

УДК 621.165 : 621.438

В.Н. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
С.П. НАУМЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ»

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИСКА ТУРБОМАШИНЫ ПРИ РАСХОДНОМ ТЕЧЕНИИ В УПЛОТНЕННОЙ ПРИДИСКОВОЙ ПОЛОСТИ

Экспериментальные данные Хейнса (Haynes С.М.) и Оуэна (Owen J.М.), представленные авторами в графическом виде, переобработаны и обобщены. Получено критериальное уравнение для определения коэффициента момента сопротивления вращающегося диска турбомашин при расходном течении среды в уплотнённой придисковой полости. Формула учитывает влияние пяти независимых переменных.

Ключевые слова: турбомашини, вращающийся диск, придисковая полость, расходное течение, коэффициент момента сопротивления.

Введение. Сведения по мощности трения среды о поверхность вращающихся дисков необходимы для определения потерь на трение при расчётах относительного внутреннего КПД ступеней турбомашин.

Настоящая статья продолжает наше обращение к данной задаче, начатое в работе [1].

Наиболее исследованным теоретически и экспериментально до настоящего времени был случай безрасходного обтекания диска, вращающегося в замкнутом объеме. В частности, одна из зависимостей, полученных в работе Дейли и Ниса [2], была рекомендована в [3] для определения потерь трения при расчёте относительного внутреннего КПД паротурбинной ступени.

Однако в придисковых полостях реально всегда имеют место расходные течения. Это – потоки пара, перетекающего через диафрагменные уплотнения в паровых турбинах, или – охлаждающего воздуха в газовых турбинах. При этом придисковые камеры уплотнены радиальными лабиринтовыми уплотнениями, которые в паровых турбинах уменьшают подсос пара в проточную часть, а в газовых – запирают придисковую полость от проникновения в неё горячих газов.

Подробное экспериментальное исследование влияния расходного течения среды на коэффициент момента сопротивления диска, вращающегося в уплотнённой полости, описано в работах [4, 5].

Авторы этих работ представляли результаты своих экспериментов в виде графических зависимостей коэффициента момента сопротивления $C_M = 4M/(\rho\omega^2R^2)$ от числа Рейнольдса $Re = \omega R^2/\nu$, коэффициента массового расхода $C_W = G/(\mu R)$, ширины зазора между диском и корпусом S и зазора между диском и гребнем осевого периферийного уплотнения S_0 . Здесь M – момент сопротивления диска, смачиваемого с одной стороны; ρ – плотность; ω – угловая скорость; R – радиус диска; ν и μ – кинематическая и динамическая вязкости; G – массовый расход. Схема рабочего участка опытного стенда и результаты экспериментов показаны на рис. 1–4.

Выбор именно таких чисел подобия для обобщения первичных замеров, по-видимому, был обусловлен желанием иметь в качестве независимых аргументов безразмерные комплексы, отдельно представляющие влияние на коэффициент момента трения фактора вращения – числа Re , и расхода – числа C_W . Однако обобщить результаты своих экспериментов единой зависимостью авторам не удалось.

© В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко, 2013

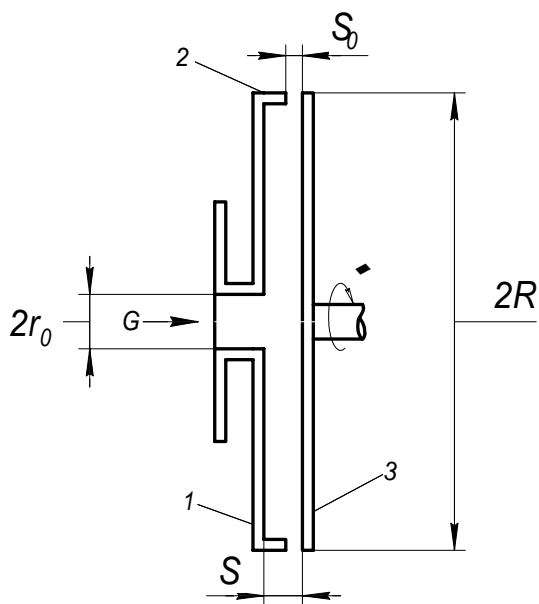


Рис. 1 – Модель диска, вращающегося вблизи статора с ободом: 1 – статор; 2 – обод; 3 – ротор

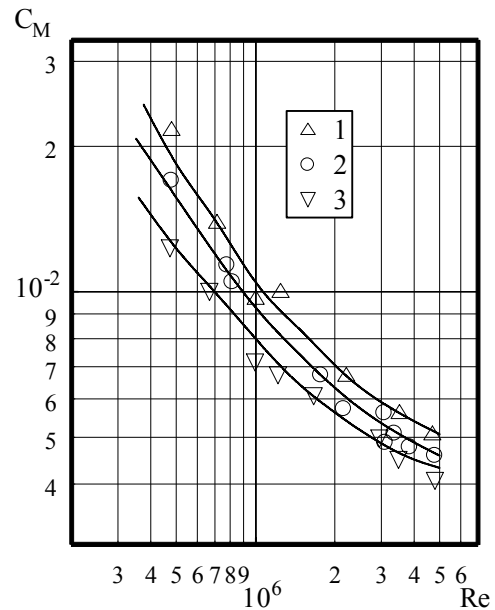


Рис. 2 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re при $S/R = 0,06$ и $S_0/R = 0,0033$,
1 – $C_W = 7,5 \cdot 10^4$; 2 – $C_W = 4,8 \cdot 10^4$;
3 – $C_W = 3,1 \cdot 10^4$

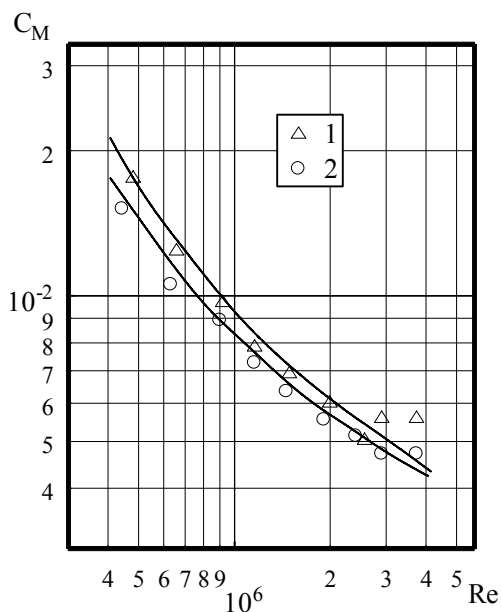


Рис. 3 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re при $S/R = 0,06$ и $C_W = 4,7 \cdot 10^4$,
1 – $S_0/R = 0,0033$; 2 – $S_0/R = 0,0067$

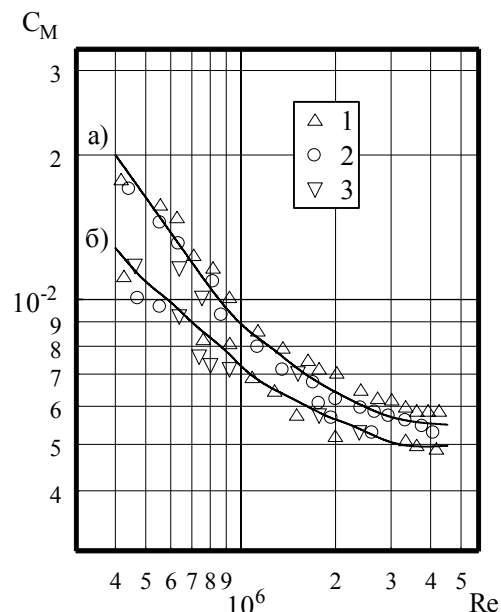


Рис. 4 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re при $S_0/R = 0,0067$,
а – $C_W = 5,3 \cdot 10^4$; б – $C_W = 2,4 \cdot 10^6$;
1 – $S/R = 0,18$; 2 – $S/R = 0,12$; 3 – $S/R = 0,06$

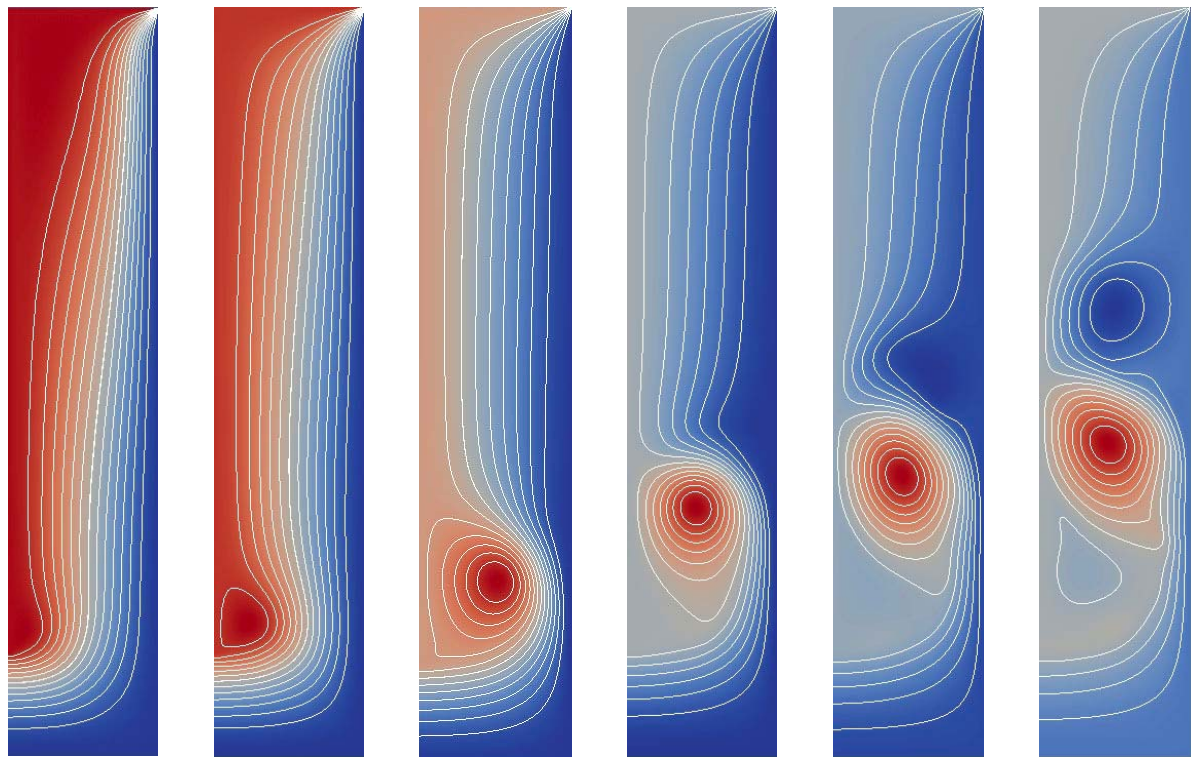
Цель исследования. Поставлена задача расчётного анализа особенностей данного течения, переобработки первичных экспериментальных результатов работ [4, 5] и получения обобщающей критериальной зависимости.

Материалы исследования. Для выяснения характера влияния взаимоотношения факторов расхода и вращения на картину течения среды в

уплотнённой придисковой полости проведено математическое моделирование этого потока. В качестве инструмента математического моделирования использовался программный комплекс *TDEP* [6], реализующий алгоритм *SIMPLE C*. Патанкара [7].

С целью проверки адекватности моделирования потоков среды во вращающихся системах с помощью программного комплекса *TDEP* первоначально была решена классическая задача расчёта коэффициента момента сопротивления для свободно вращающегося диска. Полученные результаты практически полностью совпали с известными теоретическими и экспериментальными данными [8].

Сложность корреляционных зависимостей между использованными в [4, 5] комплексами, отражённая в графиках рис. 2–4, а также разнообразие возможных картин линий тока рассматриваемого течения, полученная в результате математического моделирования и показанная на рис. 5, частично объясняет то, почему авторам работ [4, 5] не удалось получить зависимость, обобщающую их эксперименты. Однако причина, на наш взгляд, не только в этом.



$Re/C_w = 0,0524$ $Re/C_w = 0,105$ $Re/C_w = 0,314$ $Re/C_w = 0,628$ $Re/C_w = 1,257$ $Re/C_w = 2,513$

Рис. 5 – Качественные изменения картины линий тока в придисковой полости в зависимости от соотношения фактора вращения – Re и расхода – C_w

Руководящей физической идеей в нашем подходе было представление о том, что характер течения среды в придисковой полости определяется не только числом Рейнольдса Re , которое является мерой отношения даламберовых сил инерции к силам вязкости, но также и некоторой характеристикой воздействия на поток кориолисовых сил инерции, поскольку частицы среды движутся вблизи вращающегося диска, то есть в неинерциальной системе координат. Эту особенность потока число C_w не характеризовало.

Для учёта влияния кориолисовых сил инерции нами использовалось число

Россби [10], точнее его вариант, известный в отечественных публикациях, начиная с середины прошлого века, как кинематический фактор K_v . Число K_v было впервые введено в практику обобщения результатов теоретических и экспериментальных исследований придисковых течений В.М. Капиносом [9].

На основании указанных соображений при переобработке результатов экспериментов [5, 6] нами наряду с числом Рейнольдса вместо коэффициента массового расхода $C_W = G/(\mu R)$ использовался кинематический фактор $K_v = G/(2\pi\omega r_0^2 S)$, где r_0 – радиус подвода среды. Критерий K_v представляет собой отношение радиальной составляющей скорости потока на входе в зазор между диском и статором на начальном радиусе r_0 к окружной скорости диска на этом радиусе, что с другой стороны и является числом Россби.

Кроме того, вместо параметров S_0/R мы ввели коэффициент сужения S_0/S , который, на наш взгляд, является более представительной характеристикой рассматриваемого канала.

При обработке экспериментов использовался метод последовательного присоединения аргументов в степенную математическую модель (метод Брэндона). Алгоритм обработки подробно описан в работе [1].

Результаты исследования и выводы. В результате переобработки первичных экспериментальных данных работ [4, 5], представленных 101 вариантом различных сочетаний режимных и геометрических факторов, была получена обобщающая критериальная зависимость для определения коэффициента момента сопротивления вращающегося диска турбомашин при расходом течении среды в уплотнённой придисковой полости, учитывающая влияние пяти независимых переменных:

$$C_M = 0,134 \frac{\left(K_v \frac{S}{R}\right)^{0,33}}{\text{Re}^{0,2} \left(\frac{S_0}{S}\right)^{0,135}}$$

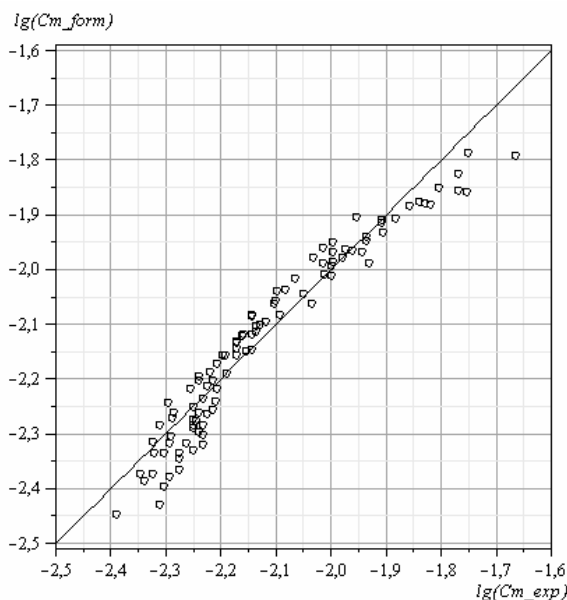


Рис. 6 – Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости в логарифмических координатах

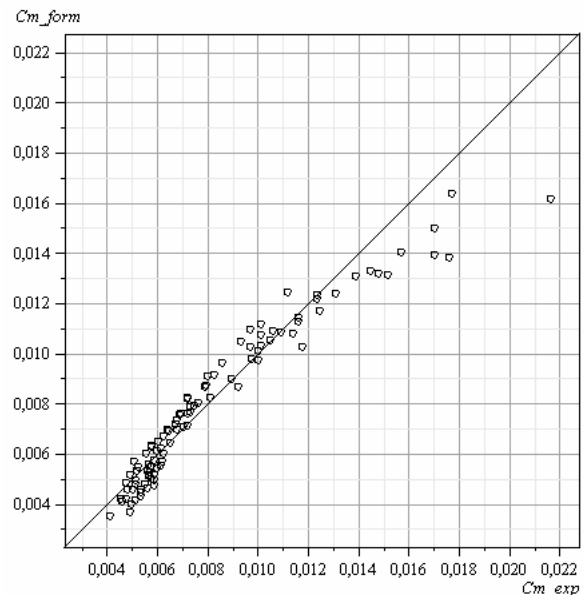


Рис. 7 – Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости

Вместе числового коэффициента 0,14 по работе [1] здесь предложен коэффициент 0,134, что соответствует минимальной погрешности аппроксимации. Приближённый учёт отношения R/r_0 рассматривается в работе [1].

Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости приведено на графиках рис. 6 и 7 в логарифмических и натуральных координатах. На каждом из графиков проведена прямая с угловым коэффициентом $k = \text{tg } 45^\circ$. При равенстве расчётных и экспериментальных значений C_M точки должны были бы лежать на этой прямой.

Среднее квадратичное отклонение опытных и расчётных точек составляет 9,97 %.

Для практических инженерных расчётов можно рекомендовать следующий приём: расчётные величины коэффициентов момента сопротивления в пределах от 0,005 до 0,013 можно использовать непосредственно, а в расчётные величины C_M , лежащие за этими пределами, руководствуясь графиком рис. 7, следует вносить соответствующие поправки.

Список литературы: 1. Капинос, В.М. Коэффициент момента сопротивления вращающегося диска при расходном течении в уплотнённой придисковой полости [Текст] / В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 3. – С. 16-21. 2. Daily, J.W. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks [Text] / J.W. Daily, R.C. Nece // Trans. of the ASME, J. of Basic Eng. – 1960. – Vol. 82. – P. 217-232. 3. Щегляев А.В. Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 357 с. 4. Бейли. Гидродинамика системы с закрытым диском при течении охлаждающей среды от центра к периферии [Текст] / Бейли, Оуэн // Энергетические машины и установки. – 1970. – № 3. – С. 129-135. 5. Хейнес. Теплопередача системы с закрытым диском при радиальном течении охлаждающей среды [Текст] / Хейнес, Оуэн // Энергетические машины и установки. – 1975. – № 1. – С. 31-40. 6. Пустовалов, В.Н. Программный комплекс для решения эллиптических задач теплообмена и динамики жидкости [Текст] / В.Н. Пустовалов, В.П. Югов, С.П. Науменко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 96-104. 7. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости [Текст] / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с. 8. Дорфман, А.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел [Текст] / А.А. Дорфман. – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с. 9. Капинос, В.М. Теплопередача дисков газовых турбин с воздушным охлаждением [Текст] / В.М. Капинос // Тр. Харьк. политехн. ин-та. – 1957. – XXIV. – Вып. 6. – С. 111-133. 10. Бэтчелор, Дж. Введение в динамику жидкости [Текст] / Дж. Бэтчелор. – М.: Мир, 1973. – 758 с.

Поступила в редколлегию 03.02.13

УДК 621.165 : 621.438

К определению момента сопротивления диска турбомашин при расходном течении в уплотнённой придисковой полости [Текст] / В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 134-138. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Експериментальні дані Хейнса (Haynes С.М.) і Оуена (Owen J.М.), які подані авторами у графічному вигляді, переопрацьовані та узагальнені. Отримано критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта моменту опору обертового диска турбомашини при витратному плинні середовища в ущільненій придисковій порожнині. Формула враховує вплив п'яти незалежних змінних.

Ключові слова: турбомашини, обертовий диск, білядискова порожнина, витратна течія, коефіцієнт моменту опору.

Haynes С.М. and Owen J.М. experimental data, submitted by the authors in a graphical form, were reprocessed and generalized. A criterion equation for the prediction of the frictional resistance of the shrouded turbomachine disk with a radial outflow was obtained. The formula takes into account the impact of the five independent variables.

Keywords: turbomachinery, rotating shrouded disk, radial outflow, frictional resistance.

УДК 621.224

А.В. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.М. ГРИШИН, ст. преп. НТУ «ХПИ»

НИЗКОЧАСТОТНЫЕ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ, ИНДУЦИРОВАННЫЕ ВИХРЕВЫМ ЖГУТОМ

Выполнен анализ процесса пульсаций давления в гидротурбинах, составлена классификация отдельных компонентов. Рассмотрена физическая модель возникновения и движения вихревого жгута в отсасывающей трубе гидротурбины. Приведены результаты экспериментальных исследований полей давления за рабочим колесом модельной гидротурбины и зависимости частоты жгутовых пульсаций давления от приведенного расхода.

Ключевые слова: гидротурбина, циркуляция потока, пульсации давления, вихревой жгут, отсасывающая труба.

Введение. Пульсации давления в проточной части гидротурбин возникают в результате колебания абсолютной скорости в рассматриваемой точке. Эти колебания вызываются различными источниками:

- турбулентными пульсациями скорости при обтекании элементов проточной части;
- вращением неравномерного поля скоростей, создаваемого рабочим колесом;
- взаимодействием решетки рабочего колеса с неравномерным полем скоростей, создаваемым спиральной камерой, колоннами статора и направляющим аппаратом;
- вращением вихревого жгута;
- колебанием расхода через проточную часть при режимах с форсированной мощностью.

В связи с этим, из общего спектра пульсаций давления можно выделить отдельные компоненты, с частотами пропорциональными и не пропорциональными частоте вращения рабочего колеса.

К первым, по нарастанию частот, относятся: оборотные пульсации давления с частотой $f_{об} = n_1/60$; лопастные с частотой $f_{л} = n_1 \cdot z_1/60$; лопаточные с частотой $f_{лоп} = n_1 \cdot z_0/60$ и лопаточно-лопастные с частотой $f_{л-л} = n_1 \cdot z_0 \cdot z_1/60$ и кратные перечисленным. В этих выражениях n_1 – частота вращения рабочего колеса, $мин^{-1}$, z_1 и z_0 – соответственно число лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата.

Ко вторым, относятся турбулентные пульсации давления, вызванные движением вихрей различных масштабов, возникающих при обтекании элементов проточной части; жгутовые, вызванные движением вихревого жгута, и синфазные, вызванные колебанием расхода воды через турбину.

Анализ публикаций. Многолетний международный и отечественный опыт эксплуатации жестколопастных гидротурбин показал, что одной из наиболее распространенных причин поломки оборудования или снижения его долговечности являются жгутовые пульсации давления. Изучение явления образования вихревых жгутов в отсасывающих трубах гидротурбин и разработка мероприятий по снижению уровня жгутовых пульсаций и в настоящее время остается актуальной задачей.

В литературе [1] для описания частоты жгутовых пульсаций встречается выра-

ження $f_{ж} = n_1 / (60 \cdot k)$, где k – коэффициент Рейнганса, показывающий во сколько раз частота вращения жгута отличается от частоты вращения рабочего колеса, в среднем этот коэффициент принимается равным трем. Таким образом, жгутовые пульсации давления причисляют к пропорциональным частоте вращения рабочего колеса. Мы не согласны с такой трактовкой, так как угловая частота вращения жгута изменяется в широких пределах по величине и по знаку и не может быть описана с помощью коэффициента пропорциональности k , тем более, что вихревой жгут наблюдается при проливах воды через проточную часть с остановленным рабочим колесом или даже с его отсутствием.

Цель исследования – изучение влияния режима работы гидротурбины на параметры вихревого жгута. Направление вращения жгута зависит от знака его циркуляции. При положительной циркуляции жгут вращается в сторону вращения рабочего колеса, а при отрицательной – в противоположном направлении. Частота вращения жгута зависит от его геометрии (эксцентриситета, угла подъема винтовой линии) и взаимодействия с невозмущенным окружающим потоком в отсасывающей трубе. Невозмущенным будем называть поток, оставшийся после выделения из общего потока за рабочим колесом потока индуцируемого вихревым жгутом.

Основная часть. В сечении за лопастями рабочего колеса поток является двухсвязным, поскольку ограничен двумя контурами, внешним – отсасывающей трубой и внутренним – обтекателем. Если циркуляция по внутреннему контуру равна нулю, то, при движении вдоль оси турбины, внутренний контур стягивается в точку и поток становится односвязным. Если циркуляция по внутреннему контуру отлична от нуля, он не может стянуться в точку из-за возрастания окружной составляющей потока по закону $V_u \cdot r = \text{const}$, поэтому поток остается двухсвязным на всем протяжении отсасывающей трубы. Внутренней границей такого потока является ядро возникшего вихревого жгута с циркуляцией равной циркуляции у корневых сечений лопасти. В ядре жгута поток вихревой с распределением $\frac{V_u}{r} = \text{const}$, а за его пределами вихрь дополняет невозмущенный поток потенциальным потоком с распределением $V_u \cdot r = \text{const}$.

Из эпюры момента скорости за рабочим колесом рис. 1 легко выделить момент скорости, создаваемый жгутом, тогда оставшаяся часть эпюры характеризует невозмущенный поток, окружающий вихрь (несогласованный окончания). Поскольку

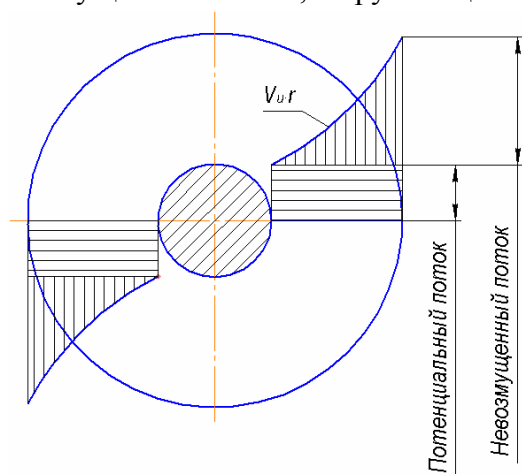


Рис. 1 – Эпюра изменения момента скорости за рабочим колесом

вихрю принадлежат одни и те же частицы жидкости, он ведет себя как инородное тело. При потере устойчивости он попадает в зону невозмущенного потока и обтекает им. По правилам обтекания твердых тел с циркуляцией на каждый элемент вихря будет действовать подъемная сила, при совпадении знака циркуляции вихря и невозмущенного потока направленная к периферии, а при несовпадении к оси гидротурбины. Эти силы вносят вклад в баланс сил, участвующих в формировании жгута, поэтому при равных по величине, но

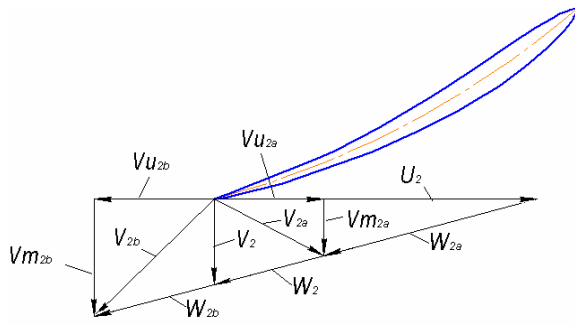


Рис. 2 – Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса

противоположных по знаку циркуляций вихря его эксцентриситет больше в случае совпадения циркуляций вихря и окружающего потока.

Поток у корневых сечений за вращающимся рабочим колесом можно представить в виде векторной диаграммы, приведенной на рис. 2.

Обозначим компоненты скорости на выходе из корневых сечений рабочего колеса на оптимальном режиме как:

U_2 – переносная скорость; W_2 – относительная скорость; V_2 – абсолютная скорость.

На этом режиме за рабочим колесом нет закрутки, поэтому абсолютная скорость V_2 не имеет проекции на направление вращения и одновременно является меридианной V_{m2} составляющей потока. В поле универсальной характеристики можно провести линию, отвечающую бесциркуляционному выходу потока из решетки корневых профилей рабочего колеса. Как правило, эта линия проходит через оптимум из левой нижней зоны универсальной характеристики (точнее из ее начала координат) в правую верхнюю зону.

Режимы, лежащие на линии нулевой циркуляции, характеризуются отсутствием вихревого жгута. Поток за рабочим колесом при этом может быть безвихревым или иметь вихревую структуру с положительным градиентом циркуляции от нуля на оси гидротурбины до некоторой, отличной от нуля, на периферии. Указанное распределение циркуляции зависит от геометрии решеток профилей (в первую очередь от перекрутки лопасти).

При изменении режима в сторону меньших или больших расходов поток в корневом сечении за рабочим колесом обретает положительную V_{u2a} или отрицательную V_{u2b} закрутку. Именно эта закрутка определяет циркуляцию вихревого жгута.

Уменьшение расхода приводит к увеличению положительной циркуляции вихревого жгута, увеличению эксцентриситета и уровня пульсаций давления. Одновременно происходит увеличение диаметра ядра, что затем, в свою очередь, приводит к уменьшению эксцентриситета за счет вытеснения вихрем области расходного невозмущенного потока. Максимальные эксцентриситет вихревого жгута и пульсации давления наблюдаются на режимах частичной (40–60 %) нагрузки. Минимальный, а точнее равный нулю эксцентриситет возможен при условном режиме, когда рабочее колесо вращается без расхода воды через турбину. В этом случае скорости V_{u2a} во всех сечениях станут равными U_2 и, таким образом, вся вода за рабочим колесом будет вращаться как твердое тело, то есть ядро вихря займет все пространство под рабочим колесом. При этом циркуляция вихря (по контуру, охватывающему все сечение отсасывающей трубы) будет максимальной, а пульсации давления будут равными нулю, в силу отсутствия эксцентриситета.

Увеличение расхода воды через турбину, за оптимальным режимом, вызывает появление отрицательной закрутки потока V_{u2b} (см. рис. 2). Образовавшийся при этом вихревой жгут имеет отрицательную циркуляцию и вращается в сторону, противоположную вращению рабочего колеса. При отмеченных режимах циркуляция на выходе также увеличивается с увеличением расхода и также наблюдается рост ядра жгута, хотя и менее интенсивный, чем при режимах с частичными нагрузками.

Вращаясь вокруг оси турбины, вихревой жгут, при наличии эксцентриситета, индуцирует на стенках отсасывающей трубы переменные во времени скорости. Двойной относительный размах пульсаций давления за один оборот жгута при этом равен разности динамических напоров, вычисленных по максимальной и минимальной абсолютной скорости:

$$\frac{2A}{H} \% = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2 \cdot g \cdot H} \cdot 100, \quad (1)$$

где V_{\max} и V_{\min} соответственно наибольшая и наименьшая абсолютные скорости за один период колебаний, H – действующий напор. Для определения указанных скоростей необходимо знать циркуляцию вихревого жгута, его эксцентриситет, а также компоненты невозмущенного окружающего потока $V_{u_{\text{н}}}$ и $V_{z_{\text{н}}}$ на стенке отсасывающей трубы, где определяются пульсации давления. При допущении, что рассматриваемый элемент жгута соосный с осью турбины, наибольшие и наименьшие окружные скорости, индуцированные на стенке цилиндрической трубы, составят:

$$V_{u_{\max}} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot (R_{\text{тр}} - e)}; \quad (2)$$

$$V_{u_{\min}} = \frac{\Gamma}{2\pi(R_{\text{тр}} + e)}, \quad (3)$$

где Γ – циркуляция потока у корневых сечений рабочего колеса; $R_{\text{тр}}$ и e , соответственно радиус трубы, и эксцентриситет вихревого жгута.

Искомые абсолютные скорости определяем как:

$$V_{\max} = \sqrt{(V_{u_{\text{н}}} + V_{u_{\max}})^2 + V_{z_{\text{н}}}^2}; \quad (4)$$

$$V_{\min} = \sqrt{(V_{u_{\text{н}}} + V_{u_{\min}})^2 + V_{z_{\text{н}}}^2}. \quad (5)$$

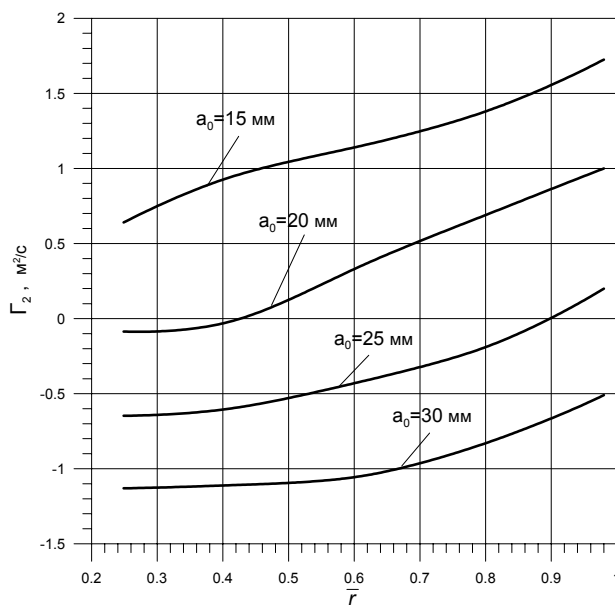


Рис. 3 – Циркуляция потока за рабочим колесом модельной гидротурбины РО-170

Экспериментальные исследования [2] показали, что циркуляция потока у корневых сечений жестколопастных гидротурбин изменяется от положительных значений при расходах меньших оптимальных до отрицательных значений при расходах больших оптимальных. При этом наблюдается положительный градиент циркуляции вдоль размаха лопасти рабочего колеса.

Аналогичные результаты получены нами при испытании модельной гидротурбины РО-170 рис. 3. Во время этих испытаний нами измерялись поля давлений в сечении нормальном оси турбины на расстоянии $0,3D_1$ от нижнего кольца

направляющего аппарата с помощью специального датчика-зонда и специальной разработанной методики. Методика позволяет получить поля давлений, из анализа которых можно безошибочно получать величину эксцентриситета вихревого жгута. Результаты этих измерений для трех открытий направляющего аппарата при $n_1' = 63 \text{ мин}^{-1}$ приведены на рис. 4. Из рассмотрения полей давления при $a_0 = 15 \text{ мм}$ и $a_0 = 30 \text{ мм}$ совместно с графиками на рис. 3, становится очевидным, что при отрицательном и большем значении циркуляции вихревого жгута его эксцентриситет меньше чем при положительном значении, о чем было сказано выше при рассмотрении подъемной силы, действующей на элементы жгута.

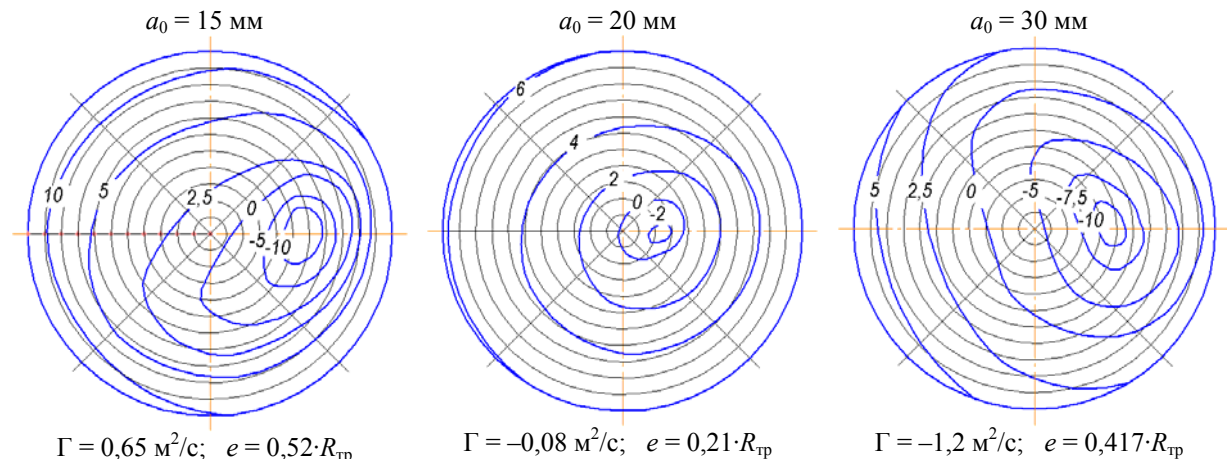


Рис. 4 – Поля давлений (м вод. ст.) в отсасывающей трубе модельной гидротурбины РО-170, индуцируемые вихревым жгутом

Для фиксированных режимов, соответствующих полям давлений, изображенным на рис. 4 частота жгутовых пульсаций составляет: при $a_0 = 15 \text{ мм}$ – 3,08 Гц; при $a_0 = 20 \text{ мм}$ – 33,3 Гц; при $a_0 = 30 \text{ мм}$ – 8,17. Пульсации давления на отмеченных режимах составляют соответственно 18 %, 1,6 % и 11 % от величины напора.

При исследовании потока с помощью датчика-зонда, перемещавшегося горизонтально под рабочим колесом, удалось измерить частоту вращения жгута в широком диапазоне режимов, включая режимы близкие к оптимальным с низким уровнем пульсаций давления, когда при измерении датчиками, установленными на стенке отсасывающей трубы, сигнал от жгута не удавалось регистрировать.

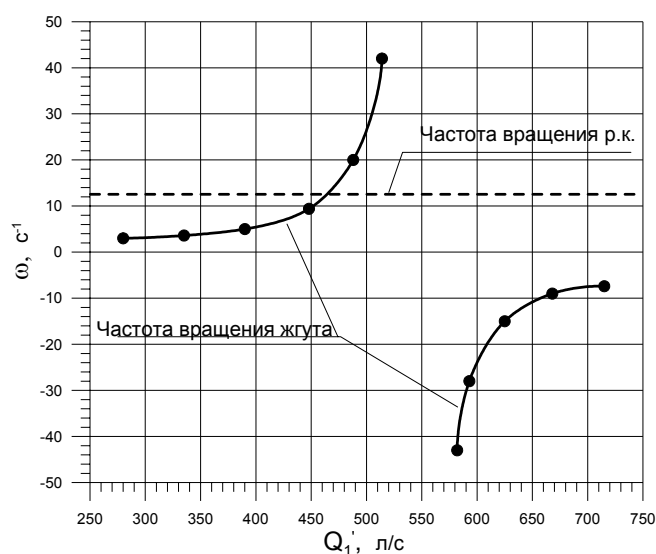


Рис. 5 – Частота вращения вихревого жгута в отсасывающей трубе модельной гидротурбины РО-170 при $n_1' = 63 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 5 приведены результаты измерения частоты вращения жгута при изменении расхода. На нем заметна тенденция к увеличению частоты при приближении к оптимальному режиму, что связано с уменьшением эксцентриситета и циркуляции жгута.

Выводы:

- циркуляция вихревого жгута определяется закруткой потока у корневых сечений лопасти рабочего колеса;
- эксцентриситет жгута равен нулю при $Q'_1 = 0$ м³/с, стремится к нулю совместно с циркуляцией при $Q'_1 = Q'_{\text{опт}}$, имеет максимум при режимах частичной (40–60 %) нагрузки, увеличивается при увеличении расхода выше оптимального, однако менее интенсивно, чем при уменьшении расхода ниже оптимального до частичных нагрузок;
- частота жгутовых пульсаций давления увеличивается при приближении к оптимальным режимам с одновременным уменьшением их амплитуды.

Список литературы: 1. Владиславлев, Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций [Текст] / Л.А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 176 с. 2. Этинберг, И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отделение), 1978. – 280 с.

Поступила в редколлегию 14.02.13

УДК 621.224

Низкочастотные пульсации давления в гидротурбинах, индуцированные вихревым жгутом [Текст] / А.В. Бондаренко, А.М. Гришин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 139-144. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано аналіз процесу пульсацій тиску в гідротурбінах, складена класифікація окремих компонентів. Розглянута фізична модель виникнення вихревого джгута у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. Наведені результати експериментальних досліджень полів тиску за робочим колесом гідротурбіни й залежності частоти джгутових пульсацій тиску від приведених витрат.

Ключові слова: гідротурбіна, циркуляція потоку, пульсації тиску, вихровий джгут, відсмоктуюча труба.

The analysis of pressure pulsations process in hydraulic turbines and classification of their some components is made. The physical model of vortex rope formation and movement in a hydraulic turbine draft tube is considered. The experimental studies results of pressure pulsations fields behind the model water wheel and dependence of vortex pressure pulsations frequency are given.

Keywords: hydraulic turbine, stream circulation, pressure pulsations, vortex rope, draft tube.

УДК 621.564; 621.577

А.В. ШЕРСТЮК, аспірант НТУ «ХПИ»;

Д.Х. ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;

В.А. ТАРАСОВА, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАН України, Харків

МОДЕРНИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОГО ПОДХОДА

Предложена методика структурно-вариантной термоэкономической оптимизации холодильной машины. Рассмотрены вопросы выбора экономического типа испарителя для действующей установки при ее модернизации.

Ключевые слова: термоэкономика, эксергия, холодильная машина, коэффициент структурных связей, оптимизация.

Введение. В условиях длительной эксплуатации холодильной машины (ХМ) происходит естественный износ её оборудования, приводящий к снижению энергетической эффективности ХМ. Причинами этого является множество факторов, таких как отложение солей жесткости на поверхности теплообменников, увеличение гидравлических сопротивлений в результате износа деталей элементов ХМ и деформации соединительных трубопроводов, замасливание и засорение внутритрубной поверхности теплообменного оборудования и ряд других причин. Единственно возможным способом для повышения эффективности установки остается только ее модернизация, заключающаяся в замене отдельных элементов схемы.

Комплексно оценить экономическую целесообразность возможных вариантов замены оборудования при модернизации ХМ с позиции стоимости выработанного холода можно с помощью термоэкономического подхода [1]. При указанном подходе анализируется изменение технико-экономических показателей установки совместно с показателями термодинамической эффективности и оценивается вклад каждой необратимости в стоимость конечного продукта.

Анализ основных достижений и литературы. Термоэкономический подход к анализу и оптимизации ХМ нашел отражение в работах В.В. Оносовского [2]. Среди работ зарубежных авторов можно выделить работы *G. Wall* [3]. Для описания взаимосвязей между термодинамическими и экономическими параметрами в элементах используются множители Лагранжа. В предложенных термоэкономических моделях принято допущение о независимости друг от друга минимальных температурных напоров в испарителе и конденсаторе ХМ, что допустимо только в предпроектном анализе.

В более поздних работах [4, 5] получила развитие методика структурно-вариантной термоэкономической оптимизации энергопреобразующих систем, которая позволяет учесть комплексную взаимосвязь термодинамических, гидравлических и теплообменных процессов в элементах схемы совместно с технико-экономическими показателями установки. Методика является универсальной и может быть адаптирована к любой схеме термотрансформатора, поскольку основана на вычислении коэффициентов структурных связей, которые, как известно, обладают свойством инвариантности для заданной технологической схемы.

Цель исследования. Целью настоящей работы является определение минимума приведенных затрат на реконструкцию действующей ХМ при возможных вариантах

© А.В. Шерстюк, Д.Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, 2013

замены ее неэффективного оборудования.

Методика термoeкономической оптимизации термотрансформаторов. В работах [6, 7] нами была предложена методика расчета термoгидравлических режимов ХМ. Для реализации поставленной цели она была дополнена блоком расчета экономических показателей установки. Ниже приведены основные уравнения методики.

Эксергетический баланс всей системы может быть записан как [4, 5]

$$E_D^{cym}(x_i) = E_{bx}(x_i) - E_{вых}, \quad (1)$$

где x_i – варьируемый параметр элемента; E_D^{cym} – суммарные эксергетические потери системы; E_{bx} – первичный поток эксергии, входящий в систему.

Стоимость эксплуатации системы приведенная к каждому году [4]

$$\Xi_{уст}(x_i) = \tau_{эксп} \cdot c_{эл} E_{bx}(x_i) + a \sum_{k=1}^n Z_k(x_i) + b, \quad (2)$$

где $c_{эл}$ – удельная стоимость входящего в систему первичного потока (привода компрессора), грн/(кВт·ч); a – коэффициент амортизации (при сроке эксплуатации 10 лет $a = 0,1$); b – стоимость технического обслуживания, которая не влияет на оптимизацию; Z_k – капитальная стоимость k -го компонента системы состоящей из n компонентов; $\tau_{экс}$ – время эксплуатации установки в году.

Дифференцируя по x_i уравнения (1) и (2), учитывая, что $\frac{\partial E_{bx}}{\partial x_i} = \frac{\partial E_D^{cym}}{\partial x_i}$, получим

выражение следующего вида

$$\frac{\partial \Xi_{уст}}{\partial x_i} = \tau_{эксп} \cdot c_{k,i} \frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i} + a \frac{\partial Z_k}{\partial x_i}, \quad (3)$$

где E_{Dk} – эксергетические потери в элементе схемы; $c_{k,i}$ – удельная стоимость локальной эксергетической потери, которая определяется как

$$c_{k,i} = c_{эл} \pi_{k,i} + \frac{a}{\tau_{эксп}} \zeta_{k,i}; \quad (4)$$

$\pi_{k,i}$ – коэффициент структурных связей $\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_D^{cym}}{\partial x_i} \right) / \left(\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i} \right)$; $\zeta_{k,i}$ – коэффициент капитальной стоимости, определяемый как

$$\zeta_{k,i} = \sum_{l=1}^m \left(\frac{\partial Z_l}{\partial E_{Dk}} \right)_{x_i = var_{l \neq k}}, \quad (5)$$

где $l \neq k$. Индекс l относится к другим элементам системы, за исключением того элемента, который оптимизируется. Коэффициентом $\zeta_{k,i}$ можно пренебречь, если

изменение варьируемого параметра x_i не оказывает влияние на изменение капитальной стоимости остальных элементов установки.

В уравнении (3) величина $\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i}$ устанавливает влияние варьируемого параметра

в процессе на потери от необратимости в элементе системы, а величина $\frac{\partial Z_k}{\partial x_i}$ учитывает влияние изменения параметра x_i на стоимость элемента.

Приравнявая к нулю уравнение (3) определим эксергетические потери в установке, соответствующие минимуму приведенных затрат Ξ

$$\left(\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i} \right)_{\text{опт}} = - \frac{a}{\tau_{\text{экс}} c_{k,i}} \cdot \left(\frac{\partial Z_k}{\partial x_i} \right). \quad (6)$$

Для термоэкономической оптимизации ХМ перепишем уравнение (6) в виде следующих параметров

$$f_1 = \tau_{\text{экс}} c_{k,i} \left(\frac{E_{Dk(x_{i+1})} - E_{Dk(x_i)}}{\Delta x_i} \right), \quad f_2 = -a \left(\frac{Z_{k(x_{i+1})} - Z_{k(x_i)}}{\Delta x_i} \right), \quad (7)$$

Если выполняется условие $f \cong f_1 - f_2 = 0$, то данное соотношение капитальных затрат и стоимости деструкции эксергии является оптимальным для ХМ.

Выбор экономичного типа испарителя для действующей установки. С помощью предложенной методики термоэкономической оптимизации ХМ рассмотрен вопрос выбора испарителя для действующей водоохлаждающей машины при ее модернизации. Номинальная холодопроизводительность $Q_0 = 15,9$ кВт. Потребляемая мощность компрессора $N_{\text{км}} = 4,59$ кВт. Установка включает в себя пластинчатый испаритель, ребристотрубный конденсатор с воздушным охлаждением (площадь поверхности 64 м^2), поршневой компрессор (объем цилиндра 100 см^3 ; число оборотов $48,3 \text{ с}^{-1}$). Хладагент R22. Расход воздуха через конденсатор 2 кг/с , расход воды через испаритель $0,9 \text{ кг/с}$. Температура хладоносителя на входе в испаритель равна $12 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура охлаждающего конденсатор воздуха $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Необходимость замены испарителя возникла вследствие отложения солей жесткости на поверхности испарителя после 20000 часов ее эксплуатации. Следует отметить, что испаритель, равно как и конденсатор, нельзя рассматривать изолированно от всей холодильной машины. Изменение интенсивности теплопередачи при постоянной температуре хладоносителя на входе приводит к изменению температурного режима работы компрессора и, соответственно, его потребляемой мощности на единицу выработанного холода. Таким образом, выбор экономичного типа испарителя путем «слепого» перебора возможных вариантов делает эту задачу достаточно трудоемкой, поскольку накладывает дополнительные ограничения, связанные с изменением параметров другого оборудования. Структурно-вариантный подход позволяет значительно сократить поиск наилучших конструктивных решений оборудования за счет совместного расчета термодинамических и экономических показателей.

Применительно к задаче поиска экономичного типа испарителя в качестве варьируемого параметра x_i нами выбран коэффициент теплотехнической

эффективности $\bar{\eta}_{\text{исп}} = 1 - \exp(-NTU)$. Это позволило при оптимизации воспользоваться функцией капитальной стоимости в зависимости от его эффективности [3]

$$Z_{\text{исп}} = k_{\text{исп}} m_s \sqrt{\frac{\bar{\eta}_{\text{исп}}}{1 - \bar{\eta}_{\text{исп}}}}, \quad (8)$$

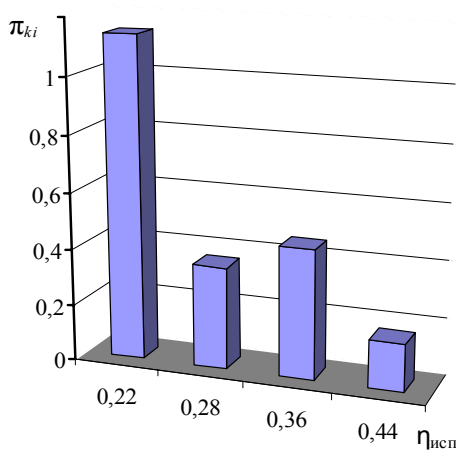
где $k_{\text{исп}}$ – стоимость единицы массового потока хладоносителя, грн/(кг/с); m_s – массовый расход хладоносителя, (кг/с).

Результаты исследования. В табл. приведены расчетные характеристики модернизируемой ХМ при изменении коэффициента теплотехнической эффективности испарителя. Расчет произведен по методикам [6, 7].

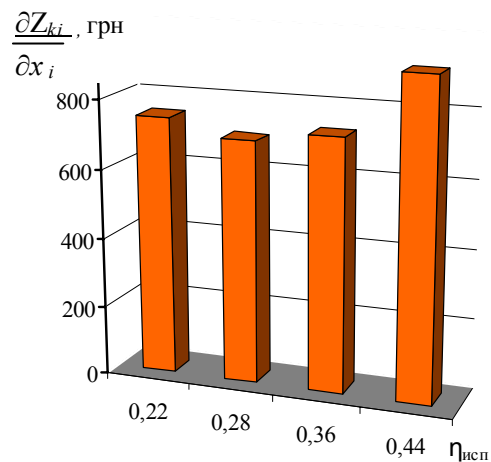
Таблица

Расчетные характеристики ХМ при изменении $\eta_{\text{исп}}$

$\bar{\eta}_{\text{исп}}$	0,44	0,36	0,28	0,22	0,178
Q_0 , кВт	15,92	14,98	13,9	12,84	11,82
$N_{\text{км}}$, кВт	4,59	4,5	4,41	4,32	4,27
$E_D^{\text{сум}}$, кВт	3,091	3,103	3,143	3,168	3,229
$E_{D\text{исп}}$, кВт	0,481	0,556	0,643	0,713	0,766
$Z_{\text{исп}}$, грн	4270	3540	2960	2540	2227



а



б

Рис. 1 – Анализ термoeкономических показателей чувствительности структурной схемы ХМ при варьировании $\bar{\eta}_{\text{исп}}$:

а – коэффициент структурных связей; б – изменение капитальных затрат испарителя

На рис. 1 представлено изменение коэффициента структурных связей $\pi_{k,i}$ и величины капитальных затрат при варьировании теплотехнической эффективностью испарителя.

При высокой эффективности испарителя $\bar{\eta}_{\text{исп}} = 0,44$ жесткость структурных связей в схеме ХМ высока ($\pi_{k,i} = 0,18$), в этом случае имеет место меньшее влияние деструкции эксерии в испарителе на суммарную деструкцию эксерии в ХМ (рис. 1а). С

термодинамических позиций этот вариант безусловно предпочтителен, однако по капитальным затратам он является наиболее затратным (рис. 1б).

Для возможных сроков эксплуатации $\tau_{\text{экс}}$ модернизируемой ХМ и стоимости электроэнергии c_3 определены оптимальные значения $\eta_{\text{исп}}$ (рис. 2). Точка пересечения кривых f_1 и f_2 характеризует минимум приведенных затрат на реконструкцию ХМ.

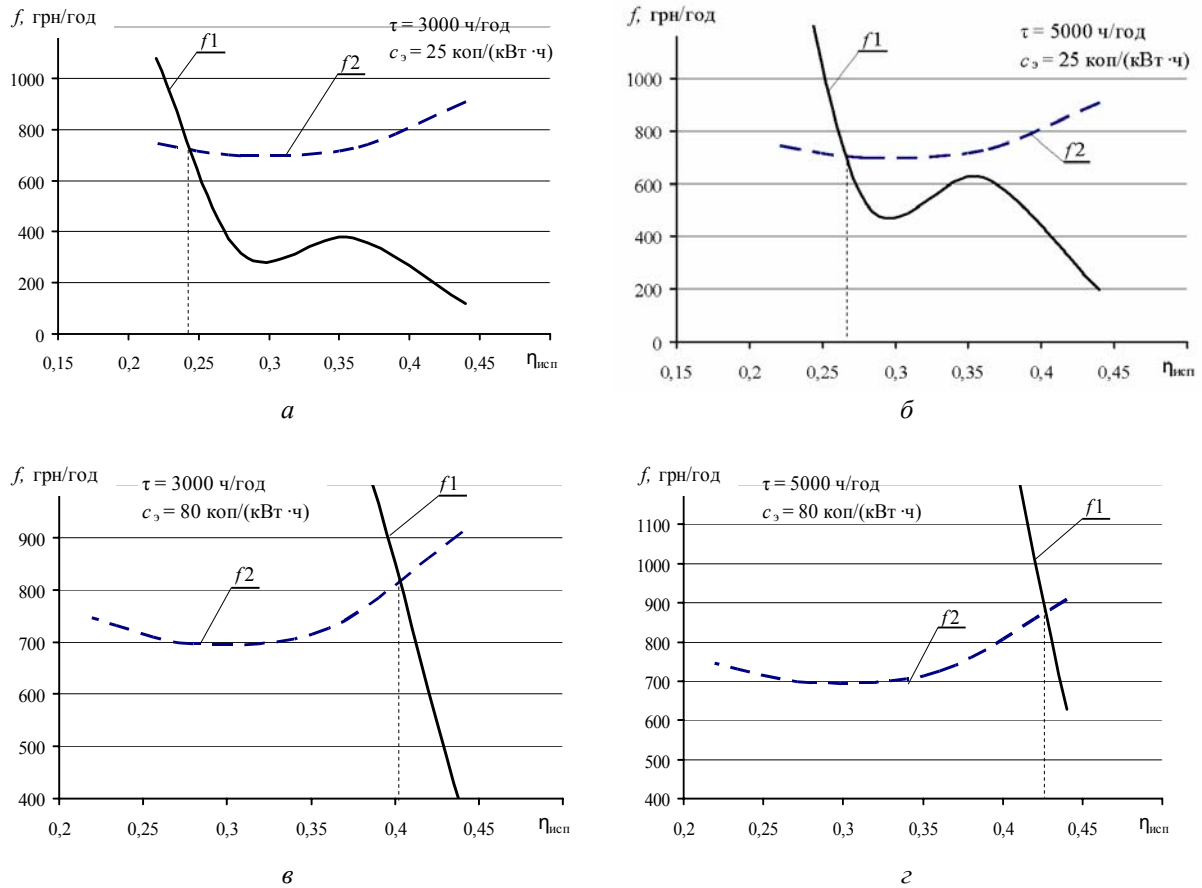


Рис. 2 – Оптимальные значения теплотехнической эффективности испарителя при:
 а – время эксплуатации в году $\tau_{\text{экс}} = 3000$ ч и $c_3 = 25$ коп/(кВт·ч); б – $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 25$ коп/(кВт·ч);
 в – время эксплуатации в году $\tau_{\text{экс}} = 3000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч); г – $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч)

Как видно из рис. 2 при дешевой электроэнергии минимум приведенных затрат смещается в сторону более низкой эффективности. Это объясняется тем, что капитальные затраты в этом случае будут преобладать над эксплуатационными. При повышении цены на электроэнергию стоимость эксеретических потерь становится определяющей, что обуславливает выбор более эффективного и дорогого испарителя.

Выводы. По результатам структурно-вариантной термоэкономической оптимизации НПП «Холод» была произведена модернизация водоохлаждающей ХМ на базе компрессора *Copeland*. Для условий эксплуатации $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч) был выбран пластинчатый испаритель с площадью теплообменной поверхности $2,03 \text{ м}^2$, коэффициент теплопередачи $7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, число единиц теплопереноса $NTU = 0,563$.

Список литературы: 1. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с. 2. Оносовский, В.В. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термoeкономического анализа [Текст] / В.В. Оносовский, А.А. Крайнев // Холодильная техника. – 1978. – № 5. – С. 15-20. 3. Wall, G. Optimization of Refrigeration Machinery [Text] // International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336-340. 4. Seyyedi, S.M. A New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem [Text] / S.M. Seyyedy, H. Ajam, S. Farahat // Energy Conversion and Management. – 2010. – № 51. – P. 2202-2211. – ISSN 0196-8904. 5. D'Accadia, M.D. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant [Text] / M.D. D'Accadia, F. De Rossi // Int. Journal of Refrigeration. – 1998. – № 21. – P. 42-54. 6. Харлампи́ди, Д.Х. Расчет реверсивного кондиционера-теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты [Текст] / Д.Х. Харлампи́ди, Э.Г. Брату́та, А.В. Шерстю́к // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2012. – № 3. – С. 78-83. – ISSN 2078-5364. 7. Харлампи́ди, Д.Х. Структурный термодинамический анализ парокompрессорной холодильной машины [Текст] / Д.Х. Харлампи́ди, В.А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – № 5. – С. 57-66. – ISSN 1682-0355.

Поступила в редакцию 15.01.13

УДК 621.564; 621.577

Модернизация холодильной машины на основе термoeкономического подхода [Текст] / А.В. Шерстю́к, Д.Х. Харлампи́ди, В.А. Тарасова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 145-150. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано методику структурно-варіантної термoeкономічної оптимізації холодильної машини. Розглянуто питання вибору економічного типу випарника для діючої установки при її модернізації.

Ключові слова: термoeкономіка, термотрансформатори, ексергія, холодопродуктивність, оптимізація.

The methods of structural-variant and thermo-economic optimization of the refrigerator is proposed. The problem of the choice economical type evaporator of the real installation in modernization is considered.

Keywords: thermoeconomic, exergy, refrigerating machine, coefficient of structural bonds, optimization.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

BOIKO A.V., USATY A.P., BARANNIK V.S. The increasing of formal macromodel accuracy when planning the experiment.....	5
YERSHOV S.V., YAKOVLEV V.A., KOZYRETS D.A. Parallel computations of turbomachinery viscous flows.....	10
TARELIN A.A., SKLYAROV V.P. Increase of economy of power-stations of Ukraine in the conditions of power market	17
SHUBENKO A.L., RUSANOV A.V., SENETSKYY A.V., RUSANOV R.A. Realization cascading thermal schemes with application turbines on low-boiling working fluids.....	24
SUBOTOVICH V.P., YUDIN YU.A., LAPUZIN A.V., YUDIN A.YU. Aerodynamical investigations of turbine exhaust diffuser part with a special flow injection.....	30
VANYEYEV S.M., GETALO V.V., KOROLOV S.C. Researching n of jet-reactive turbine's curve with flowvision software.....	36
BONDARENKO G.A., YURKO I.V. Optimization in a parametric model for inlet guide vane of centrifugal compressor	43
GERASIMENKO V.P., DOVLETOV R.A., TKACHUK A.S. Diagnostics of blade stall regimes in centrifugal compressor	50
KHALATOV A.A., BEZLIUDNA M.V., DASHEVSKYY YU.J., SEVERIN S.D., BORISOV I.I. Adaptation of $k-\varepsilon$ turbulence model to the film cooling numerical modeling over a flat plate where a coolant supplies into a single row of spherical dimples.....	55
CHEPURNYI M.N., TKACHENKO S.J., RESIDENT N.V. Gas-turbine superstructures of power supply units K-300-240	63
TARASOV A.I., DOLGOV A.I. Cooling system optimization of the power gas turbine rotor blade.....	69
BILAN A.V., BILAN V.N. The heat transfer calculation in horizontal type main heater with account of the tube bunches configuration	77
GOTOVSKY M.A., SUKHORUKOV YU.G., ERMOLOV V.F., TRIFONOV N.N. Analysis of the possibility of water induction in turbine from direct contact feedwater heater at emergency load shedding power	83
GOLOSHCHAPOV V.N., KOTULSKAY O.V., PARAMONOVA T.N. Hightemperature steam superstructure on the energy blocks of power 300 MW as a way to generate a peak power.....	96
CHERNOUSENKO O.YU. Damage and residual resource of shut-off valves of cylinders of high and middle pressure of steam turbines K-800-240 Slavyanskaya TES.....	100
GEORGIEVSKAYA E.V., GAVRILOV S.N. Features of prolongation of service life of steam turbines with the groundworks, significantly exceeding the park resource	107
BLAZHENKO N.K., EVDOKIMOV S.Y., YAMALTDINOV A.A. Repair of rotors of steam turbines in conditions of CJSC «Ural turbine works».....	114
SHUBENKO A.L., SUKHININ V.P., FURSOVA T.N., BOYARCHINOV A.U. Improve the uniformity of the stress distribution in tail connections of shoulder-blades of turbines.....	120
GAPONOV V.S., NAUMOV A.I., OSTAPCHUK YU.A. Estimation of adjustment of parameters of a support with controlled change rigidity quasizero on size of critical angular speed of a rigid rotor.....	128
PUSTOVALOV V.N., NAUMENKO S.P. On the definition of the frictional resistance of the shrouded disk with a radial outflow	134
BONDARENKO A.V., GRISHIN A.M. Low-frequency pulsations of pressure in the hydraulic turbines, induced by the vortex	139
SHERSTYUK A.V., KHARLAMPIDI D.KH., TARASOVA V.A. Modernization of refrigerating machinery based on thermoeconomic approach	145

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 12(986)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 12-13.

Підписано до друку 19.02.2013 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 9,0.
Наклад 300. Зам. № 12307. Ціна договірна.

Віддруковано у ТОВ «Друкарня Мадрид».
Свідоцтво видавничої справи: ДК № 4399 від 27.08.2012 р.
61024, Харків, вул. Ольмінського, 11
тел. (057) 756-53-25
www.madrid.in.ua
