

УДК 621.224

О.С. ВАХРУШЕВА, асп., НТУ «ХПИ»

РАСЧЕТ БАЛАНСА ЭНЕРГИИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ

Проведен анализ течения жидкости в высоконапорной гидротурбине. Рассмотрены основные виды потерь в проточной части, причины их возникновения. Получены графики баланса энергии гидротурбины и проведен их детальный анализ.

Ключевые слова: спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо, баланс энергии, механические, гидравлические и объемные потери

Проведено аналіз течії рідини в високонапірній гідротурбіні. Розглянуті основні види втрат у проточній частині, причини їх виникнення. Отримані графіки балансу енергії гідротурбіни і проведено їх детальний аналіз.

Ключові слова: спіральна камера, напрямний апарат, робоче колесо, баланс енергії, механічні, гідравлічні та об'ємні втрати

The flow analysis of a fluid in the high-head hydraulic turbine is carried out. Principal views of losses in the flowing channel, the reasons of their origin are considered. Energy balance graphics of the hydraulic turbine are gained and their in-depth study is conducted.

Keywords: the spiral case, a stator, the runner, an energy balance, mechanical, hydraulic and volume losses.

Процесс преобразования гидравлической энергии потока в механическую энергию на валу гидротурбины неизбежно связан с потерями энергии, их величина зависит от типа гидротурбины, ее размеров и режима работы. Проблема дальнейшего повышения энергетических показателей гидравлических турбин, особенно на нерасчетных режимах, остается очень важной, так как даже небольшое увеличение КПД турбины приводит к существенному возрастанию ее мощности и выработки энергии [1]. Для улучшения энергетических характеристик гидротурбины необходимо исследовать элементы ее проточной части с целью определения мест наибольших потерь энергии и выявления природы их возникновения. Потери энергии в гидравлической турбине складываются [2,3] из механических, объемных и гидравлических.

Механические потери представляют собой часть энергии, теряемой на преодоление трения в направляющем подшипнике, подпятнике, уплотнениях вала, а также на привод механизмов, связанных с валом гидротурбины. Вторую категорию механических потерь обычно называют дисковыми. Общим для различных категорий механических потерь является то, что они не вызывают уменьшения ни располагаемой энергии каждой струйки жидкости, ни количества жидкости, проходящей через проточную часть в единицу времени, а уменьшают механическую энергию, уже переданную потоком на вал гидроагрегата [4].

На рисунке 1 представлены кривые по определению механических и дисковых потерь с помощью мотор-весов, нижней кривой представлена зависимость $N_{мех}$ от оборота вала турбины n .

На рисунке 2 представлена зависимость удельных механических потерь (отнесенных к мощности потока) от приведенного расхода гидротурбины Q_1' при постоянном числе оборотов n_1' .



Рис.1 - Кривые по определению механических и дисковых потерь с помощью мотор-весов

Из графика видно, что удельные механические потери с ростом Q_1' (от 300 до 700 л/сек), при постоянном n_1' , уменьшаются на 0,5-0,7%; и возрастают на 0,3-0,5% с ростом n_1' (от 50 до 70 об/мин), при постоянном Q_1' , но не превышают в указанной зоне $Q_1' - n_1'$ 1,5% мощности потока.

Дисковые потери представляют часть энергии, теряемой на преодоление трения наружных поверхностей ободов р.к. и его уплотнений о воду, а также на вращение воды в пазухах между р.к. и неподвижными элементами. На рисунке 3 представлены зависимости удельных дисковых потерь (отнесенных к мощности потока) от приведенного расхода турбины Q_1' при постоянном числе оборотов n_1' .

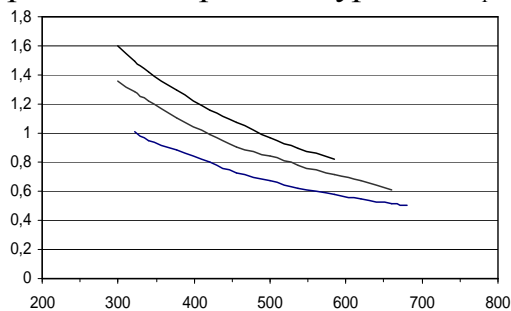


Рис.2 – График зависимости механических потерь от Q_1' при $n_1' = 50, 60, 70$ об/мин

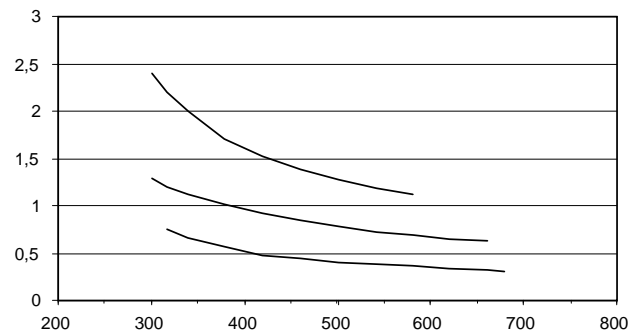


Рис.3 – Потери энергии на дисковое трение р.к. о воду

Объемные потери в радиально-осевых гидротурбинах обусловлены утечкой воды в обход р.к. через уплотнения между вращающимся р.к. и сопряженными элементами.

Утечки через зазор в самом общем виде определяются следующим образом: $q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{2gh}$, где f – сечение отверстия, Δh – напор, соответствующий разности давлений.

В результате эксперимента получена зависимость утечек через уплотнения от перепада давления Δh при $n = const$. Эта зависимость представлена на рисунке 4. Результаты замеров представлены зависимостью $\frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100\% = f(Q_1')$ при $n_1 = const$ на рисунке 4.

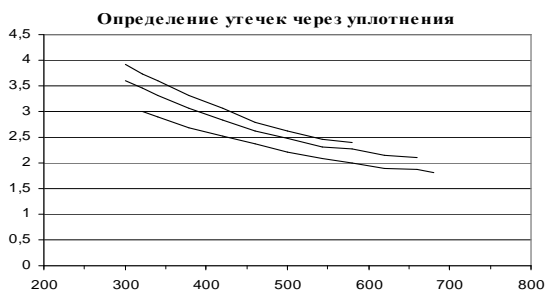


Рис. 4 – Определение утечек через уплотнения

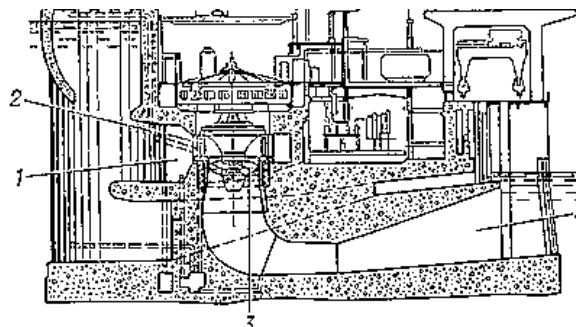


Рис. 5 – Схема проточной части гидротурбины

Гидравлические потери различаются по месту возникновения: в подводе, р.к., отсасывающей трубе. Такое деление условно, так как потери в последующих элементах проточной части существенно зависят от характера потока, формируемого предшествующими элементами. Для их снижения необходимо согласовывать потоки, покидающие предыдущий элемент проточной части, с потоком, обеспечивающим минимальные потери в последующем элементе, включая лопастную систему р.к.

В состав подвода входят следующие основные компоненты спиральная камера 1, статор и направляющий аппарат 2, рабочее колесо 3 (рисунок 5).

Определение энергии перед рабочим колесом

Требование осесимметричности потока перед р.к. необходимо для обеспечения установившегося относительного движения жидкости в области р.к. В современной практике гидродинамических расчетов исходят из модели установившегося потока р.к., который реализуется при постоянной частоте вращения $\omega = const$ и осесимметричности потока в сечении перед и за ним [5].

Спиральная камера должна обеспечивать: равномерный подвод воды к направляющему аппарату при максимально возможной осевой симметрии потока; допустимые величины скоростей и углов атаки на входе в статор и н.а. при различных открытиях, при которых потери энергии в с.к и н.а. минимальны; величину циркуляции потока, близкую к расчетной [1]. Неудачный выбор геометрических параметров с.к. приводит к неблагоприятному распределению скоростей по высоте и периметру н.а. Следствием этого может быть отрыв потока на лопатках н.а. и увеличение нестационарности и потерь энергии в последующих элементах ПЧ: р.к. и отсасывающей трубе.

Поток, формируемый спиральной камерой и статором

Энергетические характеристики гидротурбины зависят от формы движения перед р.к. Поток, формируемый спиральной камерой и статором, имеет сложный пространственный характер.

Отсутствие осевой симметрии потока перед н.а. может быть источником асимметрии потока и в области р.к., что связано с появлением поперечных сил, действующих на ротор гидротурбины.

Структура потока в зоне спиральной камеры, статора, н.а. существенно усложняется в связи с возникновением вторичных течений, которые приводят к дополнительному вихреобразованию вблизи концов лопасти из-за наличия зазоров и влияния ограничивающих стенок, и поэтому при их рассмотрении могут быть использованы две различные модели: модель вихревого движения

идеальной жидкости и модель, основанная на применении теории пространственного пограничного слоя.

Профильные потери

Для определения потерь трения в лопастной системе н.а. и статора производится расчет толщины потери импульса δ^{**} для ряда элементарных решеток на поверхностях тока, на которые разбивается ПЧ подвода.

В каждой из элементарных решеток, обтекаемой потоком, потери трения определяются формулой [7]: $h_{TP} = \xi_{TP} \frac{C_2^2}{2g}$, где $\xi_{TP} = 2 \left(\frac{\delta_2^{**}}{l} \right) \frac{l}{t_2 \sin \alpha_2}$; $\frac{l}{t}$ – густота решетки; $\overline{\delta_2^{**}} = \frac{\delta_2^{**}}{l} = \overline{\delta_{2P}^{**}} + \overline{\delta_{2g}^{**}}$ – безразмерная суммарная толщина потери импульса на выходной кромке с двух сторон профиля, α_2 – угол потока на выходе из решетки.

В случае полностью турбулентного слоя $\overline{\delta_2^{**}} = CI$,

$$\text{где } C = \frac{0.0153}{\text{Re}^{1/7}} \cdot \left(\frac{C_2}{C_k} \right)^{0.2}, \quad I = \left[\int_0^{\overline{l}_{kp}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3.8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{7.6} d\bar{l} \right]^{6/7} + \left[\int_0^{\overline{l}_{kd}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3.8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{7.6} d\bar{l} \right]^{6/7},$$

$\bar{l} = \frac{l}{l_{np}}$; $\text{Re} = \frac{C_2 l}{\nu}$; l – длина средней линии профиля.

Коэффициент C – безразмерная величина, практически не зависящая от геометрии решеток. Величина I зависит от распределения скоростей на сторонах давления и разряжения. В предположении плоского движения в зоне лопаток н.а. толщину слоя между двумя поверхностями тока можно считать неизменной. В этом случае $h = h_2$ и формула для расчета $\overline{\delta_2^{**}}$ несколько упрощается. Минимальное значение I соответствует минимальному уровню скоростей $\frac{C}{C_2}$ на обеих сторонах профиля.

В принятой расчетной схеме разделения потерь величину I следует находить для режима безударного обтекания, при котором угол атаки по отношению к входному элементу лопатки близок к нулю.

Потери на трение в пространственной решетке находим из выражения:

$$\overline{h_{TPH.A.}} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{TP} \frac{C_2^2}{2g} dQ, \text{ где } C_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \alpha_2}.$$

С учетом выше приведенных формул получаем $\overline{h_{TPH.A.}} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{2CI_{H.A.} l}{t^2 \sin^3 \alpha_2} \frac{C_{2m}^2}{2g} dQ.$

Величину $I_{H.A.}$ можно принять неизменной на высоте лопатки и равной значению $I_{H.A.}$ на средней решетке профилей.

В зоне направляющего аппарата поверхности тока перпендикулярны оси турбины, т.е. решетки обтекаются слоем постоянной толщины, тогда формула упрощается:

$$I = \left[\int_0^{\overline{l}_{kp}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3.8} d\bar{l} \right]^{6/7} + \left[\int_0^{\overline{l}_{kd}} \left(\frac{C_p}{C_2} \right)^{3.8} d\bar{l} \right]^{6/7}.$$

Приближенный способ нахождения $I_{H.A}$ основан на введении в рассмотрение средних по профилю скоростей C_p и C_d [8]: $C_{cp}^{P.g} = \frac{1}{l} \int_0^{l_{pg}} C dl$.

Интегралы, входящие выражаются в зависимости от средних скоростей на стороне давления C_{cp}^g и разряжения C_{cp}^P . $I_{H.A.} = \left(\frac{C_{cp}^P}{C_2} \right)^{3.26} + \left(\frac{C_{cp}^g}{C_2} \right)^{3.26}$.

Применяя теорему о моменте количества движения через круговую решетку, получим выражения средних (по профилю) скоростей C_{cp}^g и C_{cp}^P (средние скорости отнесены к скорости в сечении 2-2) в зависимости от геометрических параметров решетки н.а.:

$$\frac{C_{cp}^{P.g}}{C_2} = \frac{2 \frac{l}{t} \sin \alpha_2}{\frac{r_1 - r_2}{t_{cp}} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right)} \pm \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha_2)}{\frac{l}{t_{cp}} \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \sin \alpha_1}.$$

Используя выше приведенные формулы находим коэффициент потерь ξ_{TP} в решетке

$$\text{Н.А. } \xi_{TP} = \frac{0.306}{\text{Re}^{1/7}} \frac{l}{t_2 \sin \alpha_2} \left[\left(\frac{2lr_2 \sin \alpha_2}{r_1 - r_2} + \frac{\pi r_2 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)}{l_z \sin \alpha_1} \right)^{3.26} + \left(\frac{2lr_2 \sin \alpha_2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{\pi r_2 \sin(\alpha_1 - \alpha_2)}{l_z \sin \alpha_1} \right)^{3.26} \right].$$

Кромочные потери

Для оценки влияния толщины кромок на кромочные потери используются законы сохранения [9].

Кромочные потери в пространственной решетке находятся путем суммированием потерь в элементарных решетках:

$$\overline{h_{kp}} = \frac{1}{Q} \int \xi_{kp} \frac{V_2^2}{2g} dQ, \text{ где } \xi_{kp} = \frac{\Delta h_{kp}}{0.5 \rho V_k^2} - \text{коэффициент кромочных потерь.}$$

Потери, возникающие вследствие поворота потока в каналах н.а.

Поворот потока в каналах н.а. приводит к возникновению вторичных течений в пограничном слое на торцевых поверхностях

Концевые потери трения связаны с образованием пограничного слоя на ограничивающих меридиональных поверхностях. Величина этих потерь связана с шероховатостью торцевых поверхностей, а доля этих потерь от общих потерь в ступени увеличивается с уменьшением высоты лопатки.

Причина появления вторичных течений – поворот потока в решетке, вследствие чего статическое давление на профиле становится меньше. Потери от вторичных течений - следствие поворота потока в решетке, при котором растет давление на вогнутой поверхности и падает на выпуклой. По концам межлопаточного канала возникают парные вихри в направлении от вогнутой поверхности к выпуклой [10].

В результате образуются два вихревых жгута вблизи углов канала.

В общем случае концевые потери энергии могут быть представлены в виде суммы [9]: $E_k = \Delta E_1 + \Delta E_2 + \Delta E_3$, где ΔE_1 - потери на трение о торцевые стенки канала; ΔE_2 - потери, обусловленные вторичным движением в пограничном слое на торцевых поверхностях; ΔE_3 - вихревые потери, обусловленные движением с концов лопаток, включающие потери с взаимодействием и отрывом пограничного слоя на стенке.

Коэффициент концевых потерь: $\xi_k = \frac{E_k}{E_2}$, где E_2 - кинетическая энергия потока за решеткой.

Потери энергии E_2 и E_3 , зависят от циркуляции скорости Γ , а ΔE_1 - не зависит от Γ . При $\Gamma = 0$ концевые потери определяются только потерей на трение в пограничном слое торцевых стенок.

Формула для турбулентного пограничного слоя имеет вид [11]:

$$\xi_{ku} = \frac{A}{\text{Re}^{0.2} \frac{b_2}{l}} \left(1 - \frac{l}{r_1}\right)^{0.8} \left[1 + B \left(1 - \frac{\text{ctg} \alpha_1}{\text{ctg} \alpha_2}\right)^2 \frac{t_2^2}{l^2} \cos^2 \alpha_2\right],$$

где b_2 - высота решетки; l - длина скелетной линии (хорда); α_1 и α_2 - осредненные углы потока на входе и выходе из решетки направляющего аппарата; $\text{Re}_2 = \frac{C_2 l}{\nu}$ - число Рейнольдса в выходном сечении $\frac{b_2}{l}$ - относительная высота решетки; A и B - опытные коэффициенты для реактивной решетки: $A=0,13$ и $B=0,7$ [11].

Формулу концевых потерь запишем в виде: $h_{ku} = \xi_{ku} \frac{C_{2HA}^2}{2g}$, где $C_2^2 = \frac{C_{2m}}{\sin \alpha_2}$ - осредненная скорость в сечении 0-0, а C_{2m} - ее меридиональная составляющая.

Потери энергии из-за угла атаки

В зависимости от открытия н.а. изменяется угол атаки входного элемента направляющей лопатки: $\Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_{1\Gamma}$, где $\alpha_{1\Gamma}$ - входной геометрический угол.

При несовпадении входного угла потока с входным геометрическим углом лопатки обтекание входной кромки характеризуется более резким возрастанием скорости в окрестности критической точки до некоторого максимального значения. На последующем участке диффузорного течения скорость резко убывает, что приводит к отрыву пограничного слоя и к увеличению потерь энергии по сравнению с безотрывным обтеканием [13].

Аналогичный подход используется для определения потерь, возникающих при обтекании с углом атаки входной кромки лопатки. В модели осесимметричного движения при несовпадении угла потока с входным геометрическим углом лопатки скачкообразно меняются параметры потока на входной кромке [14]. При переходе через входную кромку окружные составляющие скорости претерпевают разрыв.

В модели осесимметричного движения при несовпадении угла потока с входным геометрическим углом лопатки скачкообразно меняются параметры потока на входной кромке [12]. При переходе через входную кромку окружные составляющие скорости претерпевают разрыв.

Для решетки, расположенной на осесимметричной поверхности тока, выражение для потери энергии, вызванной скачкообразным изменением окружной составляющей скорости, имеет вид [14]: $h = \frac{\chi C_{1m}^2}{2g} (\text{ctg} \alpha_1 - \text{ctg} \alpha_{b.o})^2$, где α_1 - угол потока перед входной кромкой; $\alpha_{b.o}$ - угол, соответствующий безотрывному направлению потока; χ - коэффициент смягчения удара, зависящий от геометрии решетки. Расчетные исследования показали, что $\alpha_{b.o}$ не зависит от режима обтекания и может рассматриваться как геометрический параметр профиля в решетке.

Интегральная величина потерь в пространственной решетке определяется выражением: $\overline{h_{y\partial}} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{C_{1m}^2}{2g} (\text{ctg} \alpha_1 - \text{ctg} \alpha_{b.o})^2 dQ$, где $\xi_{y\partial} = \chi \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 (\text{ctg} \alpha_1 - \text{ctg} \alpha_{b.o})^2 \sin^2 \alpha_2$.

Полная величина потерь энергии в н.а. определяется суммированием рассмотренных выше отдельных видов потерь, т.е. потерь трения, кромочных, ударных, концевых:

$$h_{HA} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{tp} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \alpha_2} dQ + \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{kp} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2} + \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{y\partial} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2} dQ + \xi_k \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \alpha_2}.$$

Приведенные выше формулы различных видов потерь используем для построения модели сопротивления подвода. Структура этой зависимости вытекает из соображений теории размерности. Исходя из принципа независимости потерь, полную потерю в элементах проточной части можно найти суммированием отдельных видов потерь. Такой подход даёт определённые преимущества, связанные с возможностью детального анализа каждого из видов потерь в зависимости от геометрических и режимных параметров [15].

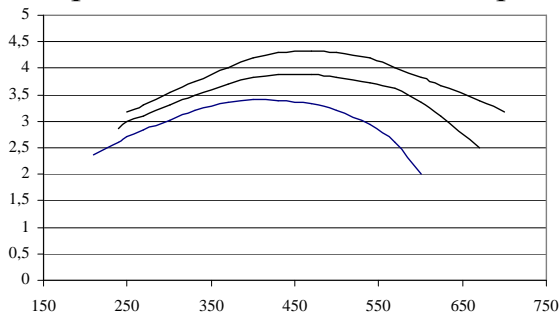


Рис.6 – Зависимость потерь энергии потока в подводе (спираль, статор и н.а.) от Q_1 турбины при $n_1 = 50, 60, 70$ об/мин

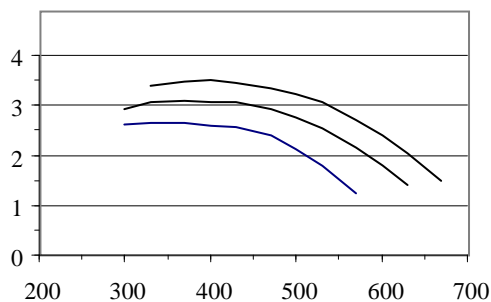


Рис. 7 - – Зависимость потерь энергии потока направляющем аппарате от Q_1 при $n_1 = 50, 60, 70$ об/мин

На рисунке 6 представлены кривые удельных потерь энергии на участке 1-3 в зависимости от Q_1 л/сек турбины при $n_1 = 50, 60, 70$ об/мин.

На рисунке 7 дана зависимость удельных потерь энергии на участке 1-2 (спираль-статор) от приведенного расхода турбины Q_1 при $n_1 = 50, 60, 70$ об/мин. Удельные потери в спирале и статоре, как видно из графика, растут от 0 до 2% с ростом приведенного расхода турбины от 0 до 700 л/сек.

Баланс энергии турбины

На рисунке 8 (а, б, в) представлена балансовая характеристика турбины при трех значения n_1 об/мин. В верхней части графиков отложена удельная энергия

потока, теряемая в подводящих устройствах (спираль, статор и н.а.) и в отсасывающей трубе. В нижней части графиков последовательно (снизу вверх) нанесены линии полного КПД турбины (мощность на валу турбины), механических, дисковых и объемных потерь.

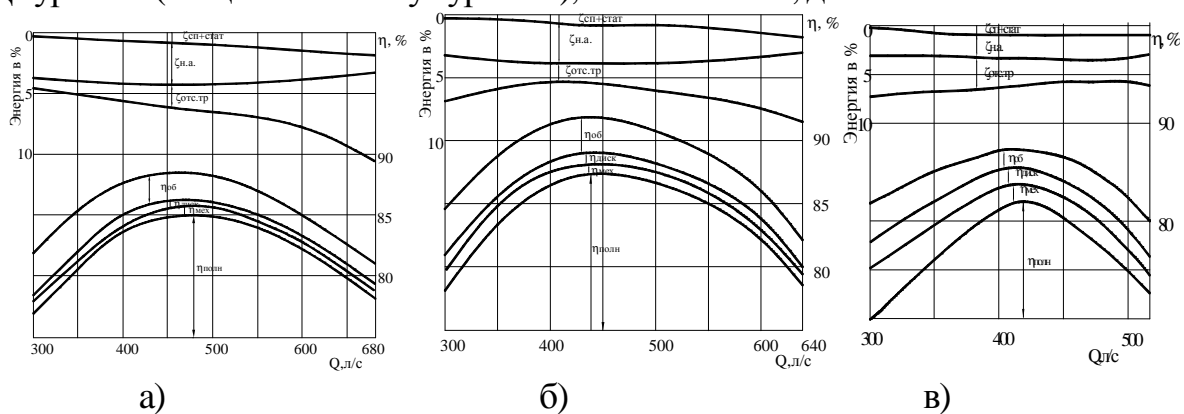


Рис.8 – Баланс энергии турбины при $n_1 = 50$ (а), $n_1 = 60$ (б), $n_1 = 70$ (в)

Проведя анализ полученных характеристик, можно сделать некоторые выводы:

1. Суммарная энергия, теряемая в подводе, меняется очень незначительно с изменением режима работы турбины и составляет практически во всей исследованной зоне $Q_1 - n_1$ 3-4% от полной энергии потока. Максимальные потери энергии в подводящих устройствах лежат в области максимальных значений КПД турбины (при $n_1 = const$) и уменьшается с ростом n_1 от 50 до 70 об/мин на величину, равную 1% (от значения 4,3% до 3,3%).

2. Потери энергии в отсасывающей трубе колеблются от 1 до 8% от полной энергии потока. Зона минимальных потерь энергии в отсасывающей трубе смещается с ростом n_1 от 50 до 70 об/мин со значения $Q_1 = 250$ л/сек к значению $Q_1 = 500$ л/сек

3. Максимальная доля потерь в общем балансе энергии падает на р.к. и составляет в исследовательской зоне работы турбины 2,5-20%.

4. Механические, дисковые и объемные потери растут с ростом n_1 и уменьшение расхода Q_1 . Наибольший вес среди этих потерь приходится на объемные потери, которые составляют 50-70% от общей суммы потерь этих трех видов а разных режимах работы турбины от 2 до 4% полной энергии потока.

Список литературы: 1. Барлит В.В. Гидравлические турбины Киев, Издательское объединение «Вища школа», 1977, 360с. (101-119). 2. Гутковский Е.В., Колтон А.Ю. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. М.-Л., «Машиностроение», 1974. 3. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. М., «Высшая школа», 1969. 4. Этинберг И.Э. Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л., «Машиностроение», 1978, 280с. (196-228) 5. Колычев В.О., Дранковский В.Э. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин: Уч. пособие / НТУ «ХПИ», 2002. – 216с.(45-81) 6. Степанов Г.Ю. Некоторые современные задачи гидродинамики решеток турбомашин // Тр. Всесоюз. Межвузовск. Конф. По газотурбинным и комбинированным установкам. – 1972. – С.73-82. 7. Никитин И.М. Новый способ экспериментального определения гидравлических потерь энергии в направляющих аппаратах гидротурбин // Тр.ВНИИ- Гидромаша. – Вып.43.- М., 1972. –С.168-185 8. Справочник по гидротурбинам / Под ред. Н.Н. Ковалева. – Л.: Машиностроение 1984 9. Дейч М.Е., Зарянкин А.Б. Гидрогазодинамика: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергогазодинамика, 1984– 348с. 10. <http://turbunist.ru/modules.php?name=News&file=article&sid=31> 11.Самойлович Г.С. Гидроаэродинамика: Уч. для вузов.- М.: Машиностроение, 1980 12.Степанов Г.Ю.

Гидродинамика решеток турбомашин. – М.:Изд. физ-мат.лит., 1962 13.Топаж Г.И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. –Л.: Изд. Ленингр.Ун-та, 1989. 14. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности.-М., 1976.-208с. 15.Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. и др. Математическая модель сопротивления подводной части радиально-осевой гидротурбины //Вестник ХГПУ.- Харьков.- 1999.-Вып.68. - С.35-44 16. Щапов Н.М. Исследование гидротурбин, Труды ВИГМ, Выпуск XXII, 1959

Поступила в редколлегию 22.03.2011

УДК 664.834.2

М. І. ПОГОЖИХ, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ХДУХТ

М. М. ЦУРКАН, канд. техн. наук, доц. ХДУХТ

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ ОБЛАСТІ РОЗМІЩЕННЯ МІСТКОСТІ З СИРОВИНОЮ В НВЧ-КАМЕРІ ДОСЛІДНОЇ СУШАРКИ

Розроблено методику визначення раціональної області розміщення місткості з сировиною в НВЧ-камері на основі калориметричних вимірювань.

Ключові слова: раціональна область, НВЧ-камера, калориметричні вимірювання

Разработана методика определения рациональной области размещения емкости с сырьем в СВЧ-камере на основе калориметрических измерений.

Ключевые слова: рациональная область, СВЧ-камера, калориметрические измерения

The method of determination of the rational region for place of capacity with raw material in MV-chamber is work out on the basis of the calorimetric measuring.

Key words: rational region, MV-chamber, calorimetric measuring

Постановка проблеми у загальному вигляді

Останнім часом в різних промислових галузях поширюється використання НВЧ-енергії. Зокрема в технологічних процесах пов'язаних з нагріванням та сушінням різноманітних матеріалів, у харчовій промисловості з тепловою обробкою та сушінням харчової сировини. Це диктується у першу чергу вимогами підвищення енергоефективності тепломасообмінних процесів як найбільш енерговмісних, до того ж цьому сприяє і подальший розвиток устаткування та пристроїв для генерації НВЧ-енергії.

Але максимальна енергоефективність таких процесів у першу чергу буде залежати від ефективного використання потужності НВЧ-генератора, що пов'язано як з його раціональним навантаженням, так і з геометричними формами НВЧ-камери та геометричними формами і координатами розміщення відповідного об'єкту в об'ємі камери. Це потребує визначених експериментальних досліджень у кожному конкретному випадку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Робота є продовженням циклу експериментальних досліджень процесів розсіювання енергії у термодинамічній системі, що являє собою певна харчова сировина, які проводяться в рамках наукової концепції, відповідно до якої процес сушіння являє собою еволюцію визначеної термодинамічної системи з деякого