Зона 2.4 это конусное сужения сопла, его угол желательно должен быть меньше 60°. (40-35°). Длина зон 2.4 = 2.3 должна быть равна.



Вот такой парадокс гидравлики.

Для наглядности все точки вы можете определить сами:



Для закрепления материала подсмотрим как эти проблемы решают, инженеры конструкторы. В одном исследовательском объединении, отрабатывают механизмы подводных пусков ракет. Их задача поместить образец (ракету) в среду в которой будет скорость ракеты относительно воды соответствующая, естественно по принципу правила от места расположения слагаемых сумма не изменится.

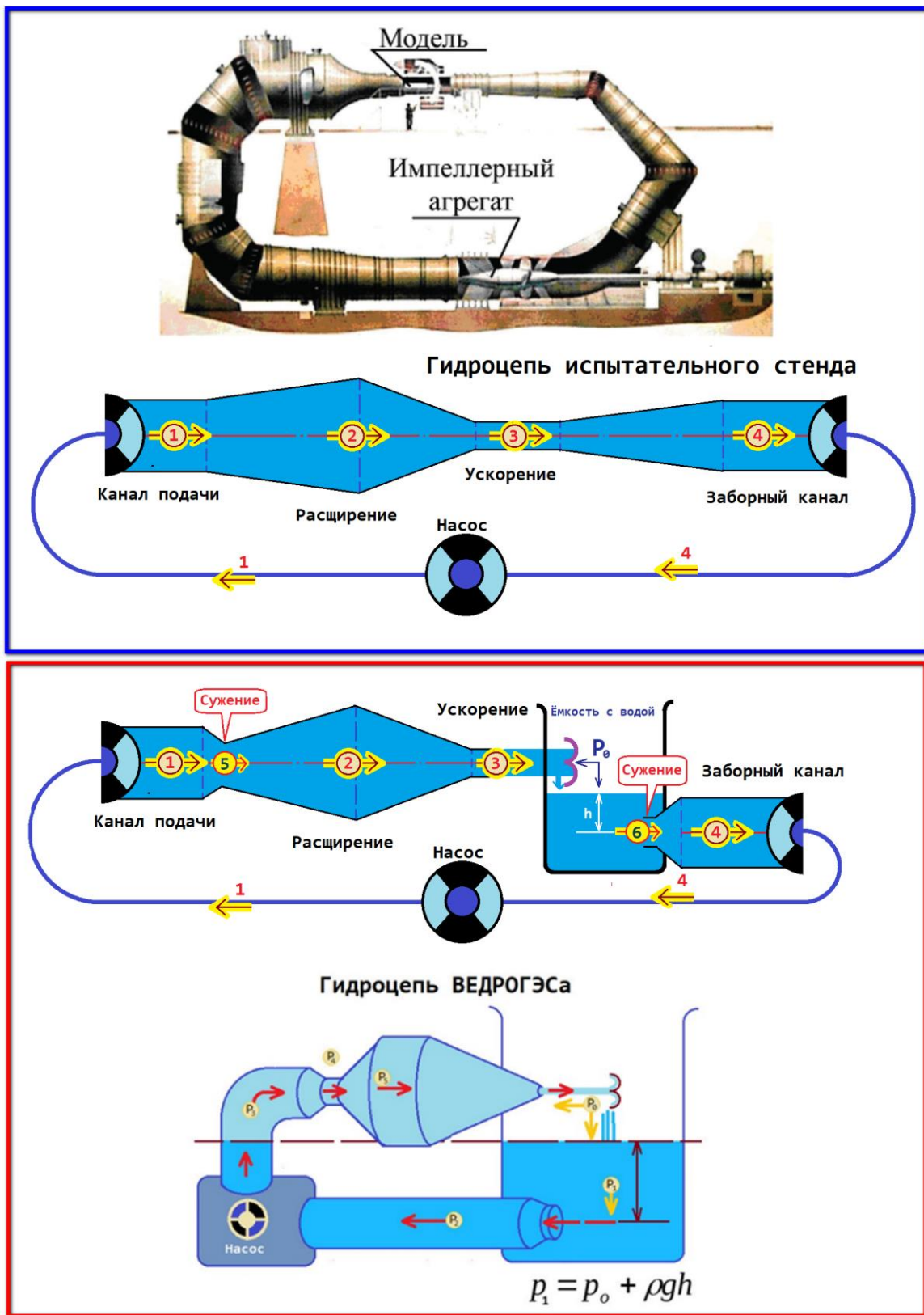
Физическое и математическое моделирование гидродинамики подводного старта ракет (<http://journal.almaz-antey.ru/jour/article/view/194>)

Аннотация

В соответствии с техническими характеристиками экспериментальных установок – гидробассейнов, гидротруб – разработаны методы моделирования гидрогазодинамических процессов, определены требования к моделям и энергосистемам старта, условиям проведения испытаний, правила пересчёта результатов модельных испытаний на натурные условия. Математическое моделирование проводилось на основе метода контрольного объёма с учётом многофазности среды и наличия силы тяжести на примерах подводных стартов торпед из горизонтальных пусковых установок движущихся носителей и ракет из вертикальных пусковых шахт.

Отработка старта изделий морского базирования проводится различными способами и методами, и определение гидродинамических характеристик ракетной техники осуществляется как расчётными способами с использованием программных комплексов на ЭВМ, так и методами экспериментальных исследований, проводимых на гидродинамических установках с использованием моделей.

Экспериментальная отработка подводного старта может быть выполнена на гидродинамической базе ОАО «ГРЦ Макеева», в которую входят гидробаллистический бассейн (ГБ) (рис. 1), две большие скоростные гидродинамические трубы (БСГДТ) с горизонтальным (рис. 2) и вертикальным (рис. 3) рабочими участками.



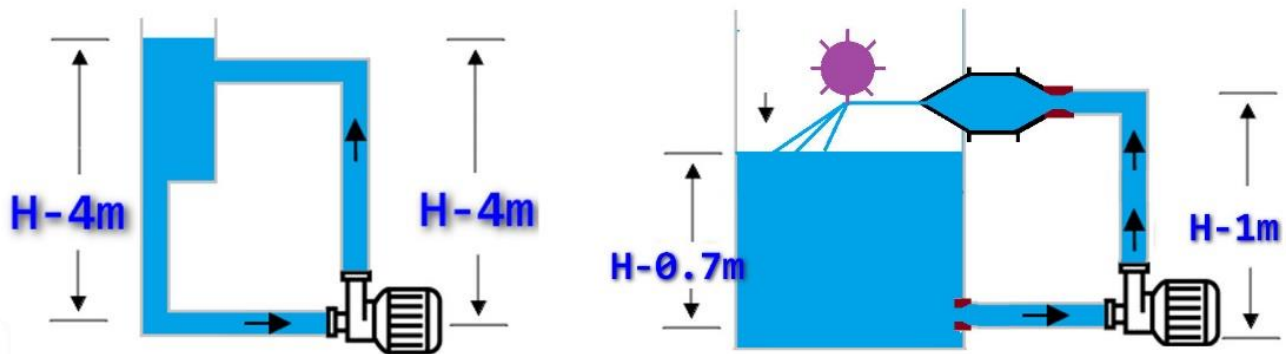
Безусловно, инженеры-конструкторы решали совершенно иные задачи. Но принцип решения совпадает (он не может не совпасть, так как нужно выполнить правила гидродинамики по уравнениям Бернулли). В нашем контуре добавлены емкость с атмосферным давлением на



поверхности и выходом струи воды (P_0), для передачи силы давления турбине.

Давление, создаваемое насосом, не всегда равно давлению в напорной линии и не всегда связано с высотой подъема жидкости насосом.

Дело в том, что жидкость может попадаться в насос уже с некоторым давлением (положительным или отрицательным). Левый рисунок, когда при работе в замкнутом контуре полезный напор насоса равен 0.



На изображении слева показана схема, при которой насос перекачивает воду в замкнутом (*но не изолированном от атмосферы*) контуре. Высота подъема жидкости после насоса равна 4 метра, но и на вход в насос вода попадает с тем же самым подпором 4 метра. Поскольку статическое давление на входе и выходе из насоса равны, то полезный напор, создаваемый насосом, будет равен 0 (или чуть больше 0 с учетом потерь на сопротивление). Иначе говоря, насос будет работать при нулевом перепаде давлений. Все, что требуется насосу в этой ситуации – это преодолеть сопротивление трубопровода. При этом давление в корпусе насоса будет равно 0,4 кгс/см² (то есть будет равно статическому давлению столба воды высотой 4 метра).

Правый рисунок, это наш гидравлический контур ВЕДРОГЭСа, где мы установкой конфузора/диффузора на входе всасывающего патрубка решаем вопрос выравнивания давления в трубе подачи и забора, обеспечивая условие для насоса описанном выше. Цели две: максимальная производительность объема перекачиваемой воды и долговечность, безаварийность работы насоса и его электромотора.

Надеюсь для образованного человека, данный момент взять на вооружение не составит труда. Основной «СЕКРЕТ» ВЕДРОГЭСа, который описан в любом учебнике физики я изложил.

Разберем еще один момент, как верно рассчитать силу давления струи на лопатку турбины. Фактически мы вернулись в исходное положение определения момента силы формируемого кинетической энергией струи во вращательное движение.



Для ковшовой турбины результат возможно, будет еще интересней т.к. есть [исследования давления струи на различные формы препятствий](#). Мы

в своих расчетах, получается опирались на формулу (а), а судя из таблицы справа, требуется применять формулу (е) или (д). В которых, прописаны формулы для соответствующих форм лопаток, с увеличением удельного веса воды вдвое. При этом в знаменателе не 2g, а g. Нам нетрудно ввести в формулу и посмотреть результат. Результат весьма впечатляет и радует глаз. Но посмотрим на данную формулу и ту, что мы взяли из академических

а)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv$
б)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
в)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
г)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 + \cos \beta)$
д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
жс)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv \sin \alpha$

источников логически. Пока остается не разгаданным значение Коэффициента лобового сопротивления лопатки. Я нашел только данную информацию подобного толка [[ССЫЛКА](#)]. Какое именно численное значение ставить? Думаю, если логически, это связано с мерностью соприкосновения струи с лопаткой. Если струя соприкасается с площадью лопатки при скоростях струи = $2v_{\text{лоп}}$, под с углом 90° , тогда $C_{\text{л}} = 1,0$ если направление струи имеет направление после касания от вала турбины, тогда $c_{\text{л}} < 1,0$, если к валу турбины тогда $c_{\text{л}} > 1,0$. При правильном расчете работы струи у лопатки будут все три положения, тогда $(c_{\text{л}} > 1,0) + (c_{\text{л}} < 1,0)$ даст в сумме θ . И останется только $C_{\text{л}} = 1,0$, который в формуле можно не учитывать. Возвращаясь к нашей формуле расчета силы давления на лопатку, разобравшись с коэффициентом, разберемся с удельным весом γ ($\text{Н}/\text{м}^3$), который входит в нашу формулу:

$$F_{\text{лоп}} = \frac{c_{\text{лоп}} S_{\text{лоп}} \gamma_{\text{вод}} (v_n - v_{\text{лоп}})^2}{2g}, \text{Н}$$

Сила давления жидкости $P = \rho * g * H$, где: $H = v^2/2g$, а $\rho * g = \gamma$,

Объемный расход выражается формулой: $Q = v * S$

Запишем обе формулы и проверим: $F = \rho * S * v^2 = \gamma * S * v^2 / 2g$

Знак равенства только при: $F = \rho * S * v^2 = \frac{\gamma * S * v^2}{2g}$, где двойки можно убрать: $\frac{2}{2} = 1$. Формулу следует записать:

$F = \rho * S * v^2 = (\gamma/g) * S * v^2$, а для лопаток тип (д, е) $F = 2(\gamma/g) * S * v^2$



Полная формула с результирующей разности скоростей:

$$F = C_x * (2\gamma/g) * S_{струи} * (V_{струи} - V_{лопатки})^2$$

Вот таким образом уточнили формулу для гидротурбины с чашками, рассекающими поток и заворачивающими поток, известную под названием гидротурбина Пелтона или Тюрго. По умолчанию:

$$C_x = 1,0 - 1,2.$$

Можем приблизительно оценить возможности ВЕДРОГЭСа

Допустим мы выбираем насос

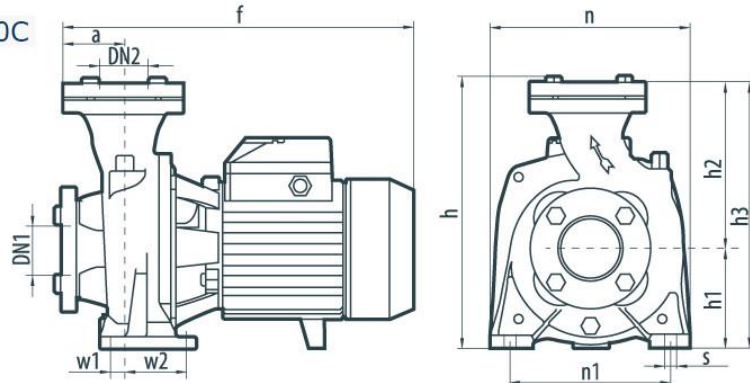
Насос поверхностный NF 130C



5765 грн.

НАСОСЫ ПЛЮС
ОБОРУДОВАНИЕ (Китай)

Напряжение, В:	220
Защита сухого хода:	Нет
Мощность, кВт:	1,4
Максимальная производительность, м³/час:	51,9
Максимальный напор, м:	11,7



Модель	Размеры, мм											Масса, кг		
	a	f	h	h1	h2	h3	n	n1	w1	w2	s	DN1	DN2	кг
NF130B	76	400	320	125	195	320	240	190	6	66	10	G3-B	G3-B	29

Максимальное давление 1 атм + (11,7м = 1,17 атм) = 2,17 атм.

Диаметр выходного и входного патрубка ~ 80 мм (S= 0,005 м²).

Производительность в средней точке 39 м³/ч

Производительность с учетом потерь 37 м³/ч (0,010 м³/с)

Скорость воды в канале подачи и забора 1,989 м/с

Диаметр выходного отверстия сопла 15 мм (S = 0,00018 м²)

Скорость струи из сопла: 56 м/с (Скорость лопатки 28 м/с)

$$F = C_x * (2\gamma/g) * S_{струи} * (V_{струи} - V_{лопатки})^2$$

$$F = 1 * 2 * 9800/9,8 * 0,00018 * (56-28)^2 = 277 \text{ Ньютонов}$$

Приблизительно рассчитаем механическую мощность на валу турбины: $N = F * V_{лопатки} = 277 * 28 = 7756 \text{ Вт}$

Известный факт, что генератор при полной нагрузке имеет входной крутящий момент, или момент силы обратный моменту силы от внешнего источника данной силы. Гидротурбина, паровая турбина, лопасти воздушного винта ветрогенераторных систем или ДВС. Что такое МОМЕНТ СИЛЫ или как еще называют вращательный момент, крутящий момент. (Материал: https://scask.ru/j_book_mech.php?id=117)



§ 110. Момент силы

Величина, которая одновременно учитывает влияние силы и ее расположения относительно оси вращения на угловое ускорение тела, называется моментом силы.

В данном разделе есть такое понятие УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ.

Для нас это интересно тем, что назовем это так отрицательный момент генератора ($-T_{ген}$, Н*м) в сложении с положительным моментом турбины ($+T_{турб}$, Н*м) в равных значениях, даст результирующую моментов равную нулю.

§ 113°. Независимое сложение моментов сил

До сих пор мы рассматривали только такие случаи, когда тело подвергалось действию момента только одной силы. Теперь рассмотрим, каким будет результат одновременного действия на тело моментов нескольких сил. Ответ на этот вопрос можно получить только из опыта.

Возьмем рычаг с длинами плеч a и b , который может вращаться около точки O (рис. 6.11). Подействуем на концы рычага силами F_1 и F_2 .

Если эти силы действуют по отдельности, то они вызывают вращение рычага. Сила F_2 вращает рычаг по часовой стрелке, а сила F_1 — против часовой стрелки¹⁾.

Если эти силы заставить действовать вместе, то можно подобрать их так, что рычаг будет

Рис. 6.11.

в равновесии. При этом окажется, что *равновесие наступит только тогда, когда моменты сил станут равны друг другу по модулю и противоположны по знаку*.

Момент силы F_1 равен $M_1 = -F_1 a$, момент силы F_2 равен $M_2 = F_2 b$. Запишем найденное нами условие равновесия рычага:

$$-F_1 a = F_2 b \text{ или } M_1 + M_2 = 0.$$

Для того, чтобы получить генерацию в заданном объеме, нам нужно приложить положительного момента силы в два раза больше чем, отрицательный момент силы генератора. Момент генератора рассчитывается по известной формуле $-T(\text{Н*м}) = 9550 * P(\text{кВт}) / n(\text{об/мин})$.

В своей практике расчетов, я делаю проще, рассчитанный полный момент силы, передаваемый на вал генератора, делю на два, и уже из половины полного момента рассчитываю мощность генератора.

$$W_{ген}(\text{кВт}) = \frac{1}{2} T_{турб}(\text{Н*м}) * n(\text{об/мин}) * k(0,8) / 9550$$

Таким образом момент силы генератора ($-T$) сразу учитывается с моментом силы привода ($+ \frac{1}{2} T$) в равновесии. Оставшийся свободный момент силы привода, как раз будет выполнять работу, по вращению ротора генератора с заданной частотой.

Таким образом мы смело уточняем $\frac{1}{2} 7,7 \text{ кВт} = 3,88 \text{ кВт}$

$$3,88 \text{ Вт} * 0,8 = 3,1 \text{ кВт}$$

Полезная подключаемая мощность генератора.

$3,1 \text{ кВт} - 1,4 \text{ кВт} = 1,7 \text{ кВт}$ подключаемая потребительская мощность.

Равные по модулю и противоположные по знаку моменты сил, действующие по отдельности, вызывали бы *одинаковые по модулю и противоположные по знаку угловые ускорения*. Действуя вместе, они обеспечили покой тела. Это означает, что, когда эти моменты были приложены одновременно, их действия не изменились. Поэтому можно утверждать, что *при одновременном действии моменты сил складываются как независимые величины*.

Это дает нам возможность при решении практических задач в левую часть уравнения моментов вводить сумму всех действующих на тело моментов сил с учетом их знаков. Это же дает нам право в необходимых случаях производить замену нескольких моментов сил одним результирующим моментом силы.

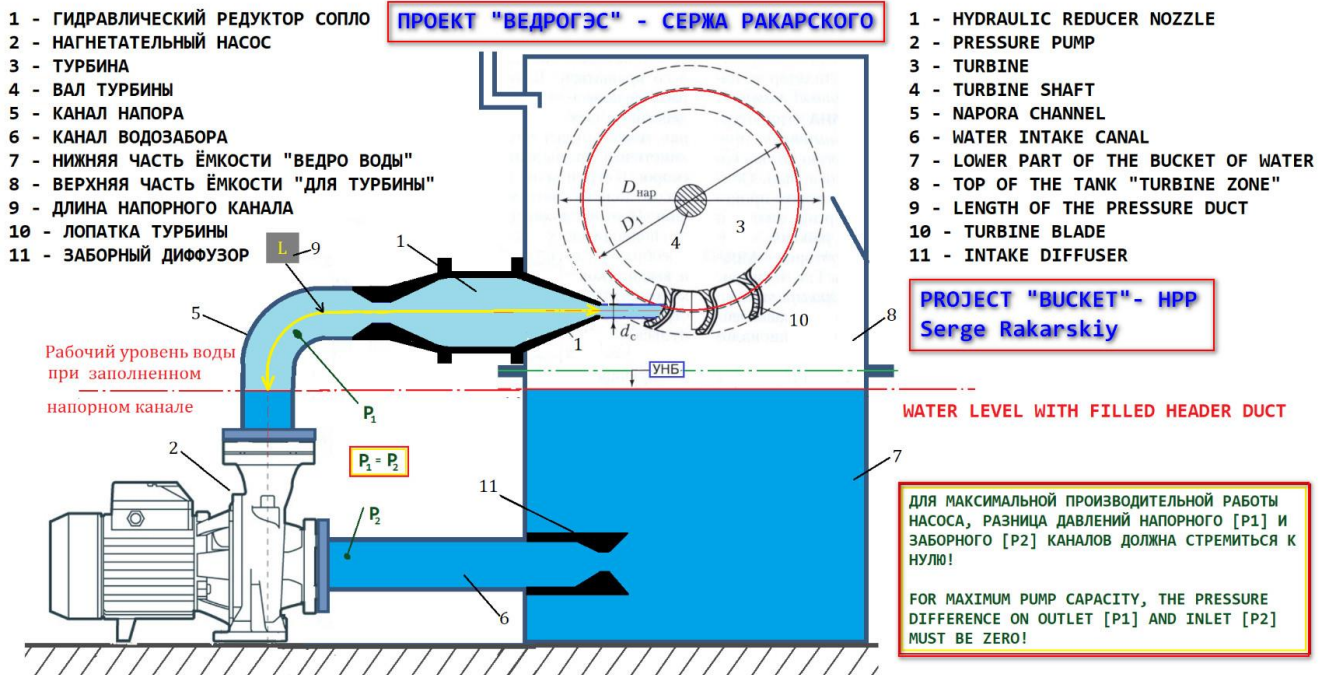
Отметим также, что при рассмотрении примера с рычагом мы получили хорошо известную формулу выигрыша в силе, которую дает любой рычаг.

¹⁾ В § 110 условилось считать вращение по часовой стрелке положительным, а вращение против часовой стрелки — отрицательным.



Водозабор - Насос - Водонапорный канал - Сопло - Турбина

Примерный вид конструкции:



К сожалению все элементы стоят не дешево.

Гидротурбина.

Для нашей конструкции подходят два типа импульсных (активных) ковшовых турбин Пелтона и Тюрго.

- **Ковшовые турбины.** В этом типе турбин вода подаётся через сопла по касательной к окружности, проходящей через середину ковша. При этом она, проходя через сопло, формирует струю, летящую с большой скоростью и ударяющую о лопатку турбины, после чего колесо проворачивается, совершая работу. После отклонения одной лопатки под струю подставляется другая.



Турбины: ТЮРГО



ПЕЛТОНА

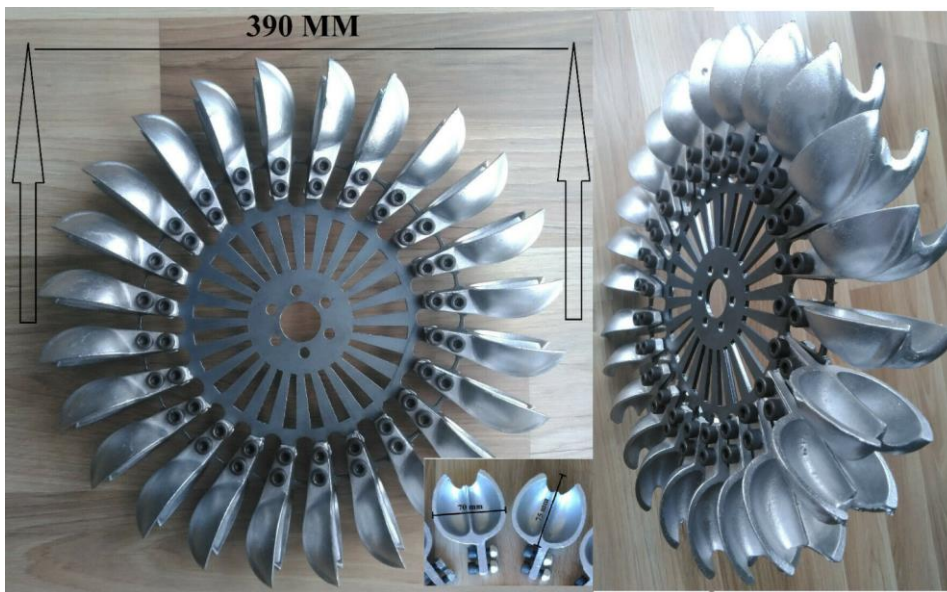




Обе турбины имеют хорошие показатели давления струи на ковшовую лопатку турбины, но турбина Тюрго дешевле по отношению к турбине Пелтона.

д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Q u^2$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Q u^2$

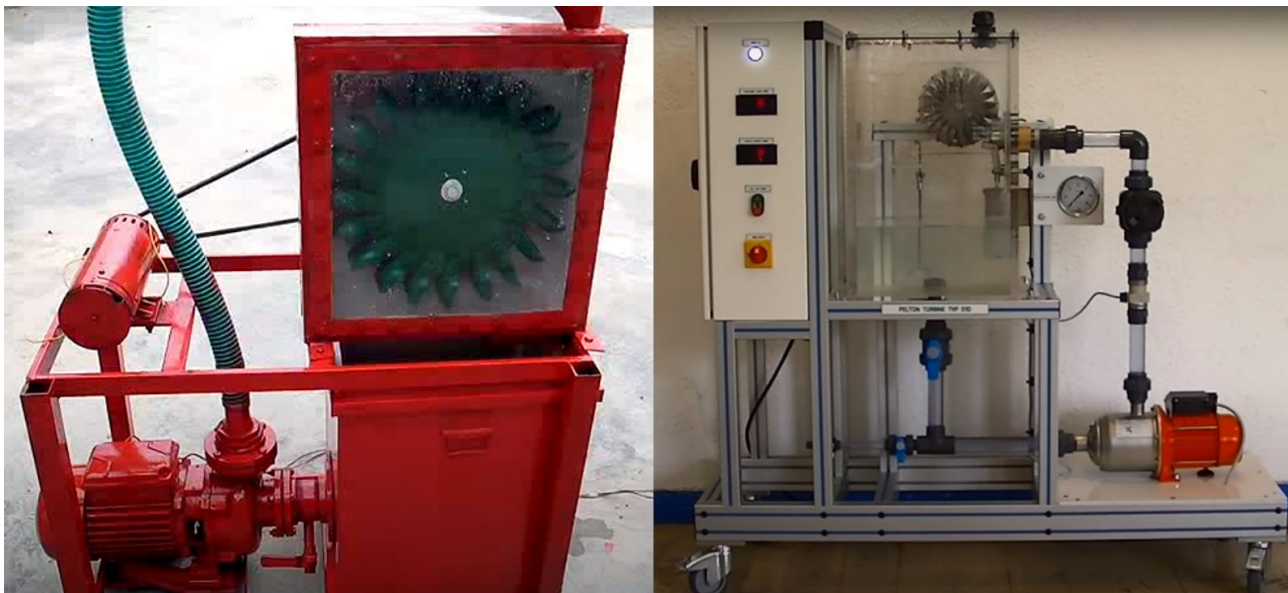
Турбина Пелтона: Внешний диаметр 390 мм: рабочий ориентировочно 375 мм. Алюминиевые ковши Пелтона



СОБСТВЕННО, «ВЕДРО» - ЁМКОСТЬ С ВОДОЙ И УСТАНОВЛЕННОЙ ТУРБИНОЙ

Собственно, вариаций может быть множество. Основное это обеспечить свободный отскок воды от турбины. И каналы напора и водосброса должны быть максимально кратчайшими.





Одна особенность, рабочее колесо насоса должно быть в затопленном состоянии. Есть возможности рассчитайте и выполните соответствующий шкаф с отводами для замены воды, добавления воды, чтобы доступ был для проведения регламентных и ремонтных работ.

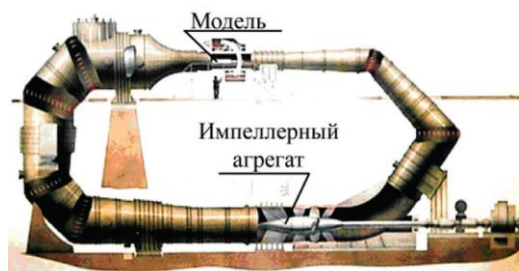


Рис. 2. Большая скоростная гидродинамическая труба с горизонтальным рабочим участком

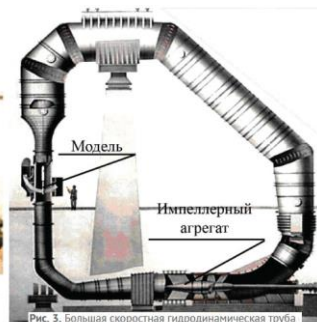


Рис. 3. Большая скоростная гидродинамическая труба с вертикальным рабочим участком

СОБСТВЕННО, «ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ» ГЕНЕРАТОР (АЛЬТЕРНАТОР)

У многих возникает вопрос какой? И главное сразу хочу ответить специальный, рассчитанный на мощность турбины и ее обороты. Вариантов собственно два спроектировать и выполнить гидравлический контур с турбиной, под ваш генератор или рассчитать и выполнить сам генератор (вариант такой машины я привел в основном материале). Так же существуют и различные готовые образцы. Вы можете приобрести к примеру, два генератора и прикрепить их к двум концам вала гидротурбины, вашей емкости. Решений всегда больше чем одно.

К примеру, вот такой генератор 12/24В на 5 кВт:
https://www.ebay.com/itm/133322024464?ul_noapp=true



Единственное, что максимальная нагрузка потребителей будет меньше. Если применить традиционный коэффициент эффективности 0,8 получим 4 кВт.

Из них $1,5 \text{ кВт} \cdot 1,15$ (коэфф. преобразования DC/AC) = 1,75 кВт

Получаем максимальную мощность, отдаваемую потребителю /зарядка АКБ: $4 \text{ кВт} - 1,75 \text{ кВт} = 2,275 \text{ кВт}$. Поверьте, это очень неплохой результат $I=P/U = 2275 \text{ Вт} / 14\text{В} = 162,5 \text{ А}$

Что такое 162А - 14В - 2,27 кВт.

Мы можем оценить только возможности при полной отдаче:

1 час – $2,27 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$; Сутки – $54,48 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$; Месяц – $1,6 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$
За год (365 дней) – $19,8 \text{ МВт} \cdot \text{ч}$

Сравним с СЭС где панели имеют 5 кВт производительность:

<https://solarenergo.ua/avtonomnye-solnechnye-yelektrostantsii/gibridnaya-solnechnaya-yelektrostantsiya-infinisolar-5kwt/>

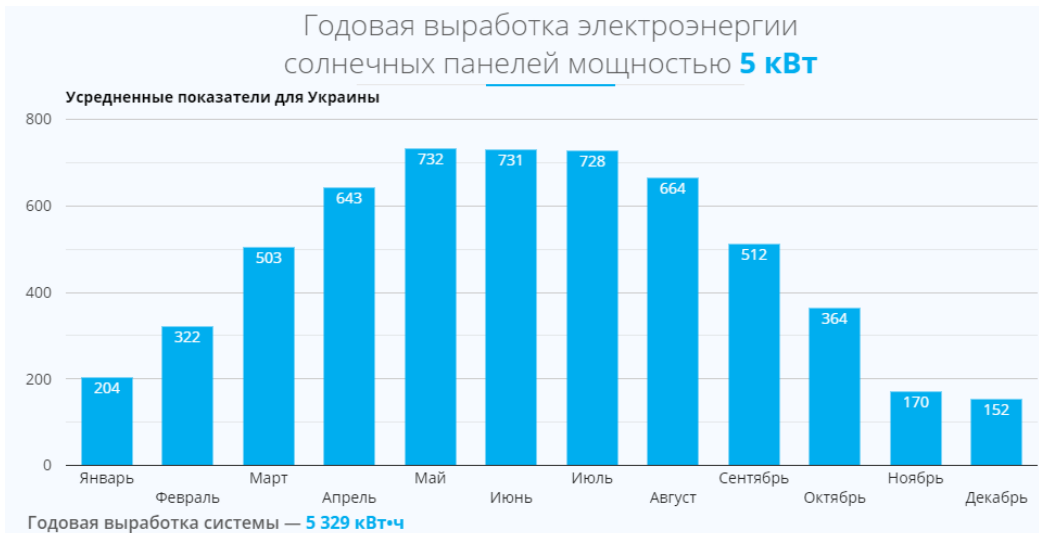
Однофазная гибридная солнечная электростанция на 5 кВт построенная на базе инвертора InfiniSolar V II-5KW-48vdc является самым экономичным, но в тоже время надежным решением. Данная модель позволит не только обеспечить Ваш дом автономным электроснабжением при периодических перебоях с электричеством, но и при наличии сетевого подключения к РЭС продавать излишки электроэнергии по «зеленому тарифу».

Состоит данная СЭС помимо инвертора из 14-ти солнечных монокристаллических батарей по 370 Вт каждая (5180 Вт суммарно) и четырех необслуживаемых AGM аккумуляторов по 1,2 кВт·ч каждый. Сам гибридный инвертор оснащен одним интегрированным mppt-трекером, что позволяет задействовать один ската крыши под установку солнечных панелей.



При дополнительном подключении дизельного генератора с функцией автозапуска гибридная электростанция InfiniSolar обеспечит полную автономность электроснабжения даже в зимний период.

Стоимость оборудования: (без монтажа) 4 091 USD



Солнечная батарея - Trina TSM-HoneyM DE08M 370W TOP Tier 1
 Цена: 3370 грн * 14 шт = 47180 грн (1652,06 USD)

Стоимость ВЕДРОГЭСА с генератором 5 кВт и насосом мощностью 1,5 кВт, оценивается в пределах интервала цен: **1535–2000 USD**

Думаю, сравнивать вообще не уместно, но сделаем такое сравнение

СЭС (5 кВт) – 1652 УЁ – 5,3 МВт*ч в год
ВЕДРОГЭС – (5 кВт) – 2000 УЁ – 19,8 МВт*ч в год

(При реальной отдаче ВЕДРОГЭС в половину максимума - это 9,9 МВт*ч/год)

Без идеи, нет ничего. С идеей появляется возможность. Но устройство, появляется только у решительных, настойчивых и целеустремленных. Придется поднять и изучить большой пласт соответствующих дисциплин. Освоить конструирование, изготовление, настройку и обслуживание. В одиночку сложно, эффективнее командой.

Если будете бояться пробовать (ведь начавши, бросить уже тяжелее), никогда не постройте, но это не значит, что другие этого не сделают раньше вас. Вопрос только поделятся ли информацией? Сегодня выставлять на показ, что вы владеете подобным устройством еще не безопасно по различным причинам.

Очень надеюсь, что данный материал кому-то пригодится, или воодушевит на большие изыскания в этой области. Если считаете возможным, отблагодарить материально более цены за материал, пройдите по адресу **БЛАГОДАРНОСТЬ** (в конце страницы) там есть



ссылки. Я буду вам благодарен и нисколько не откажусь от помощи в это сложное время. Желаю вам, чтобы у вас всё получилось.

В приложении в формате **Excel** (основных материалов) имеется расчетная таблица, с уже прописанным алгоритмом расчета. На темном фоне идут номера порядка операций. Есть всплывающие примечания с пояснениями. Вам остается только найти свою комбинацию. Приобрести полные материалы с моей историей и калькулятором расчета можно по ссылке:

<https://plati.market/itm/tajna-napora-vody-mini-gehs-v-vedre/2920625>

В принципе для думающего человека, дружного с принципами элементарного расчета в данном материале достаточно информации.

С уважением,

Серж Ракарский

Киев, июль-ноябрь 2020 и январь 2021

<http://rakarskiy.narod.ru/> <https://rakarskiy.io.ua>

Благодарность:

<http://rakarskiy.narod.ru/index/gratitude/0-25>

