

УДК 621.22-253

Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса с учетом влияния на антикавитационные качества

С.В. Шоронов¹, И.С. Казеннов^{1,2}, Е.А. Истомина²

¹ Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

² АО «ОКБ «Кристалл»

Influence of the inlet vane mechanism on the axial pump pressure characteristics taking into account the anti-cavitation qualities

S.V. Shoronov¹, I.S. Kazennov^{1,2}, E.A. Istomin²

¹ Moscow Aviation Institute (National Research University)

² OKB Kristall JSC

Напорные характеристики осевых насосов в подавляющем большинстве случаев имеют немонотонный характер, что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Эта тема представляет теоретический и практический интерес, так как закручивание потока на входе в осевой насос может изменить его напор и повысить эффективность в зоне западания (немонотонности) напорной характеристики. Обеспечение монотонно падающей напорной характеристики осевого насоса является одной из важнейших целей оптимизации его конструкции. Методом экспериментального исследования получены напорные и кавитационные характеристики осевого насоса, оснащенного входным устройством с разным количеством лопаток. Показано, что применение такого устройства повышает напор осевого насоса в зоне западания напорной характеристики, но увеличивает нерабочий участок напорной характеристики и ухудшает антикавитационные качества насоса, изменяя форму срывной характеристики на более пологую. Выявлено смещение начала так называемого завала напорной характеристики в область меньших значений расхода рабочей жидкости, вследствие чего увеличивается рабочий диапазон насоса от максимального расхода.

EDN: HLHCRR, <https://elibrary/hlhcr>

Ключевые слова: осевой насос, входное лопаточное устройство, закручивание потока на входе, напорные характеристики, кавитационные характеристики

Pressure characteristics of a pump with axial impellers are having the non-monotonic curves in the overwhelming majority of cases, which complicates the design and regulation process. This topic is of theoretical and practical interest, since the flow swirl at the pump inlet could change its pressure and increase efficiency in the pressure characteristic depression zone (non-monotonicity). Ensuring the monotonically decreasing pressure characteristic of an axial pump is one of the most important goals in design and optimization of its construction. The experimental research made it possible to obtain pressure and cavitation characteristics of the axial pump equipped with an inlet device with a different number of blades. The paper shows that using such an inlet device increases the axial pump pressure in the pressure characteristic depression zone, but also increases the pressure characteristic idle

section, and decreases the pump anti-cavitation changing the stall characteristic shape to a flatter one. The paper identifies a shift in the start of the so-called pressure characteristic sag to the region of lower values of the working fluid flow rate resulting in an increase in the pump operation range from its maximum flow rate.

EDN: HLHCRR, <https://elibrary/hlhcr>

Keywords: axial pump, inlet device, flow swirl at the inlet, pressure characteristic, cavitation characteristics

Осевые насосы с высоким коэффициентом быстроходности в большинстве случаев имеют западающие (немонотонные) энергетические характеристики [1–6], что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Область западания может распространяться вплоть до расхода рабочей жидкости (РЖ) $Q = (0,6...0,8)Q_n$, где Q_n — максимальный расход РЖ. Наличие этой зоны обусловлено геометрическими параметрами проточной части, когда из-за неодинаковой длины линий тока у втулки и периферии различные элементы лопасти имеют разное приращение энергии [7].

Западающие энергетические характеристики осевого насоса — зависимости напора H , мощности N и коэффициента полезного действия (КПД) η от расхода РЖ Q [1] — приведены на рис. 1. На напорной (НХ) и мощностной характеристиках есть так называемый завал, который выделен красным цветом, а его начало и конец — зеленым и синим цветом соответственно. Начало завала соответствует уменьшению перепада давления (напора) при снижении расхода РЖ, а конец — увеличению перепада давления (напора) при повышении расхода РЖ.

В работах [8, 9] авторы исследовали зависимость формы НХ осевого насоса с низким коэффициентом быстроходности ($n_s = 580$) от та-

ких геометрических параметров лопастной системы, как втулочное отношение, углы установки лопасти, густота решетки, число лопастей и др. Анализ результатов исследования показал, что варьирование этих параметров не позволяет проектировать проточную часть насоса без западающего участка НХ.

Авторы сделали вывод, что при расходе РЖ $Q = (0,3...0,6)Q_n$ на периферийных сечениях межлопастного канала осевого рабочего колеса (ОРК) появляются отрывные течения потока и вихри, которые полностью или частично перекрывают течение. В периферийных сечениях не происходит приращения энергии потока (сечения «выключаются» из работы) вследствие отсутствия циркуляции скорости течения потока вокруг профиля, поэтому в таких режимах наблюдаются уменьшение напора и провал НХ [7–9].

Закручивание потока на входе в осевой насос может повлиять на НХ и кавитационные характеристики, что проверили китайские и американские ученые в эксперименте и с помощью численного компьютерного моделирования. Результаты их исследований показали, что закручивание потока, может изменять напор и повышать эффективность центробежного и осевого насосов в широком диапазоне расхода РЖ, хотя их кавитационная характеристика ухудшается [10–15].

Для закручивания потока на входе в осевой насос использовали пилоны, расположенные на входе в ОРК с различными углами установки и высотой лопаток, равной ширине межлопастного канала [13–15]. Минимизация завала и увеличение напора в зоне западания являются одной из важнейших целей проектирования и оптимизации конструкции осевого насоса. Периферийные сечения межлопастного канала ОРК играют важную роль в образовании зоны западания НХ [7–9].

Цель работы — исследование влияния закручивания потока на входе периферийных сечений межлопастного канала ОРК на НХ и антикавитационные качества осевого насоса.

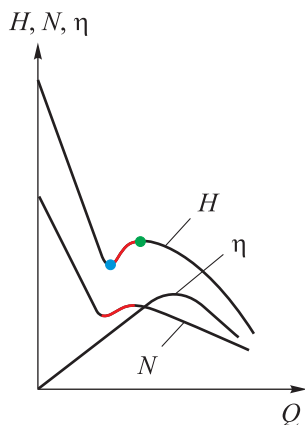


Рис. 1. Зависимости напора H , мощности N и КПД η осевого насоса с высоким коэффициентом быстроходности от расхода РЖ Q

Постановка задачи и описание объекта исследования. Для достижения поставленной цели определяли напорные и кавитационные характеристики осевого насоса, оснащенного входным лопаточным устройством (ВЛУ) с различным числом лопаток, и проводили анализ полученных результатов.

В качестве объекта исследования выступал гидротурбонасос (ГТН), представляющий собой ОРК с лопаточным осевым отводом, РЖ которого являлся керосин. Привод ОРК насоса — гидравлическая турбина. ГТН предназначен для подкачки топлива из расходного бака к двигателю самолета, а также для перекачки топлива из одного бака в другой. Ротор ГТН состоит из ОРК насоса и рабочего колеса турбины, установленного на бандаже.

Эскиз ГТН показан на рис. 2, а его основные параметры в режиме максимального КПД — в таблице, где СА — спрямляющий аппарат; приведенный расход РЖ — отношение расхода РЖ к частоте вращения ротора n .

На входе в ГТН радиальный зазор между ротором и корпусом (до густоты решетки по периферии $\tau \approx 0,5$) равен 0,5 мм, далее он отсутствует благодаря применению бандажа. ВЛУ (рис. 3) представляет собой лопаточную решетку, установленную на периферии входного участка ГТН. Угол установки лопатки ВЛУ выбран на основании результатов исследования зарубежных авторов [10–15].

Для изучения энергетических характеристик ГТН рассматривали ВЛУ с числом лопаток $z = 72, 41$ и 24 . ВЛУ изготавливали по технологии аддитивного производства моделей из жидких фотополимерных смол методом стереолитографии, где отвердевание материала (смолы)

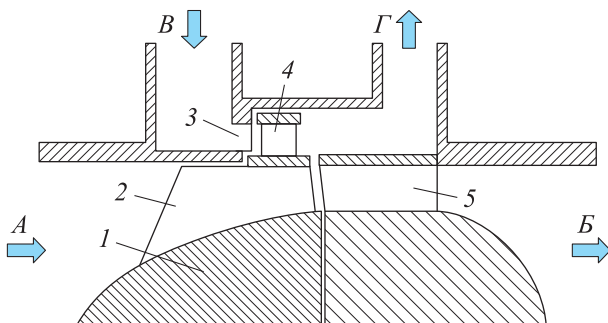


Рис. 2. Эскиз ГТН без ВЛУ:

1 — ротор; 2 — ОРК; 3 — сопловой аппарат; 4 — гидравлическая турбина; 5 — спрямляющий аппарат;
А и Б — вход в ГТН и выход из него;

В и Г — подвод активной РЖ к рабочим лопаткам ротора гидравлической турбины и отвод активной РЖ от них

Параметры ГТН в режиме максимального КПД

Параметр	Значение
Коэффициент быстроходности	540
Максимальный полный КПД	0,35
Приведенный расход РЖ в номинальном режиме, л·мин/(ч·об)	13
Втучное отношение:	
на входе в ОРК	0,44
на выходе из ОРК	0,65
СА	0,65
Коэффициент эквивалентного диаметра:	
на входе в ОРК	4,57
на выходе из ОРК	3,85
Угол атаки на среднем диаметре, град	1,71*
Число лопаток, шт.	
ОРК	5
СА	12
Густота решетки на среднем диаметре:	
ОРК	1,27
СА	2,08
Угол атаки на входе в СА на среднем диаметре, град	4,25

* Углы атаки по высоте рабочей лопатки в других сечениях различаются примерно на 1° .

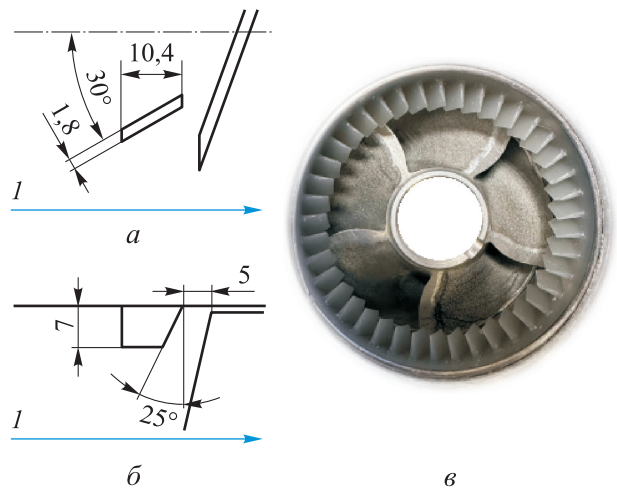


Рис. 3. Конструктивные особенности ВЛУ:

а — эскиз развертки ВЛУ (1 — вход в ГТН);
б — эскиз ВЛУ в меридиональном сечении; в — внешний вид ВЛУ, установленного в корпус ГТН

происходит вследствие облучения ультрафиолетовым лазером. Изготовленное ВЛУ вклеивали в корпус ГТН и зажимали стопорным кольцом. Такой метод позволил ускорить процесс исследования.

Описание испытательного стенда и методика обработки результатов. Принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда приведена на рис. 4.

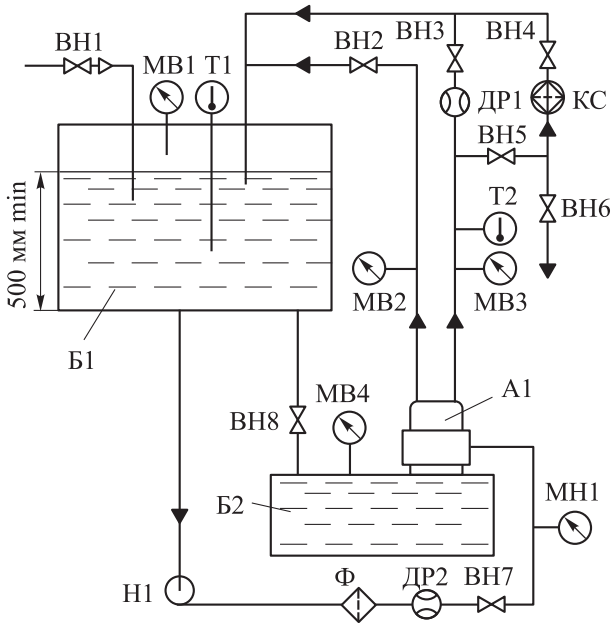


Рис. 4. Принципиальная гидравлическая схема испытательного стенда:

A1 — испытуемый насос; B1 и B2 — основной и расходный баки; ВН1 — кран воздушной магистрали; ВН2...ВН8 — краны магистрали РЖ; ДР1, ДР2 — кориолисовые расходомеры; КС — приспособление для проверки частоты внутренних полостей агрегата; МВ1...МВ4, МН1..МН2 — датчики давления РЖ; Т1, Т2 — датчики температуры; Н1 — электроцентробежный насос; Ф — фильтр тонкой фильтрации (12...25 мкм)

РЖ (топливо ТС-1 по ГОСТ 10227–2013) из основного бака B1 подается по магистрали в расходный бак B2, где установлен датчик давления МВ1. Из расходного бака РЖ попадает на вход испытуемого насоса А1. На выходе из него РЖ поступает в магистраль, где размещены датчики давления МВ3, температуры Т2 и кориолисовый расходомер ДР1. Далее по магистрали РЖ попадает обратно в основной бак B1, где расположены датчики давления МВ1 и температуры Т1.

Отбор РЖ для привода гидравлической турбины происходит из основного бака B1. По магистрали РЖ поступает на вход в электроцентробежный насос Н1, после которого активная РЖ по магистрали, где установлены кориолисовый расходомер ДР2 и датчик давления МН1, поступает в сопловой аппарат и на вход в турбину. После турбины активная РЖ отводится в отдельную магистраль, где размещен датчик давления МВ2, по которой РЖ поступает обратно в основной бак B1.

Число оборотов ротора измеряли с помощью датчика Холла 41F131, установленного внутри ГТН, и неодимового магнита на валу. Во

время испытаний температура РЖ в основном баке Т1 составляла 20 ± 5 °С.

Методика обработки результатов. Перепад давления РЖ на насосе Δp_n и турбине Δp_t определяли следующим образом:

$$\Delta p_n = p_{\text{ВЫХ.Н}}^{\text{МВ3}} - p_{\text{ВХ.Н}}^{\text{МВ4}}, \text{ кгс/см}^2;$$

$$\Delta p_t = p_{\text{ВХ.Т}}^{\text{МН1}} - p_{\text{ВЫХ.Т}}^{\text{МВ2}}, \text{ кгс/см}^2,$$

где $p_{\text{ВЫХ.Н}}^{\text{МВ3}}$ и $p_{\text{ВХ.Н}}^{\text{МВ4}}$ — давления РЖ на выходе из ГТН и на входе в ГТН, соответствующие показаниям датчиков МВ3 и МВ4, кгс/см²; $p_{\text{ВХ.Т}}^{\text{МН1}}$ и $p_{\text{ВЫХ.Т}}^{\text{МВ2}}$ — давления РЖ на входе в турбину и на выходе из нее, соответствующие показаниям датчиков МН1 и МВ2, кгс/см².

Полный КПД ГТН оценивали как

$$\eta = \frac{Q_n \Delta p_n}{Q_t \Delta p_t},$$

где Q_n и Q_t — объемные расходы РЖ, соответствующие показаниям кориолисовых расходомеров ДР1 и ДР2, л/ч.

Результаты экспериментального исследования. Чтобы построить универсальные энергетические характеристики ГТН, полученные в результате испытаний перепад давлений РЖ приводили к числу оборотов ротора в квадрате $\Delta p_n/n^2$, а расход РЖ — к числу оборотов Q/n . Универсальные энергетические характеристики ГТН без ВЛУ и ГТН с ВЛУ при числе лопаток $z = 24, 41$ и 72 приведены на рис. 5, а–г.

Анализ универсальных энергетических характеристик, позволяет заключить, что НХ ГТН без ВЛУ — немонотонная. Завал НХ начинается при $Q/n = 11,5$ (л/ч)/(об/мин), а заканчивается при $Q/n = 7,8$ (л/ч)/(об/мин). Этот диапазон работы ГТН является нерабочим.

Для дальнейшего анализа НХ определяли нерабочий диапазон ГТН

$$\Delta(Q/n)_z, (Q/n)_{\text{н.з}} - (Q/n)_{\text{к.з}}, \text{ (л/ч)/(об/мин)}, \quad (1)$$

где $(Q/n)_{\text{н.з}}$ и $(Q/n)_{\text{к.з}}$ — приведенные расходы РЖ в начале и конце завала, (л/ч)/(об/мин).

Для ГТН без ВЛУ нерабочий диапазон $\Delta(Q/n)_z = 3,7$ (л/ч)/(об/мин)

После установки ВЛУ в зоне западания увеличивается напор ГТН, но НХ приобретает дополнительную неравномерность в виде двух участков снижения напора. Эти участки начинаются при различных значениях приведенного расхода РЖ в зависимости от числа лопаток ВЛУ. Вследствие нестабильности НХ в

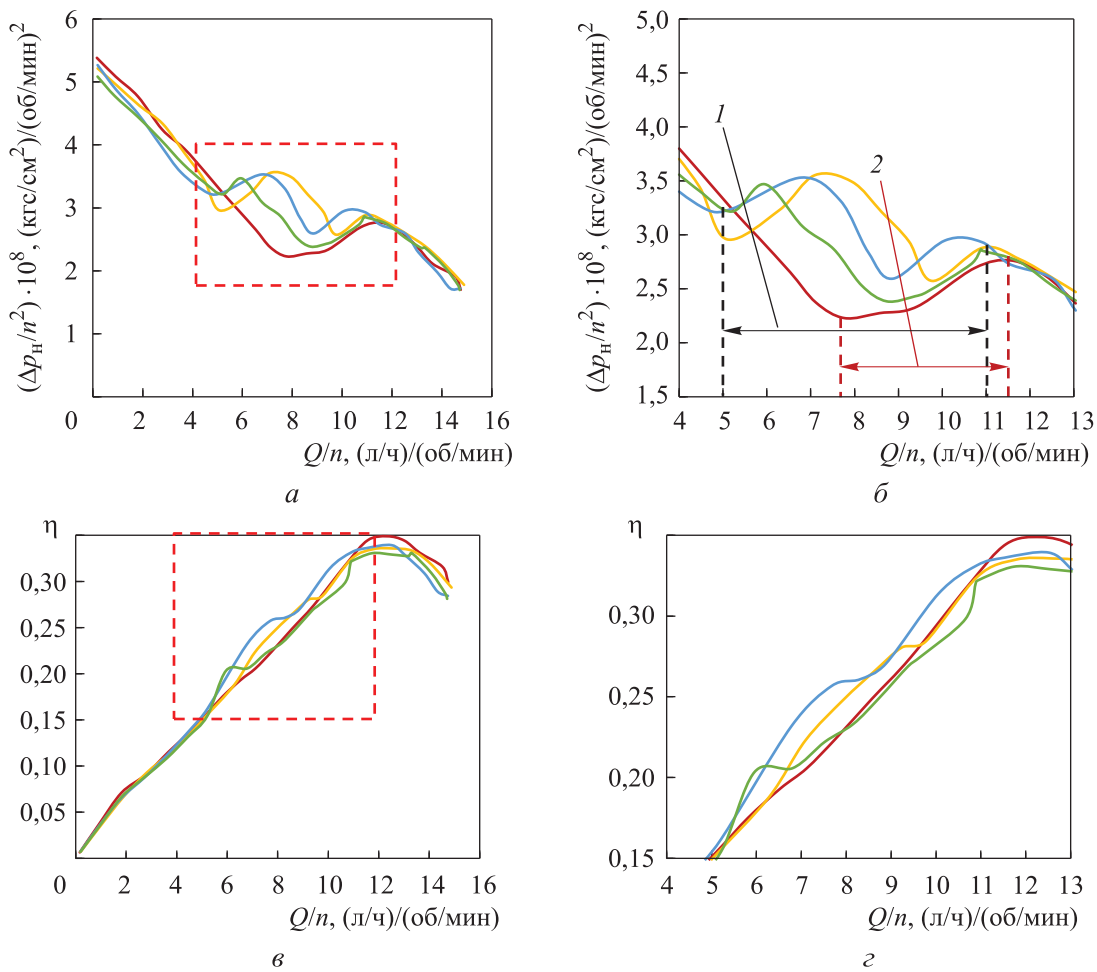


Рис. 5. Универсальные энергетические характеристики ГТН без ВЛУ (—) и ГТН с ВЛУ при числе лопаток $z = 24$ (—), 41 (—) и 72 (—):
 а и в — зависимости приведенного перепада НХ $\Delta p_H/n^2$ и полного КПД η от приведенного расхода РЖ Q/n ;
 б и г — зависимости $\Delta p_H/n^2 = f(Q/n)$ и $\eta = f(Q/n)$ в областях завала НХ, выделенных штриховой линией
 (1 и 2 — нерабочие участки при наличии и отсутствии ВЛУ)

зоне ее западания увеличивается нерабочий участок.

Изменение нерабочего диапазона ГТН оценивали как

$$\frac{\Delta(Q/n)_3^{\text{сВЛУ}} - \Delta(Q/n)_3^{\text{бВЛУ}}}{\Delta(Q/n)_3^{\text{бВЛУ}}} \cdot 100 \%, \quad (2)$$

где $\Delta(Q/n)_3^{\text{сВЛУ}}$ и $\Delta(Q/n)_3^{\text{бВЛУ}}$ — нерабочие диапазоны ГТН при наличии и отсутствии ВЛУ, (л/ч)/(об/мин).

Установлено, что у ГТН с ВЛУ в области завала приведенный расход РЖ Q/n смещается в сторону меньших значений относительно такого для ГТН без ВЛУ, (л/ч)/(об/мин): в конце завала с 7,8 до 5,0 независимо от числа лопаток ВЛУ; в начале завала с 11,5 до 11,0 при $z = 72$; с 11,5 до 10,5 при $z = 41$; с 11,5 до 11,0 при $z = 24$.

При определении нерабочего диапазона ГТН с ВЛУ по формуле (1) и его изменения по выражению (2) выявлено, что при $z = 72$ он увеличился на 62,16 %, при $z = 41$ — на 48,65 %, при $z = 24$ — на 62,16 %.

Смещение начала завала в область меньших значений приведенного расхода РЖ приводит к увеличению рабочего диапазона ГТН от максимального расхода РЖ. Рабочий диапазон ГТН от максимального рабочего расхода РЖ оценивали как

$$\Delta(Q/n)_p = (Q/n)_{\text{max p}} - (Q/n)_{\text{н.з.}}, \quad (\text{л/ч})/(\text{об/мин}), \quad (3)$$

где $(Q/n)_{\text{max p}}$ — приведенный максимальный рабочий расход РЖ, (л/ч)/(об/мин).

Изменение $\Delta(Q/n)_p$ определяли по выражению

$$\frac{\Delta(Q/n)_p^{\text{сВЛУ}} - \Delta(Q/n)_p^{\text{бВЛУ}}}{\Delta(Q/n)_p^{\text{бВЛУ}}} \cdot 100 \%, \quad (4)$$

где $\Delta(Q/n)_p^{\text{сВЛУ}}$ и $\Delta(Q/n)_p^{\text{бВЛУ}}$ — рабочий диапазон ГТН при наличии и отсутствии ВЛУ, (л/ч)/(об/мин).

При определении рабочего диапазона ГТН с ВЛУ от максимального расхода РЖ по формуле (3) и его изменения по выражению (4) установлено, что он увеличивается относительно такового для ГТН без ВЛУ: при $z = 72$ — на 15,38 %, при $z = 41$ — на 30,77 %, при $z = 24$ — на 15,38 %.

Также выявлено, что применение ВЛУ в составе ГТН уменьшает полный КПД ГТН в режиме максимального КПД примерно на 2 % и увеличивает его в зоне западания НХ. У ГТН с ВЛУ по сравнению с ГТН без ВЛУ полный КПД повышается следующим образом: на 1,5 % при $z = 72$ и $Q/n = 9,0 \dots 6,5$ (л/ч)/(об/мин); на 1,5 % — при $z = 41$ и $Q/n = 11 \dots 9$ (л/ч)/(об/мин); на 4 % при $z = 41$ и $Q/n = 8 \dots 6$ (л/ч)/(об/мин); на 3 % при $z = 24$ и $Q/n > 6$ (л/ч)/(об/мин).

Минимизация завала и обеспечение монотонно падающей НХ осевого насоса является одной из важнейших целей проектирования и оптимизации конструкции ГТН. Применение ВЛУ в составе ГТН делает НХ более нестабильной и увеличивает нерабочий диапазон ГТН. Для устранения западания и обеспечения монотонности НХ целесообразнее использовать наддоторные устройства с осевыми или наклонными проточками [16].

Влияние ВЛУ на кавитационные характеристики. Кавитационную характеристику ГТН получали путем понижения входного давления РЖ при различных значениях расхода РЖ.

Для дальнейшего анализа результатов кавитационных испытаний определяли следующие параметры ГТН:

- осевую скорость на входе

$$c_{\text{вх}} = \frac{4V}{\pi D_{\text{ш1}}^2 \left[1 - \left(\frac{d_{\text{вт1}}}{D_{\text{ш1}}} \right)^2 \right]}, \quad \text{м/с;}$$

- критический кавитационный запас

$$\Delta h_{\text{кр}} = \frac{98066,5(p_{\text{бак}} - p_{\text{п}})}{\rho g} + \frac{c_{\text{вх}}^2}{2g}, \quad \text{м;}$$

- кавитационный коэффициент быстроходности

$$C_{\text{кр}} = \frac{n\sqrt{V}}{\Delta h_{\text{кр}}^{3/4}},$$

где V — объемный расход РЖ насоса, м³/с; $D_{\text{ш1}}$ — диаметр ОРК на входе, м; $d_{\text{вт1}}$ — диаметр втулки на входе, м; $p_{\text{бак}}$ — статическое давление в баке, кгс/см²; $p_{\text{п}}$ — давление насыщенных паров, кгс/см²; ρ — плотность РЖ, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с².

Полученные в результате экспериментального исследования кавитационные характеристики аппроксимировали для более точного определения перепадов НХ. Чтобы построить универсальные срывные характеристики ГТН, кавитационный запас определяли для падения напора ГТН более чем на 3, 5 и 10 % при различных значениях приведенного расхода РЖ Q/n .

Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН без ВЛУ и ГТН с ВЛУ при числе лопаток $z = 24, 41, 72$ и различных значениях приведенного перепада завала НХ ($\Delta p_{\text{п}}/n^2 > 3, 5$ и 10 %) показаны на рис. 6, а–в. Видно, при приведенном расходе РЖ $Q/n = 4$ (л/ч)/(об/мин) и числе лопаток $z = 24$ срыва по падению приведенного перепада на 3, 5 и 10 % не происходит. Также на рис. 6 приведена крайняя достигнутая точка кавитационной характеристики (при $p_{\text{бак}} = 0,2$ кгс/см²).

Анализ универсальных срывных кавитационных характеристик показал, что при приведенном расходе РЖ $Q/n > 11$ (л/ч)/(об/мин) применение ВЛУ в составе ГТН не влияет на кавитационный коэффициент быстроходности при первом и втором критических режимах (соответствующих падению приведенного перепада завала НХ на 3 и 10 % соответственно).

В диапазоне приведенного расхода РЖ $Q/n = 5 \dots 10$ (л/ч)/(об/мин) ВЛУ с числом лопаток $z = 24$ и 41 ухудшают кавитационную характеристику ГТН. Ее форма изменяется на более пологую без экстремума, а максимальная разница между кавитационным коэффициентом быстроходности ГТН без ВЛУ и значениями $C_{\text{кр}}$ для первого и второго критических режимов составляет около 150 и 200 соответственно. В диапазоне $Q/n = 4 \dots 5$ (л/ч)/(об/мин) ВЛУ с числом лопаток $z = 24$ и 41 не влияют на кавитационный коэффициент быстроходности по второму критическому режиму.

В диапазоне приведенного расхода РЖ $Q/n = 4 \dots 10$ (л/ч)/(об/мин) ВЛУ с числом лопаток

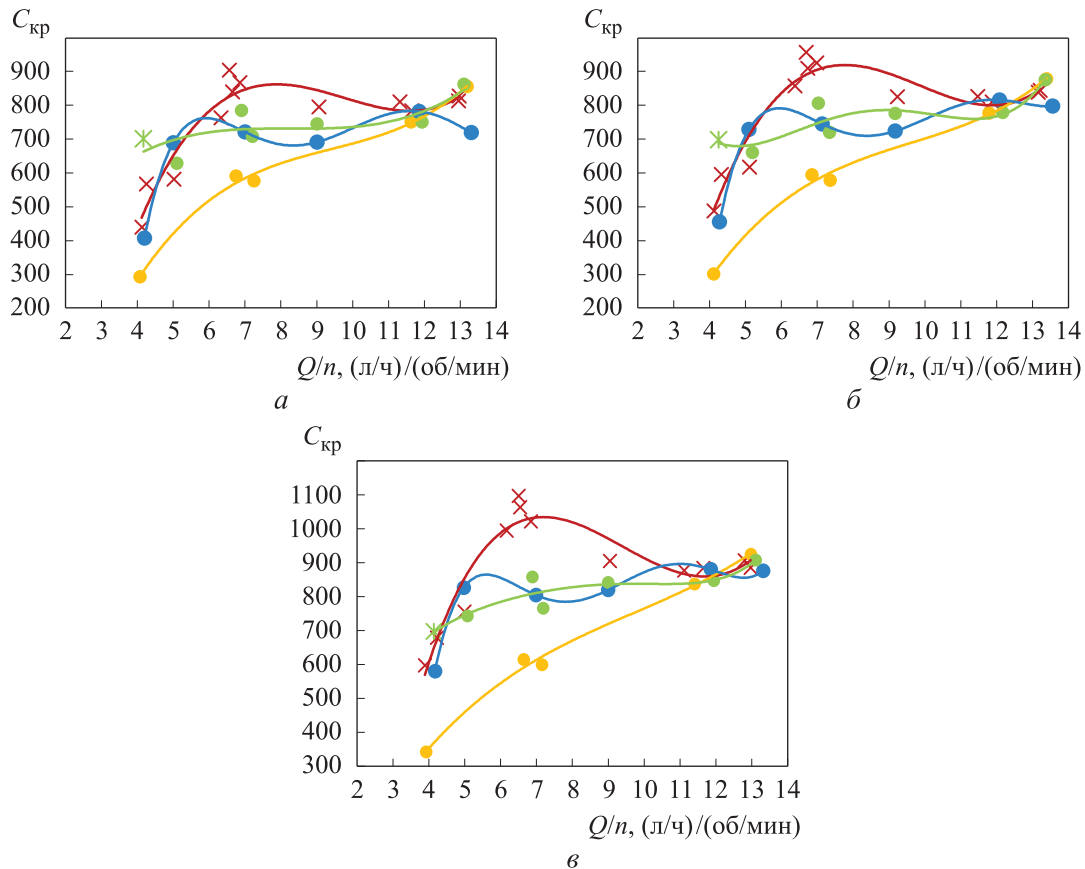


Рис. 6. Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН без ВЛУ (×) и ГТН с ВЛУ при числе лопаток $z = 24$ (●), 41 (●), 72 (●) и различных значениях приведенного перепада завала НХ: а — $\Delta p_n/n^2 > 3\%$; б — $\Delta p_n/n^2 > 5\%$; в — $\Delta p_n/n^2 > 10\%$

$z = 72$ ухудшает кавитационную характеристику. Ее форма изменяется на более пологую без экстремума по сравнению с таковой для ГТН без ВЛУ, а максимальное расхождение значений $C_{кр}$ составляет около 250 для первого критического режима и 420 для второго.

Таким образом, применение ВЛУ в составе ГТН существенно ухудшает его антикавитационные качества.

Выводы

1. По результатам экспериментального исследования установлено, что добавление ВЛУ в состав ГТН оказывает следующее влияние на его характеристики:

- увеличивает нерабочий участок НХ из-за ее нестабильности и неравномерности;
- повышает напор ГТН в зоне западания НХ, но НХ приобретает дополнительную неравномерность в виде двух участков снижения напора;
- смещает начало завала в сторону меньших значений расхода РЖ, что увеличивает рабо-

чий диапазон ГТН от максимального расхода РЖ;

- уменьшает на 2 % полный КПД ГТН в режиме максимального КПД и увеличивает полный КПД в зоне западания НХ.

2. Применение ВЛУ в составе ГТН существенно ухудшает антикавитационные качества ГТН, изменяет форму срывной характеристики на более пологую. Максимальное расхождение между кавитационным коэффициентом быстроходности ГТН без ВЛУ и значениями этого параметра для ГТН с ВЛУ при числе лопаток $z = 24$ и 41 в первом и втором критических режимах составило около 150 и 200, а при $z = 72$ — 250 и 420 соответственно.

3. Показано, что для исправления НХ ГТН на монотонно падающую целесообразнее использовать надроторные устройства с осевыми или наклонными проточками.

4. Для более полного анализа влияния ВЛУ на НХ осевого насоса необходимо исследовать такие параметры, как высота, угол установки лопаток и расстояние от ВЛУ до входной кромки ОРК.

Литература

- [1] Кивченко Г.И. *Насосы и гидротурбины*. Москва, Энергия, 1970. 448 с.
- [2] Свобода Д.Г., Жарковский А.А. *Проектирование осевых насосов с незападающей напорной характеристикой*. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2021. 182 с.
- [3] Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Влияние расчетных параметров на прогнозные интегральные характеристики осевого насоса с быстроходностью $n_s = 570$. *Научно-технические ведомости СПбГПУ*, 2013, № 4–1, с. 111–119.
- [4] Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. Москва, Машиностроение, 1966. 363 с.
- [5] Грянко Л.П., Папир А.Н. *Лопастные насосы*. Ленинград, Машиностроение, 1975. 432 с.
- [6] Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н. и др. *Лопастные насосы*. Ленинград, Машиностроение, 1986. 334 с.
- [7] Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А. О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности. *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Естественные и инженерные науки*, 2017, т. 23, № 2, с. 41–52, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.230204>
- [8] Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Расчет вязкого течения и прогнозные характеристики осевого насоса низкой быстроходности на условия испытаний на экспериментальном водяном стенде. *Известия Самарского научного центра российской академии наук*, 2015, т. 17, № 2–4, с. 900–903.
- [9] Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Пугачев П.В. Разработка и исследование проточных частей осевых насосов. *Импортозамещение и локализация производства в России. Мат. МНТК ECOMPUMP-RUS'2015*. Москва, 2015, с. 50–53.
- [10] Tan L., Zhu B., Cao S. et al. Influence of prewhirl regulation by inlet guide vanes on cavitation performance of a centrifugal pump. *Energies*, 2014, vol. 7, no. 2, pp. 1050–1065, doi: <https://doi.org/10.3390/en7021050>
- [11] Tan L., Cao S., Gui S. Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump. *Sci. China Technol. Sci.*, 2010, vol. 53, no. 8, pp. 2142–2151, doi: <https://doi.org/10.1007/s11431-010-4005-5>
- [12] Hou H., Zhang Y., Li Z. et al. Hydraulic design of inlet guide vane and its full flow passage numerical simulation on centrifugal pump. *ASME 2014 Int. Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2014, vol. 7, paper IMECE2014-36209, V007T09A072, doi: <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-36209>
- [13] Feng W.M., Pan J.Y., Guo Z.W. et al. The effect of variable-inlet guide vanes on performance of an axial flow pump with tip clearance. *ASME/JSME/KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conf.*, 2015, vol. 1, paper AJKFluids2015-33499, V001T33A017, doi: <https://doi.org/10.1115/AJKFluids2015-33499>
- [14] Feng W., Cheng Q., Guo Z. et al. Simulation of cavitation performance of an axial flow pump with inlet guide vanes. *Adv. Mech. Eng.*, 2016, vol. 8, no. 6, pp. 1–8, doi: <https://doi.org/10.1177/1687814016651583>
- [15] Guo Z.W., Pan J.Y., Qian Z.D. The effects of the inlet guide vanes on an axial pump under off design points. *ASME 2018 5th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2018, vol. 3, paper FEDSM2018-83071, V003T12A008, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2018-83071>
- [16] Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 5, с. 78–89, EDN: QVANMJ, <https://elibrary/qvanmj>

References

- [1] Kivchenko G.I. *Nasosy i gidroturbiny* [Pumps and hydroturbines]. Moscow, Energiya Publ., 1970. 448 p. (In Russ.).
- [2] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. *Proektirovanie osevykh nasosov s nezapadayushchey napornoy kharakteristikoy* [Design of axial flow pumps with non-declining discharge characteristic]. Sankt-Petersburg, Politekh-Press Publ., 2021. 182 p. (In Russ.).

- [3] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. Influence of parameters on the prognostic characteristics of the axial pump with specific speed $n_s = 570$. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*, 2013, no. 4–1, pp. 111–119. (In Russ.).
- [4] Lomakin A.A. *Tsentrobeznyye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 363 p. (In Russ.).
- [5] Gryanko L.P., Papir A.N. *Lopastnyye nasosy* [Vane pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1975. 432 p. (In Russ.).
- [6] Zimnitskiy V.A., Kaplun A.V., Papir A.N. et al. *Lopastnyye nasosy* [Vane pumps]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 334 p. (In Russ.).
- [7] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Ivanov E.A. Flow channel design for an axial-flow pump with a low specific speed. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki* [St. Petersburg State Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology], 2017, vol. 23, no. 2, pp. 41–52, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.230204> (in Russ.).
- [8] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A. Calculation of viscous flow and forecasting characteristics of axial pump with low rapidity on test conditions at experimental water stand. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra rossiysskoy akademii nauk* [Izvestia RAS SamSC], 2015, vol. 17, no. 2–4, pp. 900–903. (In Russ.).
- [9] Svoboda D.G., Zharkovskiy A.A., Pugachev P.V. [Development and research of flow parts of axial flow pumps.]. *Importozameshchenie i lokalizatsiya proizvodstva v Rossii. Mat. MNTK ECOPUMP-RUS'2015* [Import Substitution and Localisation of Production in Russia. Proc. Int. Sci.-Tech. Conf. ECOPUMP-RUS'2015]. Moscow, 2015, pp. 50–53. (In Russ.).
- [10] Tan L., Zhu B., Cao S. et al. Influence of prewhirl regulation by inlet guide vanes on cavitation performance of a centrifugal pump. *Energies*, 2014, vol. 7, no. 2, pp. 1050–1065, doi: <https://doi.org/10.3390/en7021050>
- [11] Tan L., Cao S., Gui S. Hydraulic design and pre-whirl regulation law of inlet guide vane for centrifugal pump. *Sci. China Technol. Sci.*, 2010, vol. 53, no. 8, pp. 2142–2151, doi: <https://doi.org/10.1007/s11431-010-4005-5>
- [12] Hou H., Zhang Y., Li Z. et al. Hydraulic design of inlet guide vane and its full flow passage numerical simulation on centrifugal pump. *ASME 2014 Int. Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2014, vol. 7, paper IMECE2014-36209, V007T09A072, doi: <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-36209>
- [13] Feng W.M., Pan J.Y., Guo Z.W. et al. The effect of variable-inlet guide vanes on performance of an axial flow pump with tip clearance. *ASME/JSME/KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conf.*, 2015, vol. 1, paper AJKFluids2015-33499, V001T33A017, doi: <https://doi.org/10.1115/AJKFluids2015-33499>
- [14] Feng W., Cheng Q., Guo Z. et al. Simulation of cavitation performance of an axial flow pump with inlet guide vanes. *Adv. Mech. Eng.*, 2016, vol. 8, no. 6, pp. 1–8, doi: <https://doi.org/10.1177/1687814016651583>
- [15] Guo Z.W., Pan J.Y., Qian Z.D. The effects of the inlet guide vanes on an axial pump under off design points. *ASME 2018 5th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2018, vol. 3, paper FEDSM2018-83071, V003T12A008, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2018-83071>
- [16] Shoronov S.V., Kazennov I.S., Istomin E.A. Influence of the upper-rotor device on the axial flow pump head characteristics. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2024, no. 5, pp. 78–89, EDN: QVANMJ, <https://elibrary/qvanmj> (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 17.06.2024

Информация об авторах

ШОРОНОВ Сергей Валерьевич — аспирант кафедры 202. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (125993, Москва, Российская Федерация, Волоколамское шоссе, д. 4, e-mail: shoronov-97@yandex.ru).

КАЗЕННОВ Иван Сергеевич — старший преподаватель кафедры 202. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (125993, Москва, Российская Федерация, Волоколамское шоссе, д. 4); начальник расчетно-исследовательского отдела. АО «ОКБ «Кристалл» (111024, Москва, Российская Федерация, пр. Энтузиастов, д. 15, к. 67, e-mail: kazyonnov.ivan@gmail.com).

ИСТОМИН Евгений Андреевич — заместитель главного конструктора по топливным насосам. АО «ОКБ «Кристалл» (111024, Москва, Российская Федерация, пр. Энтузиастов, д. 15, к. 67, e-mail: eistomin@inbox.ru).

Information about the authors

SHORONOV Sergey Valeryevich — Postgraduate, Department 202. Moscow Aviation Institute (National Research University) (125993, Moscow, Russian Federation, Volokolamsk Highway, 4, e-mail: shoronov-97@yandex.ru).

KAZENNOV Ivan Sergeevich — Senior Lecturer, Department 202. Moscow Aviation Institute (National Research University) (125993, Moscow, Russian Federation, Volokolamsk Highway, 4); Head of the Department. JSC OKB Kristall (111024, Moscow, Russian Federation, Entuziastov Ave., Bldg. 15, Block 67, e-mail: kazyonnov.ivan@gmail.com).

ISTOMIN Evgeny Andreevich — Deputy Chief Designer for Fuel Pumps. JSC OKB Kristall (111024, Moscow, Russian Federation, Entuziastov Ave., Bldg. 15, Block 67, e-mail: eistomin@inbox.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомин Е.А. Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса с учетом влияния на антикавитационные качества. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 12, с. 70–79.

Please cite this article in English as:

Shoronov S.V., Kazennov I.S., Istomin E.A. Influence of the inlet vane mechanism on the axial pump pressure characteristics taking into account the anti-cavitation qualities. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 12, pp. 70–79.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие «Проектирование непрерывных технологических процессов»

Авторы: В.В. Стулов, А.Г. Колесников

Приведен состав оборудования машины непрерывного литья заготовок и литейно-прокатного агрегата, рассмотрено моделирование затвердевания непрерывнолитой заготовки и моделирование охлаждения кристаллизатора, описаны печи для выплавки стали и для ее обработки, а также основное и вспомогательное оборудование.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование» (уровень магистратуры). Может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании, а также при выполнении домашних заданий.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>