

УДК 621.224

В.А. КОЛЫЧЕВ, канд. техн. наук, В.Э. ДРАНКОВСКИЙ, канд. техн. наук,  
Л.Н. ЦЕХМИСТРО, канд. фил. наук, К.А. МИРОНОВ, И.И. ТЫНЬЯНОВА,  
А.В. СЕРГЕЕВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

## **ЗАВИСИМОСТИ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ ОТ ЕЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ**

На основі спрощених моделей плин у елементах проточної частини отримані функціональні залежності, що відбивають взаємозв'язок окремих видів (категорій) втрат в елементах проточної частини з геометричними й режимними параметрами. Наведено методику розрахунку втрат у діапазоні основних режимів роботи радіально-осьової гідротурбіни.

### **Введение**

Совершенствование проточной части (ПЧ) гидротурбины (ГТ) базируется на проведении обширных численных исследований, в процессе которых осуществляется поиск наиболее рациональных вариантов. В основе такого поиска лежит многовариантный численный анализ влияния геометрических и режимных параметров на энергетические показатели ГТ. Необходимым условием проведения численного исследования является предварительное построение зависимостей, отражающих взаимосвязь потерь энергии в элементах ПЧ с геометрическими и режимными параметрами ГТ. Для решения этой задачи используется как упрощенные модели течения, так и более сложное кинематическое описание потока с помощью квазитрехмерных и трехмерных моделей течения жидкости.

Применение квазитрехмерных и трехмерных методов в принципе позволяет, для заданных конкретных условий, найти распределение параметров пространственного потока и более точно найти потери энергии. Эти данные используются для нахождения искомых функциональных зависимостей, связующих потери энергии с геометрическими и режимными параметрами. При этом исходят из задания структуры предполагаемой зависимости, а ее коэффициенты находят с помощью методов регрессионного анализа и планирования эксперимента. При таком подходе задача установления закономерностей изменения потерь в связи с геометрическими и режимными параметрами чрезвычайно усложняется ввиду наличия большого числа переменных.

Другой подход заключается в использовании упрощенных кинематических моделей течения в элементах ПЧ, не учитывающих в полной мере распределение параметров потока по высоте ПЧ. Потери энергии в этом случае определяются более приближенно, но значительно проще. Определенным достоинством такого способа является возможность получения зависимостей потерь от геометрических и режимных параметров в аналитическом виде.

В рамках такого подхода в работах [1, 2] получены приближенные зависимости для циркуляционных потерь и ударных потерь в рабочем колесе (РК). Эти зависимости используются автором для расчета и анализа параметров оптимального режима и для прогнозирования универсальной характеристики [2].

В работах [3-5] построение зависимостей потерь энергии в функции геометрических и режимных параметров базируется на кинематическом описании потока с помощью осредненных параметров [6]. Коэффициент потерь энергии в элементах ПЧ находится в зависимости от осредненных углов потока в сечениях безлопастных участков ПЧ. Для установления связи коэффициента потерь с режимными параметрами используются зависимости общей теории решеток [7].

В отличие от [7] в данной работе для отыскания зависимостей коэффициентов потерь энергии в функции геометрических и режимных параметров используются уравнения кинематической связи для элементарных решеток на поверхностях тока в слое переменной толщины [8].

Целью работы является определение зависимостей отдельных видов потерь энергии в элементах ПЧ от геометрических и режимных параметров. В задачу работы входило также расчетное определение и анализ отдельных видов потерь энергии в элементах ПЧ в диапазоне основных эксплуатационных режимов высоконапорных радиально-осевых (РО) ГТ.

### Результаты

Приведем основные функциональные зависимости, описывающие энергетическое взаимодействия потока с рабочими органами ГТ с помощью безразмерных коэффициентов:  $K_{HT}$ ,  $K_h$  [3]:

$$\eta_s = \frac{K_{HT}}{g} Q_I^2, \quad (1)$$

$$Q_I^2 = \frac{g}{K_{HT} + K_h}. \quad (2)$$

В этих зависимостях:

$$K_{HT} = \frac{gH_m D^4}{Q^2} = K_{HT} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L_{pk} \right) \quad (3)$$

$$K_h = \frac{ghD^4}{Q^2} = K_h \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L \right), \quad (4)$$

где  $K_{HT}$  – коэффициент теоретического напора,  $K_h$  – коэффициент потерь проточной части;  $L$  – символическое обозначение набора безразмерных геометрических параметров ПЧ,  $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$  – безразмерный коэффициент осредненной циркуляции, характеризующий направление потока соответственно в сечении за направляющим аппаратом (НА);  $K_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$  – обобщенный режимный параметр.

Коэффициент потерь  $K_h$  может быть представлен в виде [9]:

$$K_h = K_{hn} + K_{hкр} + K_{hкр} + K_{hкуд} + K_{hкц} + K_{hov} + K_{hоттр}, \quad (5)$$

где  $K_h$  – коэффициент потерь в подводе,  $K_{hkmp}, K_{hkcp}, K_{hkyd}, K_{hkcy}, K_{hoy}, K_{hompr}$  – соответственно коэффициенты потерь в РК: трения, кромочных, ударных, циркуляционных, от осевого вихря за РК и потери трения в отсасывающей трубе.

Использование функциональной модели рабочего процесса, представленной соотношениями (1-4), для численного моделирования энергетических характеристик требует конкретизации зависимостей коэффициентов теоретического напора

$$K_{HT} = K_{HT} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L_{PK} \right) \text{ и отдельных видов потерь } K_h = K_h \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q, L \right).$$

[6] дано выражение для определения коэффициента теоретического напора в явном виде в предположении обтекания элементов РК по поверхностям тока, без учета их смещения с изменением режима. Если найдено представление функциональной зависимости  $K_{HT}$  в явном виде, то потери энергии находятся с помощью формулы (4).

Для построения зависимостей отдельных видов потерь от геометрических и режимных параметров также положена упрощенная кинематическая модель течения в элементах РК по поверхности тока, без учета их смещения с изменением режима [6].

При раскрытии функциональных зависимостей  $K_{hn}, K_{hk}, K_{hom}$ , принята известная схема разделения потерь в решетках по их физической природе на потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные, концевые. Общие потери в каждом из элементов ПЧ определяются суммированием этих видов потерь.

Коэффициент потерь в подвода  $K_{hn}$  равен:

$$K_{hn} = K_{hcn} + K_{hkc} + K_{hom}, \tag{6}$$

где  $K_{hcn}, K_{hcm}, K_{hna}$  – коэффициенты потерь соответственно в спиральной камере, статоре, НА. В работах [5, 9] приведены выражения для определения этих коэффициентов потерь, которые здесь не приводятся в виду их громоздкости.

Для конкретизации функциональных зависимостей, выражающих коэффициенты потерь на участке ПЧ, включающем лопастную систему РК и отсасывающую трубу

$$K_{hk} = f \left( \frac{\Gamma_0 D}{Q}, K_Q, L_k \right), \quad K_{hom} = f(K_Q, L_{om}) \text{ учитываются}$$

следующие виды потерь: потери трения, кромочные, ударные, циркуляционные в РК; потери от осевого вихря, потери в отсасывающей трубе на трение и расширение [1, 10].

$$\bar{h}_{kmp} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{mp} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ, \tag{7}$$

$$\bar{h}_{kcp} = \int_Q \zeta_{cp} \frac{C_{2m}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ, \tag{8}$$

$$\bar{h}_{kyd} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{(ctg \beta_1 - ctg \beta_2)^2}{2g} C_{1m}^2 dQ, \tag{9}$$

$$\bar{h}_{kcy} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2m}^2 ctg^2 \alpha_2}{2g} dQ, \tag{10}$$

$$\bar{h}_{oc.c} = \frac{(rCu)_{2em}^2}{2gR_3^2} = \frac{r_{2em}^2 C_{2em}^2 ctg^2 \alpha_2}{2gR_3^2}, \quad (11)$$

$$\bar{h}_{ommp} = \frac{\chi_{om}}{2gQ} \int_Q C_{2m}^2 dQ. \quad (12)$$

Развернутые выражения для коэффициентов видов потерь, указанных выше, получаются путем замены меридиональной скорости  $C_{2m} = B_2(l)Q$  [6] в формулах (7-12) и подстановки, полученных значений  $\bar{h}_i$ , в общее выражения для коэффициентов потерь  $K_{h_i} = \frac{g\bar{h}_i D^4}{Q^2}$ .

Зависимости, полученные таким образом для коэффициентов отдельных видов потерь, приведены ниже.

Коэффициент потерь трения:

$$K_{h_{kmp}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{kmp} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2}, \quad (13)$$

где  $\zeta_{kmp} = \frac{2CI \left(\frac{l}{t_2}\right)}{\sin \beta_2}$  – коэффициент потерь трения элементарной решетки;  $t_2 = \frac{2\pi r_2}{z}$  –

шаг элементарной решетки на выходе;  $\frac{l}{t_2}$  – густота решетки;  $Re = \frac{C_2 l}{\nu}$  – число

Рейнольдса;  $C_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2}$  – скорость на выходе;  $C = \frac{0.0153}{Re^{\frac{1}{7}}}$  – безразмерный

коэффициент.

Коэффициент кромочных потерь:

$$K_{h_{kcp}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{kcp} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2}, \quad (14)$$

где  $\zeta_{kcp} = \frac{0.2 r_2}{t_{2k} \sin \beta_2}$  [11].

Коэффициент ударных потерь может быть представлен в виде полинома:

$$K_{h_{kyd}} = b_1 K_Q^2 + b_2 \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_4 K_Q + b_5 K \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_6, \quad (15)$$

где полиномиальные коэффициенты:

$$b_1 = \frac{\chi_{y\partial}}{2n} \sum_{i=1}^n r_{1cp}^2, \quad b_2 = \frac{\chi_{y\partial}}{2n} \frac{1}{4\pi^2} \sum_{i=0}^n \frac{m_i^2}{r_{1cp}^2}, \quad b_3 = \frac{\chi_{y\partial}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n m_i, \quad b_4 = -\frac{\chi_{y\partial}}{n} \sum_{i=1}^n r_{1cp} \operatorname{ctg} \beta_{mi} B_{1i},$$

$$b_5 = \frac{\chi_{y\partial}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n \frac{m_i B_{1i} \operatorname{ctg} \beta_{mi}}{r_{1cp}}, \quad b_6 = \frac{\chi_{y\partial}}{2n} \sum_{i=1}^n B_{1i}^2 \operatorname{ctg} \beta_{mi}^2;$$

$m = \frac{\Gamma_1}{\bar{\Gamma}_1}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность входной циркуляции по высоте лопасти. В первом приближении  $m$  может быть принят равным 1;  $B_1$  – коэффициент меридиональной скорости на входе в РК;  $\chi_{y\partial}$  – коэффициент смягчения удара, который учитывает потери, обусловленные отрывом потока при обтекании входной кромки. По данным [10]  $\chi_{y\partial} = 0.4 \div 0.8$ .

Коэффициент циркуляционных потерь:

$$K_{h\text{кц}} = c_2 K_Q^2 + c_1 K_Q + c_0, \quad (16)$$

где полиномиальные коэффициенты:

$$c_0 = \frac{1}{2n} \left( \sum_{i=1}^n \left( 1 + \frac{\pi \sin \beta_{2\Gamma_{cp_i}} \sin \gamma_{2cp_i}}{z} \right) \right)^2 (r_{2cp_i})^2,$$

$$c_1 = -\frac{1}{2n} \left( \sum_{i=1}^n 2B_2 \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{02i}} \left( 1 + \frac{\pi \sin \beta_{2\Gamma_{cp_i}} \sin \gamma_{2cp_i}}{z} \right) \right) r_{2cp_i}, \quad c_2 = \left( \frac{1}{2n} \right) \left( \sum_{i=1}^n B_{2i}^2 \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{02i}} \right).$$

Коэффициент потерь от осевого вихря:

$$K_{hom\text{ов}} = d_2 K_Q^2 + d_1 K_Q + d_0, \quad (17)$$

где полиномиальные коэффициенты:

$$d_0 = 2 \frac{r_2^2}{D_3^2} \frac{B_2^2}{\operatorname{tg}^2 \beta_{02}}, \quad d_1 = -4 \frac{r_2^3}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg} \beta_{02}} - 4 \frac{r_2^3}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg} \beta_{02}} \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2\Gamma} \sin \gamma_2,$$

$$d_2 = 2 \frac{r_2^4}{D_3^2} + 4 \frac{r_2^4}{D_3^2} \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2\Gamma} \sin \gamma_2 + 2 \frac{r_2^4}{D_3^2} \frac{\pi^2}{z^2} \sin^2 \beta_{2\Gamma} \sin^2 \gamma_2.$$

Коэффициент потерь в отсасывающей трубе на трение во входном диффузоре, колене и расширении во входном диффузоре:

$$K_{hom\text{тп}} = \frac{8\chi_{om}}{\pi^2 (D_3')^4}, \quad (18)$$

где  $\chi_{om}$  - коэффициент потерь в отсасывающей трубе при осевом входе потока [10, 12].

Полный коэффициент гидравлических потерь ПЧ:

$$K_h = K_{hn} + K_{hкмп} + K_{hккп} + K_{hкюд} \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, K_Q \right) + K_{hкц} (K_Q) + K_{homов} (K_Q) + K_{hommp} . \quad (19)$$

Окончательное выражение для  $K_h$  с учетом (13-18) имеет вид:

$$\begin{aligned} K_h = & K_{hn} + \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{кмп} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2} + \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{ксп} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2} + \\ & + b_1 K_Q^2 + b_2 \left( \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_4 K_Q + b_5 K \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + b_6 \\ & + c_2 K_Q^2 + c_1 K_Q + c_0 + d_2 K_Q^2 + d_1 K_Q + d_0 + \frac{8\chi_{om}}{\pi^2 (D_3')^4} \end{aligned} \quad (20)$$

Расчет потерь в заданном диапазоне универсальной характеристики  $n_i - Q_i$ .

Полученные развернутые зависимости для коэффициентов всех видов потерь дают возможность определить относительные потери по формуле, вытекающие из (4).

$$\frac{\bar{h}_i}{H} = \frac{K_{h_i}}{g} (Q_i)^2, \quad (21)$$

где под  $K_{h_i}$  понимаются коэффициенты отдельных видов потерь.

Методика расчета отдельных видов потерь в заданном диапазоне приведенных параметров  $n_i - Q_i$  сводится к следующему:

- определяются параметры оптимального режима [13];
- в зависимости от найденных параметров оптимального режима назначается диапазон изменений  $n_i - Q_i$ . Например,  $0.8 n_{i_{opt}} \leq n_i \leq 1.2 n_{i_{opt}}$ ,  $0.8 Q_{i_{opt}} \leq Q_i \leq 1.2 Q_{i_{opt}}$ ;
- из уравнения баланса энергии (2) в каждой режимной точке определяется величина  $\frac{\Gamma_o D}{Q}$ ;

– для каждой точки в заданном диапазоне режимных параметров находятся по формулам (13-18) коэффициенты отдельных видов потерь  $K_{h_i}$  и величины относительных потерь (21);

– по результатам строятся графики изменения отдельных видов относительных потерь  $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(Q_i)$  при  $n_i = const$  и  $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(n_i)$  при  $Q_i = const$ .

На рисунке 1а,б приведены зависимости относительных потерь от приведенного расхода  $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(Q_i)$  при  $n_i = n_{i_{opt}}$  и приведенных оборотов  $\frac{\bar{h}_i}{H} = f(n_i)$  при  $Q_i = Q_{i_{opt}}$  для рабочего колеса РО-500/1-26. Основные геометрические параметры проточной части с данным рабочим колесом приведены в работе [14]. Расчетные и опытные данные кривых суммарных гидравлических потерь (рис. 1), удовлетворительно согласуются друг с другом.

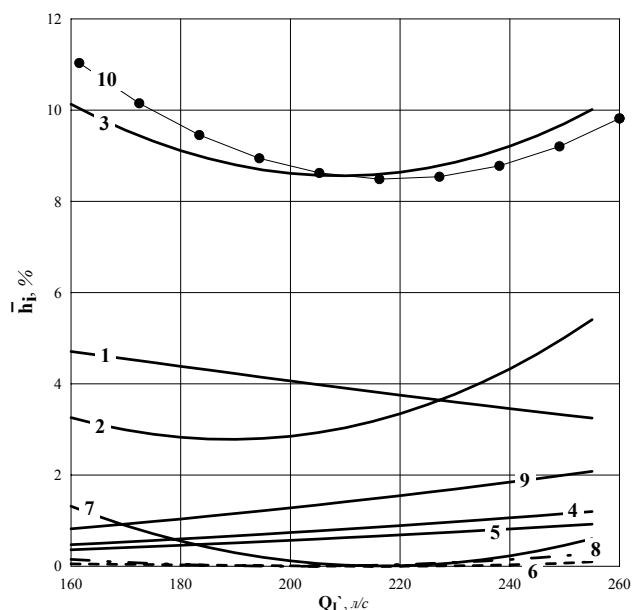


Рисунок 1 а – Зависимость потерь в проточной части от приведенного расхода при  $n'_{l_{omm}} = const$

- 1 - суммарные потери в подводе, 2 - суммарные потери в рабочем колесе и отсасывающей трубе,
- 3 - суммарные потери во всей проточной части, 4 - потери трения в рабочем колесе,
- 5 - кромочные потери, 6 - ударные потери, 7 - циркуляционные потери, 8 - потери от осевого вихря,
- 9 - потери трения в отсасывающей трубе, 10 - суммарные потери по опытным данным.

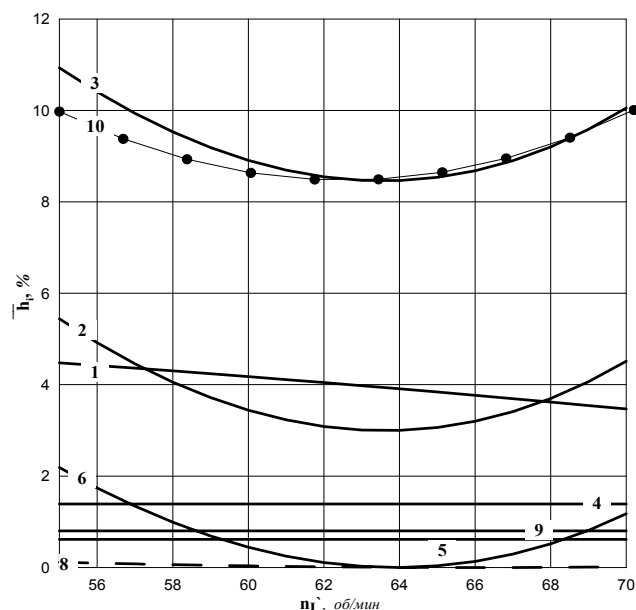


Рисунок 1 б – Зависимость потерь в проточной части от приведенных оборотов при  $Q'_{l_{omm}} = const$

При  $n'_{l_{omm}} = const$  наиболее интенсивно, по сравнению с другими видами потерь, изменяются циркуляционные потери. Они оказывают наиболее существенное влияние на вид зависимости  $\frac{\bar{h}}{H} = f(Q'_1)$  при  $n'_{l_{omm}} = const$  и следовательно на формирование кривой  $\eta = f(Q'_1)$ .

Режим с минимальными суммарными потерями (режим максимального гидравлического КПД) находится вблизи режима минимума циркуляционных потерь. Таким образом, циркуляционные потери являются определяющими в формировании режима максимального гидравлического КПД при  $n'_{l_{omm}} = const$ .

Рассмотрим изменение отдельных видов потерь при условии  $Q'_1 = Q'_{l_{omm}}$  и их влиянии на формирование кривой  $\eta = f(n'_1)$  при  $Q'_1 = Q'_{l_{omm}}$ .

Из анализа графика видно сравнительно малое изменение всех видов потерь в зависимости от  $n'_1$  кроме ударных. Ударные потери существенно изменяются в зависимости от приведенных оборотов при  $Q'_1 = const$  и имеют четко выраженный минимум, поэтому ударные потери определяют  $n'_{l_{omm}}$ , т.е. положение режима максимального КПД по оборотам.

Приведенные данные (рис. 1) свидетельствуют также о существенной роли потерь энергии в подводящей части высоконапорной РО ГТ в диапазоне основных рабочих режимов.

### Выводы

1. Получены аналитические зависимости потерь энергии в элементах проточной части РО ГТ от ее геометрических и режимных параметров. Эти зависимости могут быть использованы для численного анализа влияния режимных и геометрических параметров на отдельные виды потерь и на гидравлический КПД в целом.

2. Приведена методика расчета потерь энергии в заданном диапазоне режимных параметров  $n'_i - Q'_i$  в элементах ПЧ, эти данные необходимые при проектировании ПЧ позволяют оценить влияние отдельных видов потерь (трения, кромочных, ударных и др.) на энергетические показатели ГТ.

### Литература

1. Топаж Г.И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин// Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1989. – 208с.
2. Савунин И.С., Топаж Г.И. Аналитические оценки энергетических показателей радиально-осевых гидротурбин// «Гидротехническое строительство» №6 2001г.
3. Колычев В.А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины//Гидравлические машины.-Вып.26.-Харьков:ХПИ,1992.С.3-19
4. Колычев В.А., Миронов К.А., Тыньянова И.И., Цехмистро Л.Н., Сергеев А.В., Гончаров С.В. Применение упрощенной модели рабочего процесса для расчета и анализа энергетических характеристик высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. //Вестник НТУ «ХПИ», № 11, Харьков, 2004 – С. 109-120
5. Колычев В.А., Дранковский В.Э. и др. Математическая модель сопротивления подводной части радиально-осевой гидротурбины// Вестник ХГПУ, Вып.68, Харьков, 1999. – С. 35-48.
6. Колычев В.А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинках// Учебное пособие. Киев: ИСС. - 1995. – 272с.
7. Войташевский Д.А. Основы общей теории гидравлических решеток применительно к гидротурбинам.//Тр.ВНИИГидромаш. Вып.XXXVII, М.-1968
8. Викторов Г.В. Гидродинамическая теория решеток.// Пособие для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматизации». –М.: Высш.шк., 1969.
9. Колычев В.А., Дранковский В.Э. и др. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины// Уч. пособие, НТУ «ХПИ», Харьков. - 2002. – 216с.
10. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин// Л.: Изд-во Машиностроение, 1978. – 280с.
11. Дейч М.Е., Зарянкин А.Б. Газодинамика: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, -1984. – 384с.
12. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидромашин.//Изд-во Машиностроение, М-Л, 1965
13. Колычев В.А., Дранковский В.Э., Мараховский М.Б. Применение методов оптимизации для расчета параметров оптимального режима гидротурбины // Вестник ХГПУ.- Харьков,1997.-Вып.8.-С.93-100.
14. Шмугляков Л.С.,Барлит В.В. и др. Разработка рабочих колес высоконапорных радиально-осевых гидротурбин.// «Изв. Высш. Учеб. Заведений. Энергетика», №1 1966. – С. 87 – 95.

© Колычев В.А., Дранковский В.Э., Цехмистро Л.Н., Миронов К.А., Тыньянова И.И., Сергеев А.В., 2005