

УДК 621.671

doi:10.18720/SPBPU/2/id20-352

Горбатов Даниил Анатольевич¹
sum1996@yandex.ru

Калаев Владимир Анатольевич¹
kalayev@mail.ru

Шумилин Сергей Александрович¹
sashumilin@mail.ru

¹ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, г. Санкт-Петербург

ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫЙ АГРЕГАТ ЦЭНА 40 000-27 ДЛЯ ЛАЭС-2

Аннотация. Рассматриваются два варианта проточной части вертикального центробежного насоса быстроходностью $n_s = 308$ и $n_s = 387$. Приводятся результаты гидравлического расчёта элементов проточной части, подтверждающие обеспечение заданных параметров.

Ключевые слова: рабочее, колесо, спиральная, камера, аппарат, потери.

Gorbatov Daniil¹
sum1996@yandex.ru

Kalaev Vladimir¹
kalayev@mail.ru

Shumilin Sergei¹
sashumilin@mail.ru

¹JSC «NPO CKTI», Russia, St. Petersburg

CIRCULATING ELECTRIC PUMP UNIT CENA 40 000-27 FOR LAES-2

Abstract. Two variants of the flow part of a vertical centrifugal pump with a speed of $n_s = 308$ and $n_s = 387$ are considered. The results of hydraulic calculation of the flow part elements are presented, confirming the provision of the specified parameters.

Keywords: impeller, volute, guide, vanes, hydraulic, losses.

Введение

В зависимости от схемы технологического водоснабжения и мощности турбоагрегатов в качестве циркуляционных насосов для АЭС используются вертикальные осевые или центробежные насосные агрегаты производства Уралгидромаш [1], как, например, 1600В-10/40 с основными параметрами $Q = 36\ 000$ м³/ч (10 м/с), $H = 40$ м, $n = 300$ об/мин и $\Delta h = 10$ м. Традиционно в классической схеме используется рабочее колесо одностороннего входа со спиральным отводом без направляющего аппарата. В настоящее время на станции предложена и реализована проточная часть вертикального насоса с рабочим колесом двойного входа (ДВН), что позволяет повысить частоту вращения ротора, уменьшить диаметр рабочего колеса, сократить габариты и снизить вес агрегата [2]. Вместе с тем такое конструктивное решение при вертикальном исполнении насоса имеет существенный недостаток – не удаётся в полной мере обеспечить идентичность условий работы обеих половин рабочего колеса. Если к нижней всасывающей полости рабочего колеса поток поступает равномерно, то к верхней полости колеса поток поступает через боковой проем между камерой и улиткой. Для проточной части повышенной быстроходности, каковым является данный циркуляционный насос, это связано с существенными гидравлическими потерями, что обуславливает значительное снижение величины кавитационного запаса и может привести к срыву работы насоса. Кроме того, несимметричный подвод потока приводит к возрастанию радиальных усилий, направление которых зависит от режима работы насоса, что приводит к дополнительной вибрации гидроагрегата. Поэтому к рассмотрению предложен вариант вертикального насоса повышенной быстроходности с консольным расположением рабочего колеса на полную производительность. В ходе годовой эксплуатации циркуляционного насоса ДВН12,5-29 были скорректированы основные параметры работы насоса: расширен диапазон подачи с 28 800 м³/ч

до 50 400 м³/ч и снижена величина напора на режиме расчётной подачи $Q = 40\,000$ м³/ч до $H = 27$ м. Кавитационный запас сохранился. Таким образом, циркуляционный электронасосный агрегат ЦЭНА 40 000-27 имеет следующие параметры назначения:

1. Подача, м³/ч (м³/с) – 40 000 (11,1).
2. Напор, м – 27,0.
3. Кавитационный запас, м – 13,5.
4. Температура, °С – 20.
5. КПД, % – не менее 89.
6. Мощность на валу насоса, кВт – не более 4 000.

Расчёт проточной части

На указанные параметры в таблице 1 приведены возможные варианты исполнения проточной части циркуляционного электронасосного агрегата ЦЭНА 40 000-27 для ЛАЭС-2 в зависимости от частоты вращения ротора с чётным числом пар полюсов электродвигателя.

Таблица 1

Варианты исполнения проточной части

| P , число пар полюсов | n , об/мин | n_s | D_2 , м | η , % | $C_{кр}$ | $\Delta h_{кр} = 10$ м |
|-------------------------|--------------|-------|-----------|------------|----------|------------------------|
| 14 | 214 | 221 | 2,3 | 89,7 | 760 | |
| 12 | 250 | 258 | 2,1 | 90,2 | 865 | |
| 10 | 300 | 310 | 1,7 | 90,7 | 1060 | |
| 8 | 375 | 387 | 1,4 | 91,0 | 1325 | |
| 6 | 500 | 516 | 1,1 | 91,3 | 1760 | |

Принимая критический кавитационный запас $\Delta h_{кр} = 10$ м с коэффициентом запаса $\varphi = 1,35$, определим необходимый уровень обеспечения кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$. Из рассмотрения представленных данных таблицы 1 следует, что наиболее перспективным по энергетическим, габаритным показателям с учётом возможной реализации кавитационных требований являются вариант с частотой вращения $n = 300$ об/мин, коэффициентом быстроходности $n_s = 308$ и кавитационным коэффициентом быстроходности $C_{кр} = 1000$, а также вариант с $n = 375$ об/мин, $n_s = 387$ и $C_{кр} = 1250$. Достижение требуемого уровня кавитационных показателей подтверждается результатами выполненных гидродинамических расчётов и данными модельных испытаний проточных частей обратимых машин [3].

Проектирование и гидродинамический расчёт лопастной системы рабочего колеса выполнен с использованием САПР ЛС, разработанный в ОАО «НПО ЦКТИ» [4]. В состав этого программного комплекса включена программа расчёта осесимметричного течения идеальной жидкости в проточной части гидромашин, разработанная В. И. Климовичем [5], и программа расчёта обтекания решётки профилей в слое переменной толщины, разработанная Б. С. Раухманом [6]. Поэтапное решение этих двух задач позволяет оценить энергетические и кавитационные показатели разрабатываемой лопастной системы. Расчёт выполняется на приведённые параметры n_1 , Q_1 и σ .

Первоначально рассмотрим вариант исполнения № 3, быстроходность $n_s = 308$. Основные геометрические соотношения проточной части $b_2 = 0,26 \cdot D_2$ и $D_r = 0,81 \cdot D_2$. Число лопастей $Z = 6$. Диаметр рабочего колеса $D_2 = 1,7$ м. Основные геометрические характеристики лопастной системы, следующие:

$\beta_n = 32,5 - 32,5 - 32,5$ – напорный угол лопасти;

$\beta_{вс} = 16 - 25,5 - 27,5$ – всасывающий угол лопасти;

$\varphi = 90 - 90 - 90$ – угол лопасти в плане;

$\Delta\varphi = 0 - 0 - 0$ – положение всасывающей кромки в меридиональной плоскости;

$l/t = 1,67 - 1,76 - 1,79$ – густота решётки.

Характер изменения толщин принят по существующим аналогам: толщина всасывающей и напорной кромок $\delta_{\text{отн}} = 0,0065$, что составляет 11 мм, а толщина профиля в средней $\delta_{\text{отн}} = 0,018$, что составляет 31 мм. Это обеспечивает, как показали результаты ранее выполненных прочностных расчётов, статический уровень напряжений до 100 МПа. В соответствии с изложенным расчётные параметры в приведённых величинах для варианта № 3 составили следующие значения:

$$n_1' = \frac{n \cdot D_2}{\sqrt{H}} = \frac{300 \cdot 1,7}{\sqrt{27}} = 98,2 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad (1)$$

$$Q_1' = \frac{Q}{D_2^2 \cdot \sqrt{H}} = \frac{11,1}{(1,7)^2 \cdot \sqrt{27}} = 0,793 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{\Delta h_{\text{кр}}}{H} = \frac{10}{27} = 0,37. \quad (3)$$

Основные результаты гидродинамического расчёта на номинальном режиме работы представлены в таблице 2, а результаты в виде осреднённых значений RV_u , $h_{\text{пр}}$, $h_{\text{уд}}$ и σ в диапазоне подач от 0,72 до $1,26 \cdot Q_{\text{ном}}$ сведены в таблицу 3.

Таблица 2

Результаты гидродинамического насоса

| Параметр | 1 ЛТ | 3 ЛТ | 5 ЛТ | 7 ЛТ |
|----------------------------|------|------|------|------|
| RV_u , м ² /с | 1,12 | 1,16 | 1,17 | 1,21 |
| $h_{\text{пр}}$, % | 2,80 | 1,70 | 1,30 | 1,20 |
| $h_{\text{уд}}$, % | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| σ | 0,17 | 0,22 | 0,21 | 0,15 |
| α , ° | 28,5 | 26,3 | 23,5 | 20,3 |

Результаты осреднённых значений

| $Q_{\text{отн}}$ | $Q_1',$ м ³ /с | $RV_u,$ м ² /с | $h_{\text{пр}}, \%$ | $h_{\text{уд}}, \%$ | $\Sigma h_{\text{РК}}, \%$ | σ | $C_{\text{кр}}$ |
|------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------|---------------------|----------------------------|----------|-----------------|
| 0,72 | 0,532 | 1,31 | 2,3 | 5,8 | 10,4 | 0,27 | 1075 |
| 0,85 | 0,625 | 1,17 | 2,0 | 2,6 | 6,6 | 0,23 | 1312 |
| 1,00 | 0,739 | 1,12 | 2,0 | 0,0 | 4,0 | 0,22 | 1476 |
| 1,10 | 0,810 | 1,04 | 2,1 | 0,5 | 4,6 | 0,29 | 1256 |
| 1,20 | 0,887 | 0,95 | 2,2 | 0,8 | 5,2 | 0,34 | 1167 |
| 1,26 | 0,925 | 0,90 | 2,3 | 1,0 | 5,5 | 0,39 | 1057 |

В рассматриваемом диапазоне работы рабочего колеса величина профильных потерь составляет 2,0–2,3 %, а с учётом вторичных гидравлических потерь, обусловленных перетеканием потока в пределах лопастного канала от стороны давления к стороне разрежения, которые по данным Г. Ю. Степанова пропорциональны профильным потерям, они в итоге составляют 4,0–4,5 %. Ударные потери на расчётном режиме отсутствуют и существенно возрастают с уменьшением подачи. Среднее значение момента скорости $RV_u = 1,12$ м/с позволяет обеспечить с некоторым превышением требуемую величину напора с КПД = 93 %. Величина динамического разрежения на номинальном режиме составляет $\sigma = 0,22$ чему соответствует $C_{\text{кр}} = 1476$. Это больше требуемого значения, что позволяет обеспечить работу насоса на режиме максимальной подачи при заданной величине Δh . Таким образом, лопастная система рабочего колеса по варианту № 3 удовлетворяет требованиям ТЗ. На рисунке 1 дана расчётная эксплуатационная характеристика насоса ЦЭНА 40 000-27 с номинальной частотой вращения $n = 300$ об/мин.

Далее рассмотрим вариант № 4 с частотой вращения ротора $n = 375$ об/мин, который позволяет сохранить существующий

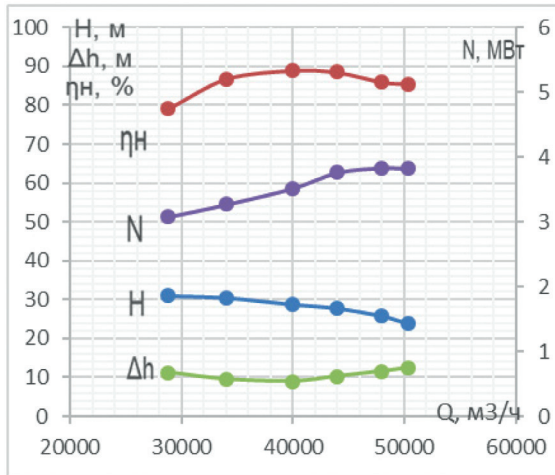


Рис. 1. Расчётная эксплуатационная характеристика ЦЭНА 40 000-27 с номинальной частотой вращения $n = 300$ об/мин

в настоящее время электропривод. Повышение частоты вращения одновременно с расширением диапазона работы насоса по подаче создаёт дополнительные трудности в обеспечении требуемых условий по кавитации.

В соответствии с уровнем быстроходности основные соотношения проточной части составили следующие значения: $b_2 = 0,32 \cdot D_2$ и $D_1 = 0,86 \cdot D_2$. Число лопастей $Z = 6$, как и в предыдущем варианте. Диаметр рабочего колеса $D_2 = 1,4$ м. Расчетные параметры в приведенных величинах имеют следующие значения: $n'_1 = 101$ об/мин, $Q'_1 = 1,09$ м³/с и $\sigma = 0,37$.

Основные принятые геометрические параметры лопастной системы следующие:

$\beta_H = 32,5 - 32,5 - 32,5$ – напорный угол лопасти;

$\beta_{вс} = 17 - 27,5 - 31,5$ – всасывающий угол лопасти;

$\varphi = 90 - 90 - 90$ – угол лопасти в плане;

$\Delta\varphi = 0 - 0 - 0$ – положение всасывающей кромки в меридиональной плоскости;

$l/t = 1,59 - 1,72 - 1,77$ – густота решетки.

В таблице 4 приведены результаты гидродинамического расчета на номинальном режиме работы по контрольным сечениям лопасти рабочего колеса, а в таблицу 5 сведены осредненные результаты расчета в рассматриваемом диапазоне работы насоса.

Таблица 4

Результаты гидродинамического расчета

| Параметр | 1 ЛТ | 3 ЛТ | 5 ЛТ | 7 ЛТ |
|------------------------------|------|------|------|------|
| $RV_u, \text{ м}^2/\text{с}$ | 0,86 | 0,96 | 1,03 | 1,12 |
| $h_{\text{пр}}, \%$ | 4,60 | 2,70 | 1,80 | 1,40 |
| $h_{\text{уд}}, \%$ | 0,00 | 0,30 | 0,00 | 0,00 |
| σ | 0,31 | 0,36 | 0,31 | 0,21 |
| $\alpha, ^\circ$ | 32,4 | 29,8 | 27,3 | 24,4 |

Таблица 5

Результаты осредненных значений

| $Q_{\text{отн}}$ | $Q_1, \text{ м}^3/\text{с}$ | $RV_u, \text{ м}^2/\text{с}$ | $h_{\text{пр}}, \%$ | $h_{\text{уд}}, \%$ | $\Sigma h, \%$ | σ | $C_{\text{кр}}$ |
|------------------|-----------------------------|------------------------------|---------------------|---------------------|----------------|----------|-----------------|
| 0,72 | 0,785 | 1,26 | 3,1 | 2,1 | 8,3 | 0,25 | 1420 |
| 0,85 | 0,926 | 1,15 | 3,2 | 0,0 | 6,4 | 0,36 | 1542 |
| 1,00 | 1,090 | 1,00 | 3,0 | 0,6 | 6,6 | 0,37 | 1330 |
| 1,10 | 1,200 | 0,91 | 3,3 | 3,0 | 9,5 | 0,43 | 1170 |
| 1,25 | 1,360 | 0,78 | 3,9 | 4,5 | 12,3 | 0,76 | 820 |

Из представленных данных следует, что уровень гидравлических потерь примерно в 1,5 раза выше, чем в предыдущем

варианте. На режиме расчетной подачи обеспечивается требуемый уровень динамического разрежения $\sigma = 0,34$ и $C_{кр} = 1330$, однако, его величина недостаточна для обеспечения бескавитационной работы насоса на режиме больше, чем $1,1 \cdot Q_{ном}$.

На основе полученных результатов гидродинамического расчета определены натурные параметры и построена расчетная эксплуатационная характеристика ЦЭНА 40 000-27 с частотой вращения $n = 375$ об/мин, из которой следует, что возможный диапазон работы насоса при заданном значении $\Delta h = 13,5$ м ограничен подачей в $42\,000$ м³/ч.

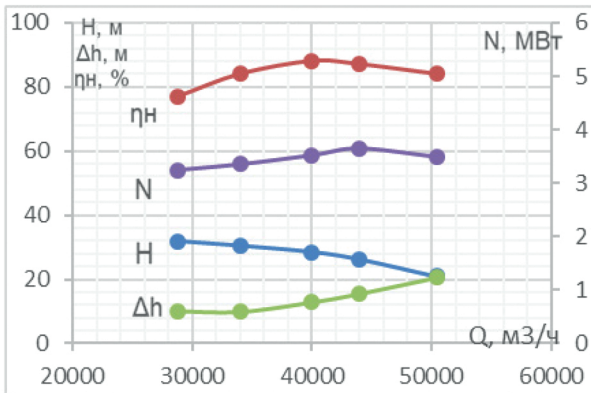


Рис. 2. Расчетная эксплуатационная характеристика ЦЭНА 40 000-27 с номинальной частотой вращения $n = 375$ об/мин

Напорный участок проточной части может быть выполнен в двух вариантах исполнения: вариант 1 в виде традиционной спиральной камеры с углом охвата 345° без лопаточного направляющего аппарата по закону $C_m = \text{const}$ и вариант 2 в виде сборной кольцевой камеры диаметром $3,5 \cdot D_2$ с напорным патрубком, установленным по касательной к наружной поверхности сборной камеры, и лопаточного направляющего аппарата. На рисунке 3 в качестве примера представлена проточная часть циркуляционного насоса со сборной кольцевой камерой и направляющим аппаратом.

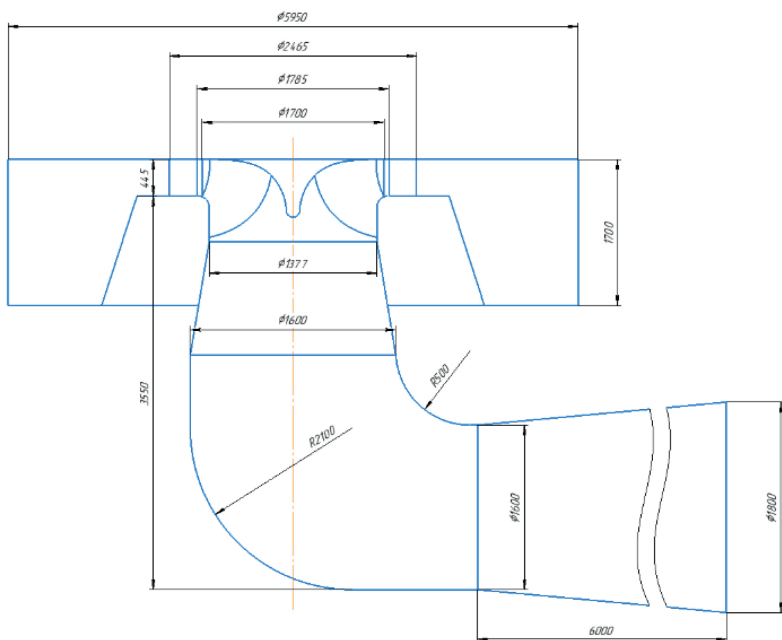


Рис. 3. Проточная часть циркуляционного насоса ЦЭНА 40 000-27 со сборной кольцевой камерой и направляющим аппаратом

Направляющий аппарат с количеством лопаток $Z = 15$ цилиндрической формы имеет следующие геометрические данные: входной диаметр $D_3 = 1,05 \cdot D_2$, выходной диаметр $D_4 = 1,45 \cdot D_2$, входной угол $\beta_{\text{вх}} = 23^\circ$, выходной угол $\beta_{\text{вых}} = 34^\circ$, угол лопатки в плане $\varphi = 32^\circ$, густота решетки $l/t = 1,57$. Толщина входной кромки 22 мм, выходной кромки 6 мм. Максимальная толщина профиля лопатки 78 мм на расстоянии $2/3$ от входной кромки. Величина проходного сечения канала $a_0 = 311$ мм и диффузорный участок его выполнен с углом раскрытия 6° на сторону. Результаты гидравлического расчета направляющего аппарата в заданном диапазоне подач приведены в таблице 6.

Результаты гидродинамического расчета НА

| Параметр | 1 ЛТ | 3 ЛТ | 5 ЛТ | 7 ЛТ | 9 ЛТ |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| $Q_{\text{отн}}$ | 0,72 | 0,81 | 1,00 | 1,10 | 1,25 |
| $RV_{u \text{ вх}}, \text{ м}^2/\text{с}$ | 1,31 | 1,17 | 1,12 | 1,04 | 0,92 |
| $RV_{u \text{ вых}}, \text{ м}^2/\text{с}$ | 0,547 | 0,700 | 0,870 | 0,910 | 1,04 |
| $h_{\text{пр}}, \%$ | 1,5 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,3 |
| $h_{\text{уд}}, \%$ | 3,3 | 0,3 | 0,0 | 0,0 | 0,4 |
| σ | 0,560 | 0,403 | 0,358 | 0,370 | 0,520 |
| $\Delta RV_u / RV_u, \%$ | 58 | 40 | 23 | 12 | 0 |

Как следует из таблицы 6 уровень профильных потерь составляет не более 1 %, а ударные потери возрастают только с уменьшением подачи. Направляющий аппарат частично раскручивает поток по мере уменьшения подачи. Величина динамического разрежения превышает аналогичное значение в рабочем колесе, однако с учётом напора, развиваемом рабочим колесом, явления кавитации здесь исключены. Гидравлические потери в сборной кольцевой камере, как показала практика, составляют 2,5–3,0 %. Поэтому суммарные гидравлические потери по всему проточному тракту составили $\Sigma h_{\text{г}} = h_{\text{ПК}} + h_{\text{НА}} + h_{\text{СК}} = 4,0 + 1,0 + 2,5 = 7,5 \%$. т. е. $\eta_{\text{г}} = 92,5 \%$. Расчетные значения объемного и внутреннего КПД для данного уровня быстроходности составляют 98,7 % и 99,4 % соответственно [7]. Тогда полное значение КПД насоса с учетом внешних механических потерь (–2 %) составит 88,7 %.

Дополнительно для обоснования полученных прогнозных характеристик был выполнен расчет пространственного течения вязкой жидкости для варианта проточной части $n_s = 308$ с использованием программного комплекса Ansys CFX 17.2, результаты

которого хорошо согласуются с данными расчета по САПР ЛС, как по уровню гидравлических потерь, так и по величине напора, развиваемом рабочим колесом.

Представляется целесообразным в дальнейшем при рассмотрении вопроса модернизации проточной части циркуляционного насоса отказаться от отвода в виде сборной кольцевой камеры с лопаточным аппаратом и выполнить его с помощью спиральной камеры. В этом случае уровень гидравлических потерь будет снижен на 1,5–2,0 %, что обеспечит повышение эффективности работы насосного агрегата. Для устранения радиальных усилий на режимах малых подач необходимо разместить в полости спиральной камеры разгрузочное ребро, которое устанавливается диаметрально противоположно зубу спиральной камеры.

Выводы

1. На заданные параметры рассмотрены различные варианты проточной части по быстроходности.

2. Выполнено проектирование и осуществлен гидродинамический расчет лопатных систем рабочего колеса насоса с частотой вращения $n = 300$ и 375 об/мин.

3. При заданной величине кавитационного запаса работа циркуляционного насоса во всем диапазоне подач возможна только с частотой вращения $n = 300$ об/мин.

4. Результаты гидродинамического расчета лопатной системы в рамках идеальной жидкости в квазитрехмерной постановке хорошо согласуются с данными расчета пространственного течения вязкой жидкости.

5. Результаты прочностного расчета показывают, что уровень напряжений в рабочем колесе не превышает допустимый.

Список литературы

1. Уралгидромаш. Каталог продукции, насосы и гидротурбины. – 31 с.

2. Зимницкий В. А., Харитонов А. Г. Результаты разработки элементов проточной части вертикальных центробежных насосов типа ДВН //

Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции, 2010 г., СПб. – С. 67–71.

3. **Федоров А. В., Шумилин С. А.** Разработка высокоэффективных проточных частей обратимых гидромашин // Труды Международной научно-технической конференции СПбГПУ, 2004 г. – С. 55–61.

4. **Жарковский А. А., Морозов М. П., Шумилин С. А.** Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. – СПб. : Издательство СПбГПУ, 2002. – 47 с.

5. **Климович В. И.** Расчет течения в проточной части насос-турбины на основе решения прямой осесимметричной задачи теории гидромашин // Известия АН СССР. – Сер МЖГ 1988, № 4. – С. 12–19.

6. **Этинберг И. Э., Раухман Б. С.** Гидродинамика гидравлических турбин. – Л. : Машиностроение, 1978. – 280 с.

7. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. – Л. : Машиностроение, 1966. – 364 с.