

УДК 621.22-253

Влияние надроторного устройства с осевыми и наклонными проточками на кавитационные характеристики осевого насоса

С.В. Шоронов^{1,2}, И.С. Казеннов^{1,2}, Е.А. Истомин²¹ Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)² АО «ОКБ «Кристалл»

Influence of the upper-rotor device with axial and inclined grooves on the axial-flow pump cavitation characteristics

S.V. Shoronov^{1,2}, I.S. Kazennov^{1,2}, E.A. Istomin²¹ Moscow Aviation Institute (National Research University)² JSC OKB Kristall

Напорные характеристики насосов с осевыми колесами в подавляющем большинстве случаев имеют немонотонные кривые, что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Эта тема представляет теоретический и практический интерес, так как обеспечение монотонно падающей напорной характеристики осевого насоса является одной из важнейших целей проектирования и оптимизации его конструкции. Для создания монотонно падающей напорной характеристики можно использовать надроторные устройства с осевыми или наклонными относительно оси вращения ротора насоса проточками. Однако влияние надроторных устройств на кавитационные характеристики изучено недостаточно. Экспериментальным путем получены кавитационные характеристики осевого насоса с надроторными устройствами. Определено влияние количества, длины и угла наклона проточек на кавитационные характеристики. Проведен анализ полученных результатов. Применение надроторного устройства с осевыми или наклонными проточками улучшает антикавитационные качества насоса при низком расходе рабочей жидкости, но ухудшает при высоком. Для некоторых конструкций зависимость антикавитационных качеств от длины, количества и наклона проточек не выявлена.

EDN: HBNLOU, <https://elibrary/hbnlou>

Ключевые слова: осевой насос, надроторное устройство, осевые проточки, наклонные надроторные проточки, кавитационные характеристики

The paper presents results of the experimental study of an axial-flow pump with the upper-rotor device in the form of axial and inclined grooves. It demonstrates influence of their number, length and angle of inclination on the cavitation characteristics. In the overwhelming majority of cases, pressure characteristics of the pumps with axial impellers have the non-monotonic curves complicating their design and regulation processes. This problem is of theoretical and practical interest, since ensuring the monotonically decreasing pressure characteristic of an axial-flow pump is one of the most important goals in designing and optimizing the unit. Upper-rotor devices with the axial or inclined grooves positioned relative to the pump rotor rotation axis could be introduced to create the monotonically decreasing pressure characteristics. However, the upper-rotor device influence on the cavitation char-

acteristics was not sufficiently studied. Cavitation characteristics of an axial-flow pump with an upper-rotor device were experimentally obtained, and the obtained results were analyzed. Using an upper-rotor device with the axial or inclined grooves improves the pump anti-cavitation quality at low flow rates, but worsens it at the high flow rates. For certain designs in length, number and slope of the grooves, no influence on the anti-cavitation qualities was identified.

EDN: HBNLOU, <https://elibrary/hbnlou>

Keywords: axial-flow pump, upper-rotor device, axial grooves, inclined upper-rotor grooves, cavitation characteristics

Насосы с высоким коэффициентом быстроходности, как правило, имеют немонотонные энергетические характеристики [1–6], что осложняет процесс их проектирования и регулирования.

Энергетические характеристики такого насоса — зависимости напора H , мощности N и коэффициента полезного действия (КПД) η от расхода рабочей жидкости (РЖ) Q [1] — приведены на рис. 1, а. Видно, что на напорной характеристике (НХ) (как и на мощностной) имеется так называемый завал, выделенный красным цветом. Начало завала НХ (уменьшение перепада давления на насосе (напора H) при снижении расхода РЖ насоса Q) обозначено зеленым цветом, конец (увеличение H при повышении Q) — синим.

Минимизация завала и обеспечение монотонно падающей НХ осевого насоса относятся к важнейшим целям проектирования и оптимизации его конструкции. Для изменения формы и увеличения напора в области западания НХ

осевого насоса применяют надроторные устройства (НрУ) с осевыми (НрУОП) и наклонными (НрУНП) проточками. Однако в литературе плохо изучено влияние НрУ на кавитационные характеристики [7–14]. Наличие НрУОП может полностью убрать завал НХ или сдвинуть его начало в область более низких значений расхода РЖ [7].

Энергетические характеристики в виде зависимостей приведенного перепада НХ $\Delta p_n/n^2$ и полного КПД η от приведенного расхода РЖ Q/n осевого насоса без НрУ и с НрУОП [7] приведены на рис. 1, б. Здесь Δp_n — перепад давления на насосе, кгс/см²; n — частота вращения ротора, об/мин.

На рис. 1, б показано, что использование НрУОП с оптимальными длиной и количеством проточек полностью ликвидирует завал НХ. В отличие от осевых ступеней [15, 16], НрУОП устанавливают не на всю длину осевого рабочего колеса (ОРК).

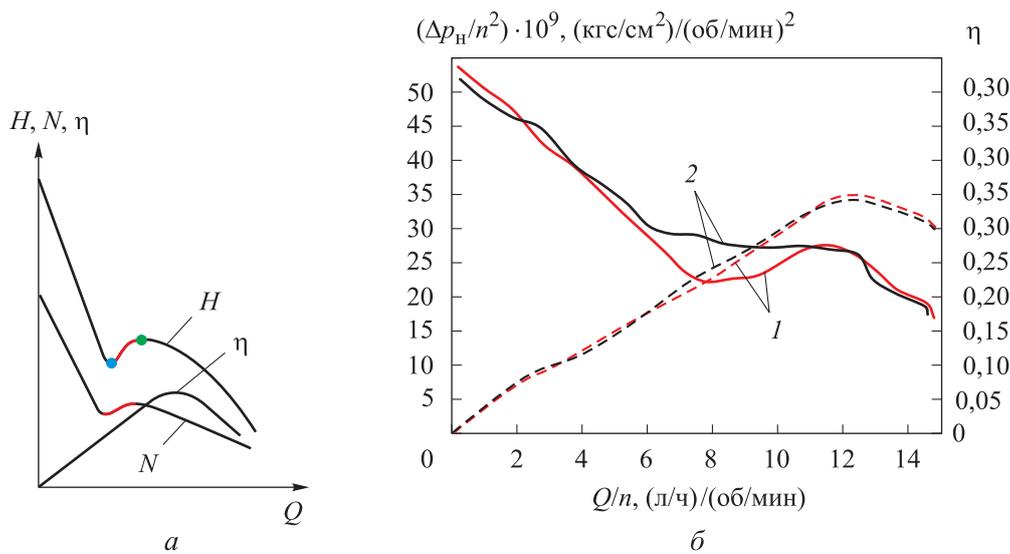


Рис. 1. Энергетические характеристики осевого насоса:
 а — зависимости напора H , мощности N и КПД η от расхода РЖ Q ;
 б — зависимостей приведенного перепада НХ $\Delta p_n/n^2$ (сплошные линии) и полного КПД η (штриховые линии) от приведенного расхода РЖ Q/n осевого насоса без НрУ (1) и с НрУОП Х47Л27 (2)

Цель работы — выявление влияния НрУОП и НрУНП на кавитационные характеристики осевого насоса.

Постановка задачи и описание объекта исследования. Для достижения поставленной цели решали следующие задачи:

- определение экспериментальным путем кавитационных характеристик осевого насоса с НрУ;
- выявление влияния параметров проточек — количества X , длины L и шага винтовой линии (угла наклона) S — на кавитационные характеристики осевого насоса.

В качестве объекта исследования выступал гидротурбонасос (ГТН), представляющий собой ОРК насоса с лопаточным осевым отводом (рис. 2), РЖ которого является керосин. Приводом ОРК служит 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 приведен на рис. 2.

Параметры ГТН в режиме максимума КПД приведены в табл. 1, где СА — спрямляющий аппарат.

На входе в насос радиальный зазор между ротором и корпусом (до густоты решетки по периферии $\tau \approx 0,5$) равен 0,5 мм, далее зазор отсутствует благодаря установленному бандажу.

Конструктивные особенности НрУОП приведены на рис. 3, а и б. Глубина проточки, вы-

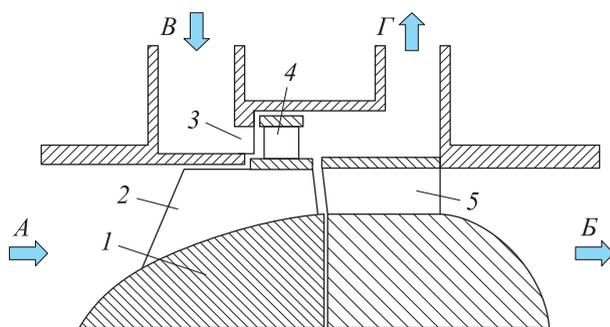


Рис. 2. Эскиз ГТН:
 1 — ротор; 2 — ОРК; 3 — сопловой аппарат;
 4 — гидравлическая турбина;
 5 — спрямляющий аппарат;
 А — вход в насос; В — выход из насоса;
 В и Г — подвод активной РЖ к рабочим лопаткам ротора гидравлической турбины и отвод активной РЖ от них

Таблица 1

Параметры ГТН в режиме максимума КПД

Параметр	Значение
Коэффициент быстроходности	540
Максимальный полный КПД	0,35
Приведенный расход РЖ, л·мин/(ч·об)	13
Втулочное 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:	
ОРК на среднем диаметре	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°.	

бранная из конструктивных соображений, составляла 0,6 мм. Влияние глубины проточки и установки НрУОП вглубь колеса относительно входной кромки на кавитационные характеристики ГТН не рассматривали. Однако, вероятно, что эти факторы могут значительно влиять на кавитационные характеристики и монотонность НХ, так как НрУ такого типа имеет некоторое сходство с осевихревыми ступенями [15, 16], где рекомендовано использовать три канала проточки и достаточно большую глубину.

Максимальная длина проточки обусловлена конструктивными особенностями корпуса ГТН и невозможностью выполнения проточки на большую длину как вглубь ОРК, так и в направлении входа.

Для изучения кавитационных характеристик ГТН рассматривали варианты НрУ с различными параметрами, указанными в табл. 2.

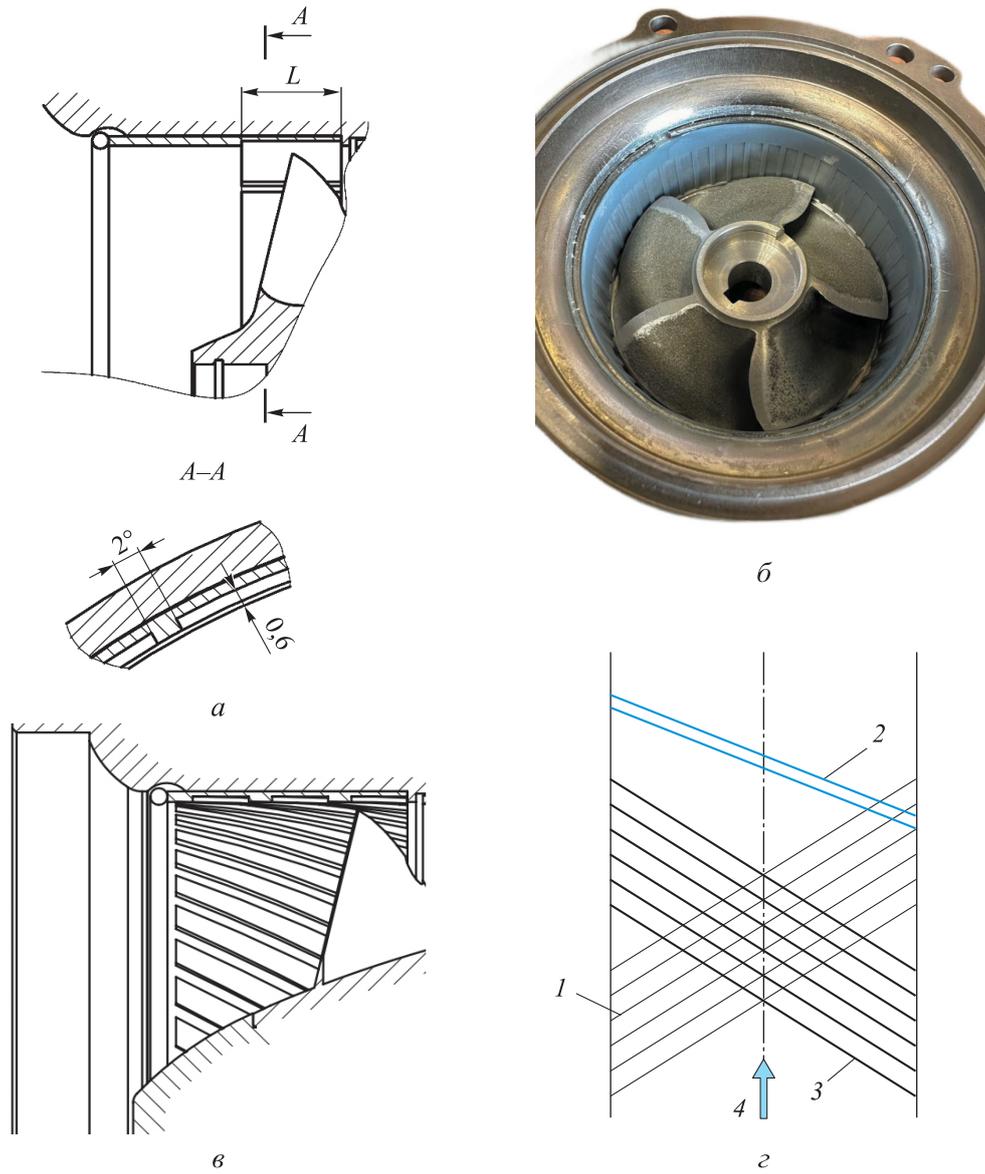


Рис. 3. Конструктивные особенности НрУ:

a — эскиз НрУОП; *б* — внешний вид пластиковой вставки с НрУОП Х47Л20, установленной в корпус ГТН; *в* — эскиз проточной части ГТН, снабженного НрУНП Х47Л27S435; *г* — схема направления винтовой линии НрУНП (1 и 3 — отрицательное и положительное направление соответственно; 2 — лопатка ОРК; 4 — вход в насос)

Таблица 2

Параметры НрУ

Вариант НрУ	Количество проточек X, шт.	Длина проточки L, мм	Шаг винтовой линии проточки S, мм	Вариант НрУ	Количество проточек X, шт.	Длина проточки L, мм	Шаг винтовой линии проточки S, мм
X26L8	26	8	∞*	X47L27S145	47	27	145
X47L8	47	8		X47L27S290	47	27	290
X89L8	89	8		X47L27S435	47	27	435
X47L12	47	12		X47L27S580	47	27	580
X47L20	47	20		X47L27S-435	47	27	-435**
X47L27	47	27		-	-	-	-

* Осевые проточки.

** Знак минус означает отрицательное направление вращения винтовой линии (рис. 3, г).

Для изготовления НрУ использовали технологию аддитивного производства моделей из жидких фотополимерных смол методом стереолитографии, где отвердевание материала (смола) происходит вследствие облучения ультрафиолетовым лазером. Изготовленное НрУ клеивали в корпус ГТН и зажимали стопорным кольцом. Применение такого метода существенно ускорило процесс проведения исследований.

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

РЖ (топливо ТС-1 по ГОСТ 10227–2013) из основного бака Б1 подается по магистрали в расходный бак Б2, где установлен датчик измерения давления МВ1. Из расходного бака РЖ попадает на вход в насос А1. На выходе из насоса РЖ поступает в магистраль, где размещены датчики измерения давления МВ3, температуры Т2 и кориолисовый расходомер ДР1

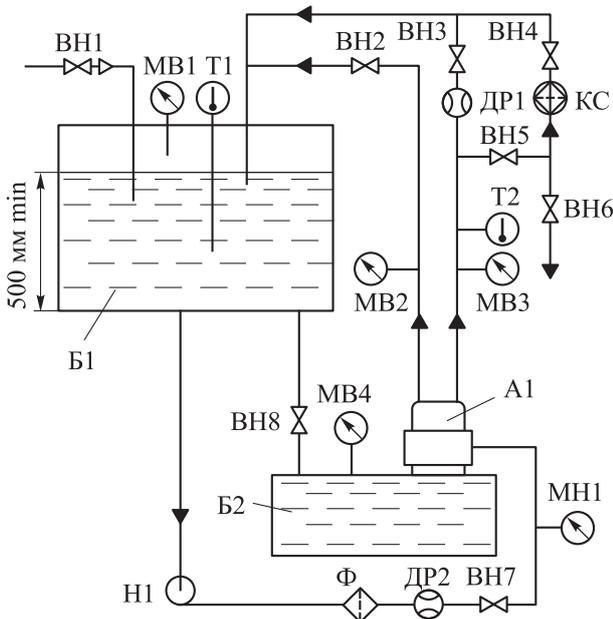


Рис. 4. Принципиальная гидравлическая схема стенда:

- А1 — испытуемый насос; Б1 и Б2 — 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 — приборы для измерения давления РЖ;
- Т1, Т2 — приборы для измерения температуры;
- Н1 — электродвигатель;
- Ф — фильтр тонкой фильтрации (12...25 мкм)

на выходе из насоса. Далее по магистрали РЖ возвращается обратно в основной бак Б1, где установлены датчики измерения давления МВ1 и температуры Т1.

Отбор РЖ для привода гидравлической турбины происходит из основного бака Б1. По магистрали РЖ поступает на вход в электроцентробежный насос Н1, после которого активная РЖ по магистрали, где расположены кориолисовый расходомер ДР2 и датчик измерения давления МН1, проходит в сопловой аппарат и на вход в турбину. После турбины активная РЖ отводится в отдельную магистраль, где установлен датчик измерения давления МВ2, по которой РЖ поступает обратно в основной бак Б1.

Для измерения частоты вращения ротора использовали датчик Холла (41F131), установленный внутри ГТН, и неодимовый магнит на валу. Во время испытаний температура РЖ в основном баке Т1 составляла 20 ± 5 °С. Кавитационную характеристику снимали путем понижения входного давления при различных значениях расхода РЖ.

Методика обработки результатов. Перепад давления РЖ на насосе оценивали как

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

где $p_{\text{ВЫХ.Н}}^{\text{МВ3}}$ и $p_{\text{ВХ.Н}}^{\text{МВ4}}$ — давления РЖ на выходе из насоса и на входе в него, соответствующие показаниям датчиков МВ3 и МВ4, кгс/см².

Для дальнейшего анализа результатов кавитационных испытаний определяли следующие параметры:

- осевую скорость на входе

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

- критический кавитационный запас ГТН

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

- кавитационный коэффициент быстроходности

$$C_{\text{кр}} = \frac{5,62n\sqrt{V}}{\Delta h_{\text{кр}}^{3/4}},$$

где V — объемный расход РЖ насоса, м³/с; $D_{\text{ш1}}$ — диаметр осевого колеса на входе, м; $d_{\text{вт1}}$ — диаметр втулки на входе, м; $p_{\text{бак}}$ — статическое давление в баке, кгс/см², $p_{\text{бак}} = p_{\text{ВХ.Н}}^{\text{МВ4}}$;

p_n — 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 кавитационные характеристики ГТН, кавитационный запас определяли для падения напора более чем на 3, 5 и 10 % при различных значениях приведенного расхода РЖ Q/n .

Влияние количества осевых проточек на кавитационные характеристики ГТН при постоянной длине L . Чтобы определить влияние количества проточек на кавитационные характеристики ГТН, исследовали три варианта НрУОП — Х26L8, Х47L8 и Х89L8 — с разным количеством проточек (см. табл. 2) при постоянной длине $L = 8$ мм.

Известно, что увеличение радиального зазора ведет к улучшению кавитационных характеристик ГТН, но к ухудшению энергетических [17–21]. В свою очередь переменный зазор с достаточной густотой ОРК незначительно влияет на энергетические характеристики [22]. Исследуемые НрУОП с проточками в локальных зонах, расположенных по окружности, увеличивают радиальный зазор ОРК на глубину проточки.

Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН с увеличенным радиальным зазором, ГТН без НрУ и с НрУОП Х26L8, Х47L8, Х89L8 приведены на рис. 5, а–в. Увеличение радиального зазора достигали путем увеличения диаметра корпуса. Радиальный зазор между ротором и корпусом ГТН, расположенный до густоты решетки по периферии $\tau \approx 0,5$, равен 1,75 мм, далее он отсутствует благодаря установленному бандажу.

Как видно из рис. 5, при приведенном расходе РЖ $Q/n = 6 \dots 11$ увеличение радиального зазора не влияет на кавитационный коэффициент быстроходности во втором критическом режиме ($\Delta p_n/n^2 > 5\%$), а при $Q/n > 11$ — уменьшает $C_{кр}$ на $\Delta C_{кр} \approx 100$ по сравнению с таковым для ГТН без НрУОП. При низком расходе РЖ ($Q/n < 6$) увеличенный радиальный зазор улучшает антикавитационные качества ГТН (на рис. 5 не показано, так как не удалось достигнуть срыва кавитационной характеристики в отличие от других испытанных конфигураций).

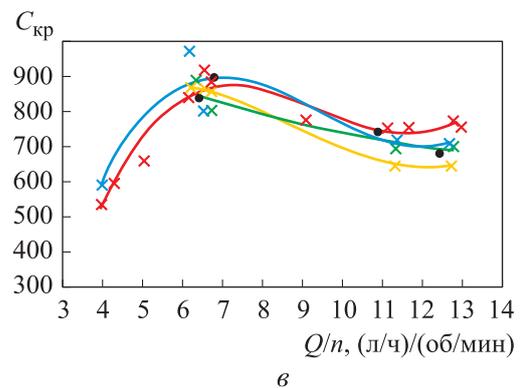
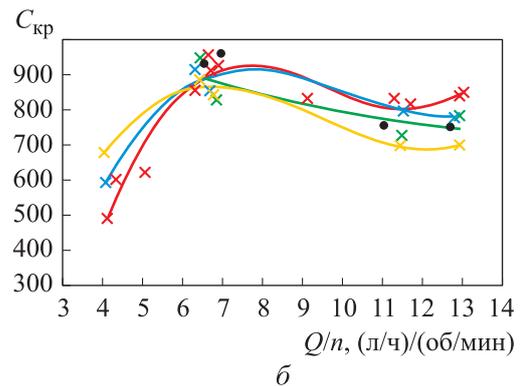
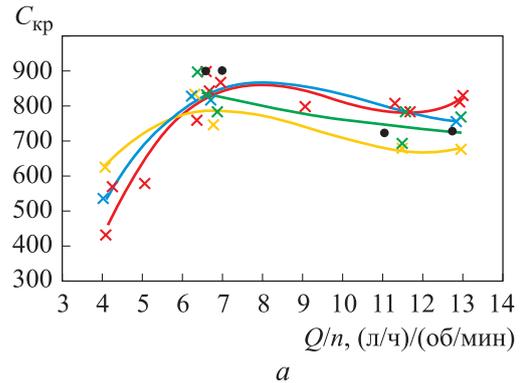


Рис. 5. Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН с увеличенным радиальным зазором (•), ГТН без НрУ (×) и с НрУОП Х26L8 (×), Х47L8 (×), Х89L8 (×) при различных значениях приведенного перепада завала НХ:
 а — $\Delta p_n/n^2 > 3\%$; б — $\Delta p_n/n^2 > 5\%$; в — $\Delta p_n/n^2 > 10\%$

После установки НрУОП на ГТН уменьшение количества проточек X приводит к ухудшению кавитационных характеристик при $Q/n > 6$, кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ падает на $\Delta C_{кр} \approx 100$ относительно такового для ГТН без НрУ. При приведенном расходе РЖ $Q/n < 6$ в критическом режиме $\Delta p_n/n^2 > 10\%$ у ГТН с НрУОП Х26L8 и Х47L8 срыв характеристики достигнут не был, а при $\Delta p_n/n^2 > 3$ и 5% кавитационные характеристики ГТН с НрУОП Х26L8 и Х89L8 несколько улуч-

шились ($C_{кр}$ возрос на $\Delta C_{кр} \approx 100$). Кавитационная характеристика при $\Delta p_n/n^2 > 5\%$ аналогична характеристике при первом критическом режиме ($\Delta p_n/n^2 > 3\%$).

Следует отметить, что у НрУОП с наибольшим количеством проточек Х89Л8 ($X = 89$ шт.) антикавитационные качества в области больших значений расхода РЖ ($Q/n > 6$) оказались лучше, чем у других исследованных вариантов НрУОП, характеристика незначительно отличается от исходной для ГТН без НрУ. Однако при $Q/n < 6$ картина кардинально меняется, и увеличение количества проточек ухудшает кавитационные характеристики.

Можно предположить, что это происходит из-за влияния проточек на обратные токи на низких режимах подачи. Это предположение следует исследовать экспериментально или методом численного моделирования в дальнейших работах.

Влияние длины осевой проточки на кавитационные характеристики ГТН. Чтобы определить влияние длины осевой проточки на кавитационные характеристики ГТН, исследовали четыре варианта НрУОП — Х47Л8, Х47Л12, Х47Л20, Х47Л27 — с оптимальным количеством проточек $X = 47$ шт. и разной длиной L (см. табл. 2). Оптимальное количество проточек выбрали исходя из влияния на монотонность НХ [7].

Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН без НрУОП и с НрУОП Х47Л8, Х47Л12, Х47Л20, Х47Л27 приведены на рис. 6, а–в.

При малом расходе РЖ ($Q/n < 6$) срыв кавитационных характеристик ГТН с НрУОП достигнут не был ни в одном из срывных режимов.

В первом критическом режиме ($\Delta p_n/n^2 > 3\%$) при приведенном расходе РЖ $Q/n = 6...7$ кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ стал больше на $\Delta C_{кр} \approx 150$, чем у ГТН НрУОП Х47Л27 и ГТН без НрУ. Остальные варианты НрУОП не оказывали существенного влияния на кавитационные характеристики.

Во втором критическом режиме при $Q/n = 6...7$ наличие НрУОП почти не влияет на срывную кавитационную характеристику, а при $Q/n = 11...13$ ухудшает ее и приводит к уменьшению кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$ ($\Delta C_{кр} \approx 100$) в первом и втором критических режимах.

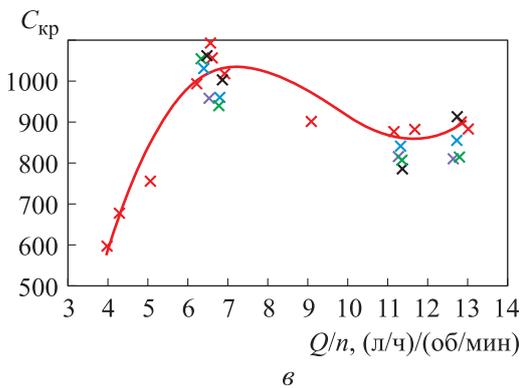
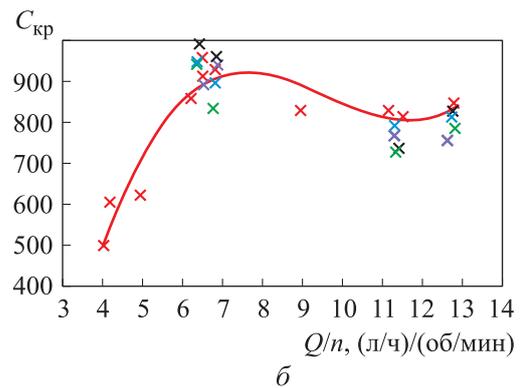
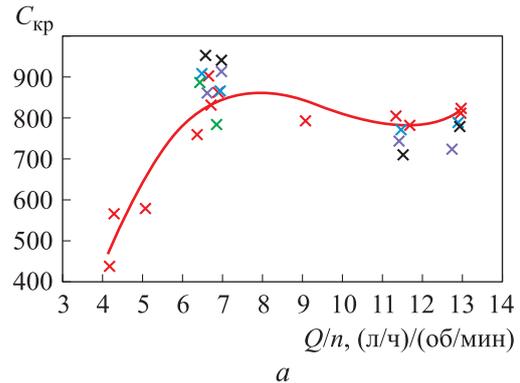


Рис. 6. Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН без НрУОП (×) и с НрУОП Х47Л8 (×), Х47Л12 (×), Х47Л20 (×), Х47Л27 (×) при различных значениях приведенного перепада завала НХ:
а — $\Delta p_n/n^2 > 3\%$; б — $\Delta p_n/n^2 > 5\%$; в — $\Delta p_n/n^2 > 10\%$

Срывная характеристика при $\Delta p_n/n^2 > 5\%$ аналогична таковой для первого критического режима.

Следует отметить, что срывная кавитационная характеристика ГТН с НрУОП Х47Л12 незначительно отличается от таковой для ГТН без НрУ в области больших значений расхода РЖ ($Q/n > 6$).

Влияние угла наклона проточек на кавитационные характеристики ГТН. Чтобы опреде-

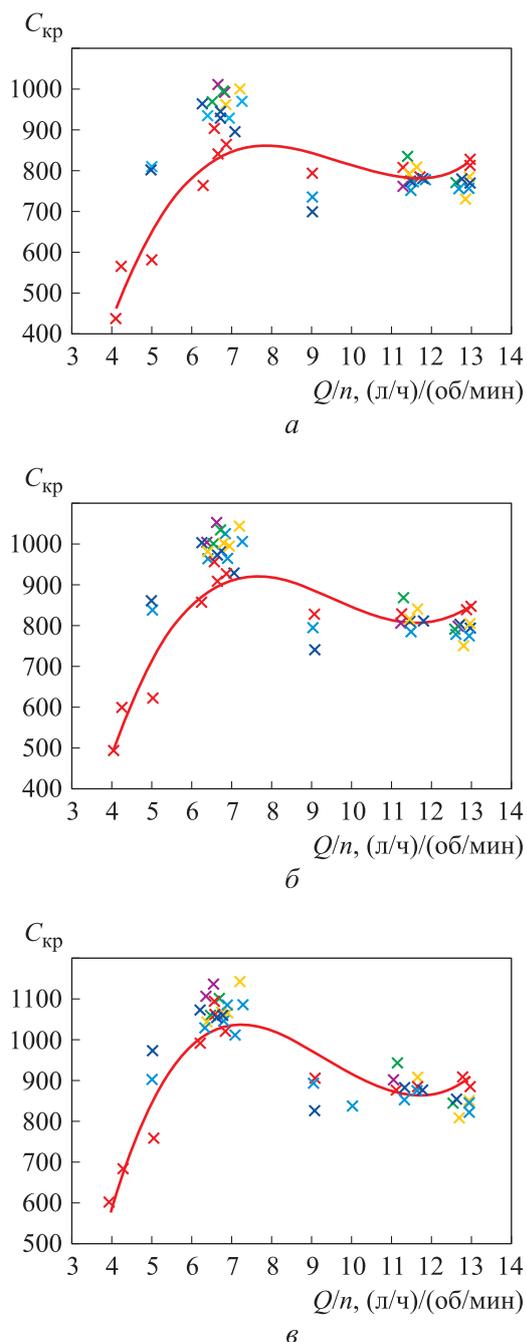


Рис. 7. Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН без НрУ (×) и с НрУНП Х47L27S580 (×), Х47L27S435 (×), Х47L27S290 (×), Х47L27S145 (×), Х47L27S-435 (×) при различных значениях приведенного перепада завала НХ: а — $\Delta p_n/n^2 > 3\%$; б — $\Delta p_n/n^2 > 5\%$; в — $\Delta p_n/n^2 > 10\%$

лить влияние угла наклона проточек НрУ на кавитационные характеристики ГТН, исследовали пять вариантов НрУНП: Х47L27S580, Х47L27S435 (рис. 3, в), Х47L27S290, Х47L27S145 и Х47L27S-435. Угол наклона проточки задавали шагом винтовой линии S. Геометрические параметры — количество и осевую длину проточек — выбирали исходя из влияния на монотонность НХ [7].

Универсальные срывные кавитационные характеристики ГТН без НрУ и с НрУНП Х47L27S580, Х47L27S435, Х47L27S290, Х47L27S145, Х47L27S-435 приведены на рис. 7, а–в.

Как видно из рис. 7, при приведенном расходе РЖ $Q/n < 7$ кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$ ГТН с НрУНП увеличивается, а при $Q/n > 7$ — уменьшается, что не отличается от ранее полученных результатов. Следует отметить, что в области больших значений расхода РЖ ($Q/n > 6$) срывная кавитационная характеристика НрУНП Х47L27S580 незначительно отличается от таковой для ГТН без НрУ.

Выводы

1. Применение в ГТН НрУОП или НрУНП, как и увеличение радиального зазора (при $Q/n < 7$), улучшает его антикавитационные качества при низком расходе РЖ.

2. При приведенном расходе РЖ $Q/n > 7$ наличие НрУ ухудшает антикавитационные качества ГТН. Однако у некоторых конструкций НрУ влияние длины, количества и наклона проточек на антикавитационные качества ГТН не обнаружено.

3. С увеличением количества проточек кавитационный коэффициент быстроходности приближается к значениям ГТН без НрУ во всем исследованном диапазоне.

4. В дальнейшем предполагается исследовать влияние глубины проточки НрУ и установки надроторного устройства вглубь ОРК насоса относительно входной кромки на кавитационные характеристики.

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] Шоронов С.В., Казеннов И.С., Истомина 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>
- [8] Goltz I., Kosyna G., Delgado A. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves. *Proc. Inst. Mech. Eng. A*, 2012, vol. 227, no. 2, pp. 206–215, doi: <https://doi.org/10.1177/0957650912466033>
- [9] Perez Flores P., Kosyna G., Wulff D. Suppression of performance curve instability of an axial-flow pump by using a double-inlet-nozzle. *Int. J. Rotating Mach.*, 2008, vol. 2008, art. 536850.
- [10] Choi Y.D., Kurokawa J., Imamura H. Suppression of cavitation in inducers by J-grooves. *J. Fluids Eng.*, 2007, vol. 129, no. 1, pp. 15–22, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2375126>
- [11] Goltz I., Kosyna G., Wulff D. et al. Structure of the rotor tip flow in a highly loaded single-stage axial-flow pump approaching stall: Part II — Stall inception — understanding the mechanism and overcoming its negative impacts. *ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conf.*, 2004, pp. 301–306, doi: <https://doi.org/10.1115/HT-FED2004-56770>
- [12] Kosyna G., Goltz I., Stark U. Flow structure of an axial-flow pump from stable operation to deep stall. *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2005, pp. 1389–1396, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2005-77350>
- [13] Mu T., Zhang R., Xu H. et al. Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology. *Renew. Energ.*, 2020, vol. 160, pp. 756–769, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.145>
- [14] Ткач П.Ю. *Вплив надроторних елементів шнеку на кавітаційноерозійні якості шнековідцентрового ступеня насоса*. Дисс. ... канд. тех. наук. Сумы, Сумський державний університет, 2018. 134 с.
- [15] Анкудинов А.А., Зубов А.А., Мисягина Ю.Ю. *Автоматизированный расчет и проектирование осевыхревой ступени насоса*. Калуга, Манускрипт, 2019. 23 с.
- [16] Анкудинов А.А., Ващенко А.В. Перспективы применения осевыхревой ступени в турбонасосах жидкостных ракетных двигателей. *Вестник МАИ*, 2021, т. 28, № 3, с. 17–23, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-3-17-23>
- [17] Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В. и др. *Высокооборотные лопаточные насосы*. Москва, Машиностроение, 1975. 336 с.
- [18] Чебаевский В.Ф., Петров В.И. *Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов*. Москва, Машиностроение, 1973. 152 с.
- [19] Алмазов А.А., Дроздов З.Т., Лысов Е.Н. и др. Кавитационное вибронгружение высокооборотных осевых насосов. В: *Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем*. Киев, Наукова думка, 1985, с. 41–47.
- [20] Brennen C.E. *Cavitation and bubble dynamics*. Oxford University Press, 1995. 294 p.
- [21] Carpenter S.H. *Performance of cavitating axial inducers with varying tip clearance and solidity*. California Institute of Technology, 1957. 79 p.
- [22] Казеннов И.С. *Прогнозирование и управление кавитационными характеристиками бустерных оседиагональных насосов кислородно-керосиновых ЖРД с использованием численного моделирования*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МАИ, 2017. 109 с.

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] 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.).
- [8] Goltz I., Kosyna G., Delgado A. Eliminating the head instability of an axial-flow pump using axial grooves. *Proc. Inst. Mech. Eng. A*, 2012, vol. 227, no. 2, pp. 206–215, doi: <https://doi.org/10.1177/0957650912466033>
- [9] Perez Flores P., Kosyna G., Wulff D. Suppression of performance curve instability of an axial-flow pump by using a double-inlet-nozzle. *Int. J. Rotating Mach.*, 2008, vol. 2008, art. 536850.
- [10] Choi Y.D., Kurokawa J., Imamura H. Suppression of cavitation in inducers by J-grooves. *J. Fluids Eng.*, 2007, vol. 129, no. 1, pp. 15–22, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2375126>
- [11] Goltz I., Kosyna G., Wulff D. et al. Structure of the rotor tip flow in a highly loaded single-stage axial-flow pump approaching stall: Part II — Stall inception — understanding the mechanism and overcoming its negative impacts. *ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conf.*, 2004, pp. 301–306, doi: <https://doi.org/10.1115/HT-FED2004-56770>
- [12] Kosyna G., Goltz I., Stark U. Flow structure of an axial-flow pump from stable operation to deep stall. *ASME 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2005, pp. 1389–1396, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2005-77350>
- [13] Mu T., Zhang R., Xu H. et al. Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology. *Renew. Energ.*, 2020, vol. 160, pp. 756–769, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.145>
- [14] Tkach P.Yu. *Vpliv nadrotornikh elementiv shneku na kavitatsiynooeroziyni yakosti shnekovovidtsentrovogo stupenya nasosa*. Diss. kand. tekhn. nauk [Influence of screw supra-rotor elements on cavitation and erosion qualities of a centrifugal pump stage. Kand. tech. sci. diss.]. Sumy, Sumskiy derzhavniy universitet Publ., 2018. 134 p. (In Russ.).
- [15] Ankudinov A.A., Zubov A.A., Misyagina Yu.Yu. *Avtomatizirovannyi raschet i proektirovaniye osevykhrevoy stupeni nasosa* [Automated calculation and design of axial vortex pump stage]. Kaluga, Manuskript Pibl., 2019. 23 p. (In Russ.).
- [16] Ankudinov A.A., Vashchenko A.V. Axial-vortex stage application prospects in turbo-pumps of liquid propellant rocket engines. *Vestnik MAI* [MAI Aerospace Journal], 2021, vol. 28, no. 3, pp. 17–23, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-3-17-23> (in Russ.).
- [17] Borovskiy B.I., Ershov N.S., Ovsyannikov B.V. et al. *Vysokooborotnyye lopatochnyye nasosy* [High-speed vane pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 336 p. (In Russ.).
- [18] Chebaevskiy V.F., Petrov V.I. *Kavitatsionnyye kharakteristiki vysokooborotnykh shnekotsentrobezhnykh nasosov* [Cavitation characteristics of high-speed screw-centrifugal pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973. 152 p. (In Russ.).
- [19] Almazov A.A., Drozdov Z.T., Lysov E.N. et al. *Kavitatsionnoe vibronagruzheniye vysokooborotnykh osevykh nasosov* [Cavitation vibration loading of high-speed axial flow pumps]. V: *Kavitatsionnyye kolebaniya i dinamika dvukhfaznykh system* [In: Cavitation vibrations and dynamics of two-phase systems]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1985, pp. 41–47. (In Russ.).
- [20] Brennen C.E. *Cavitation and bubble dynamics*. Oxford University Press, 1995. 294 p.
- [21] Carpenter S.H. *Performance of cavitating axial inducers with varying tip clearance and solidity*. California Institute of Technology, 1957. 79 p.
- [22] Kazennov I.S. *Prognozirovaniye i upravleniye kavitatsionnymi kharakteristikami busternykh osediagonalnykh nasosov kislородno-kerosinovykh ZhRD s ispolzovaniem chislennogo modelirovaniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Prediction and control of cavitation characteristics of booster axial-diagonal pumps of oxygen-kerosene LDEs using numerical modelling. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, MAI Publ., 2017. 109 p. (In Russ.).

Информация об авторах

ШОРОНОВ Сергей Валерьевич — аспирант кафедры 202. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет); инженер-проектировщик второй категории. АО «ОКБ «Кристалл» (111024, Москва, Российская Федерация, пр. Энтузиастов, д. 15, к. 67, 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, корп. 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, корп. 67, e-mail: eistomin@inbox.ru).

Information about the authors

SHORONOV Sergei Valeryevich — Postgraduate, Department 202. Moscow Aviation Institute (National Research University); Design Engineer of the 2nd category. OKB Kristall JSC (111024, Moscow, Russian Federation, Entuziastov Ave., Bldg. 15, Block 67, 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 of 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 надроторного устройства с осевыми и наклонными проточками на кавитационные характеристики осевого насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 85–95.

Please cite this article in English as:

Shoronov S.V., Kazennov I.S., Istomin E.A. Influence of the upper-rotor device with axial and inclined grooves on the axial-flow pump cavitation characteristics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 85–95.



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>