

УДК 629.7.036.54

Doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-1-126-137

Для цитирования: Шоронов С. В., Тимушев С. Ф. Сравнительный анализ методов увеличения напора осевых насосов низкой быстроходности систем питания двигателей летательных аппаратов // Сибирский аэрокосмический журнал. 2025. Т. 26, № 1. С. 126–137. Doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-1-126-137.

For citation: Shoronov S. V., Timushev S. F. [Comparative analysis of methods for increasing the pressure of low-speed axial pumps in power supply systems for aircraft engines]. *Siberian Aerospace Journal*. 2025, Vol. 26, No. 1, P. 126–137. Doi: 10.31772/2712-8970-2025-26-1-126-137.

Сравнительный анализ методов увеличения напора осевых насосов низкой быстроходности систем питания двигателей летательных аппаратов

С. В. Шоронов*, С. Ф. Тимушев

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

Российская Федерация, 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, 4

*E-mail: shoronov-97@yandex.ru

Аннотация. В данной статье проведен сравнительный анализ двух методов увеличения напора в зоне западания энергетических характеристик осевого насоса низкой быстроходности: установка входного лопаточного устройства и надроторное устройство с осевыми проточками.

Осевые насосы нашли широкое применение в системах питания жидкостных ракетных двигателей, а также в самолетных гидравлических системах питания. Современные двигатели летательных аппаратов глубоко дросселируются, что выдвигает важное требование к высокооборотным насосам – многорежимность, т. е. способность работать в широком диапазоне расходов и оборотов. Актуальность работы обусловлена тем, что напорные характеристики осевых насосов в подавляющем большинстве случаев имеют западающие (немонотонные) кривые, что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Увеличение напора в зоне западания и стремление к монотонно падающей напорной характеристике осевого насоса является одной из важнейших целей при проектировании агрегата.

В работе методом численного компьютерного моделирования получены энергетические характеристики осевого насоса с установленным входным лопаточным устройством в виде направляющих лопаток, которые создают предварительную закрутку потока на периферийных сечениях во входной магистрали и оптимальным надроторным устройством в виде осевых проточек. Показано их влияние на энергетические характеристики объекта исследования и величину обратных токов, а также проведено сравнение с результатами исследований зарубежных и отечественных авторов.

Ключевые слова: осевой насос, надроторное устройство, осевые канавки (проточки), лопаточное входное устройство, закрутка потока на входе, напорные характеристики, кавитационные характеристики.

Comparative analysis of methods for increasing the pressure of low-speed axial pumps in power supply systems for aircraft engines

S. V. Shoronov*, S. F. Timushev

Moscow Aviation Institute (National research university)

4, Volokolamskoe highway, Moscow, 125993, Russian Federation

*E-mail: shoronov-97@yandex.ru

Abstract. In this article, a comparative analysis of two methods of increasing the pressure in the zone of subsidence of the energy characteristics of a low-speed axial pump is carried out: the installation of an inlet guide vanes (IGV) and an upper-rotor device with axial grooves (J-Grooves). Axial pumps are widely used in power systems for liquid rocket engines, as well as in aircraft hydraulic power systems. Modern aircraft engines are capable of deep throttling, which puts forward important requirements for high-speed pumps. One of these requirements is multi-mode – the ability to work in a wide range of costs and operating speeds. The relevance of the work is due to the fact that the pressure characteristics of axial pumps in the vast majority of cases have non-monotonic curves, which complicates the process of their design and regulation. Increasing the head in the area of falling productivity and striving for a monotonically falling pressure characteristic of the axial pump is one of the most important goals in the design of the unit.

In this work, the energy characteristics of an axial pump with an inlet vane device installed in the form of guide vanes (IGV), which create a preliminary twist of the flow at the peripheral sections in the inlet line and an optimal upper-rotor device (J-Grooves) in the form of axial ducts, were obtained by numerical computer modeling. Their influence on the energy characteristics of the object of study and the magnitude of reverse currents is shown, and a comparison is made with the research results of foreign and domestic authors.

Keywords: axial pump, above-rotor device, axial grooves (J-Grooves), inlet guide vanes (IGV), flow twist at the inlet, pressure characteristics, cavitation characteristics.

Введение

Высокооборотные осевые насосы являются часто используемыми видами лопастных машинных агрегатов, которые применяются в системах питания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) [1], например, в составе турбонасосных агрегатов (ТНА) двигателей Raptor, J-2 [2] и в бустерных турбонасосных агрегатах (БТНА) отечественных ЖРД. Кроме того, они находят применение в самолетных гидравлических системах [3; 4]. Осевые насосы просты по конструкции, имеют малые массы и габариты, обладают высокой экономичностью. Приводом для этих насосов могут быть газовые или гидравлические турбины, а также электродвигатели [5]. Одним из главных требований к высокооборотным насосам является их многорежимность, т. е. в ходе эксплуатации они должны работать в широком диапазоне режимов по расходам и оборотам, так как современные отечественные ЖРД большой тяги с принципом дросселирования могут регулировать тягу от 30 до 110 % от номинального уровня [6].

Форма энергетических характеристик осевых насосов обладает определёнными особенностями. Осевые насосы низкой быстроходности в большинстве случаев имеют западающие (немонотонные) кривые [7], что осложняет процесс их проектирования и регулирования. Область западания распространяется вплоть до значений расходов 0,6–0,8 от номинального режима. Наличие этой зоны обусловлено геометрией проточной части, когда из-за различной длины линий тока у втулки и периферии разные элементы лопасти совершают разное приращение энергии [8].

Формы характеристик осевых насосов с западающими энергетическими характеристиками представлены на рис. 1. На напорной (H , м) и мощностной (N , Вт) характеристике находится «завал» на левой части КПД характеристики (показано красным), начало «завала» напорной характеристики показано зеленым, а окончание – синим. Начало «завала» – уменьшение величины перепада давления (напора) при уменьшении расхода насоса (Q , л/ч). Окончание «завала» – увеличение величины перепада давления (напора) при увеличении расхода насоса.

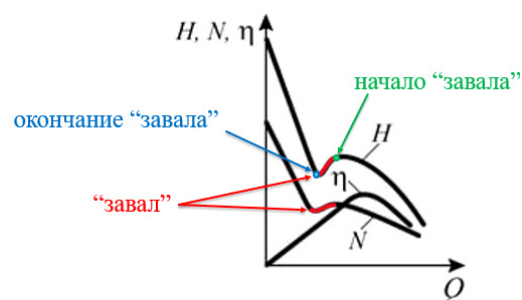


Рис. 1. Форма характеристик осевых насосов с низкой быстроходностью [9]

Fig. 1. Characteristics of axial pumps with low-speed [9]

Известно, что периферийные сечения межлопастного канала осевых рабочих колес насосов являются наиболее напорными и играют важную роль в образовании зоны западания. Одним из методов для увеличения напора в этой зоне является установка надроторных устройств (НрУ) с осевыми или наклонными проточками [10; 11] и входных лопаточных устройств (ВЛУ) с различной густотой [12; 13].

Постановка задачи и описание объекта исследования

Целью работы является выявление причин увеличения напора в зоне западания энергетических характеристик осевого насоса низкой быстроходности при установке надроторных или входных лопаточных устройств.

Задачи:

- 1) методом численного компьютерного моделирования получить напорные, мощностные и КПД характеристики осевого насоса;
- 2) провести сравнительный анализ энергетических характеристик осевого насоса с установленным оптимальным НрУ и ВЛУ с различной густотой лопаточной решетки;
- 3) определить влияние установки НрУ и ВЛУ на величину обратных токов.

Объектом исследования в данной работе является гидротурбонасос, представляющий собой осевое рабочее колесо насоса с лопаточным осевым отводом, рабочей жидкостью которого является керосин. Приводом рабочего колеса насоса служит гидравлическая турбина, установленная на бандаже. Насос предназначен для подкачки топлива из расходного бака к двигателю самолета. Аналогичные конструкции насосов используется в БТНА ЖРД. На рис. 2 показан эскиз объекта исследования, где 1 – ротор; 2 – осевое рабочее колесо насоса; 3 – гидравлическая турбина; 4 – сопловой аппарат; 5 – спрямляющий аппарат; А – вход в насос; Б – выход из насоса; В – подвод активной рабочей жидкости к рабочим лопаткам ротора (турбины 3); Г – отвод активной рабочей жидкости от рабочих лопаток ротора (турбины 3). Основные параметры осевого рабочего колеса, спрямляющего аппарата насоса и другие параметры агрегата показаны в табл. 1 для режима максимума КПД. На входе в насос радиальный зазор между ротором и корпусом (до густоты решетки на периферии $\tau \approx 0,5$), относительная величина радиального зазора $\Delta_{\text{отн}} = 0,023$, а далее зазор равен 0 из-за установленного бандаж. Эскиз исследованных ВЛУ и НрУ показан на рис. 3.

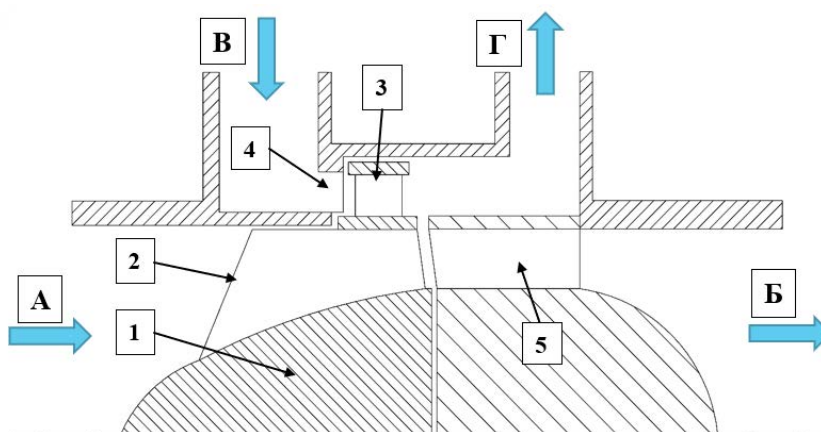


Рис. 2. Эскиз объекта исследования

Fig. 2. Sketch of the research object

Для изучения энергетических характеристик в работе рассмотрены варианты ВЛУ с числом лопаток $z = 72, 41$ и 24 шт. и оптимальное НрУ Х47L27 (где L – осевая длина проточки, мм, а X – их количество, шт.), которое было определено в работе [10].

Таблица 1

Ряд геометрических и других параметров объекта исследования

Наименование параметра	Величина	Ед. изм.
Коэффициент быстроходности насоса, n_s	540	–
Максимальный КПД агрегата	0,35	–
Расход насоса, приведенный к оборотам на номинальном режиме, Q/n	13	л/ч/об.·мин
Втулочное отношение на входе, $d_{1вт}$	0,44	–
Втулочное отношение на выходе, $d_{2вт}$	0,65	–
Коэффициент эквивалентного диаметра на входе, K_{D31}	4,57	–
Коэффициент эквивалентного диаметра на выходе, K_{D32}	3,85	–
Угол атаки на среднем диаметре, $i_{ср}$	1,71*	град
Число лопаток, z_k	5	шт.
Густота рабочего колеса насоса на среднем диаметре, $\tau_{ср}$	1,27	–
Угол атаки на входе в СА на среднем диаметре, $i_{3ср}$	4,25	град
Густота СА, $\tau_{СА ср}$	2,08	–
Втулочное отношение СА, $d_{1вт СА}$	0,65	–
Число лопаток СА, $z_{СА}$	12	шт.

*Примечание – Углы атаки по высоте рабочей лопатки на других сечениях отличаются примерно на 1 градус.

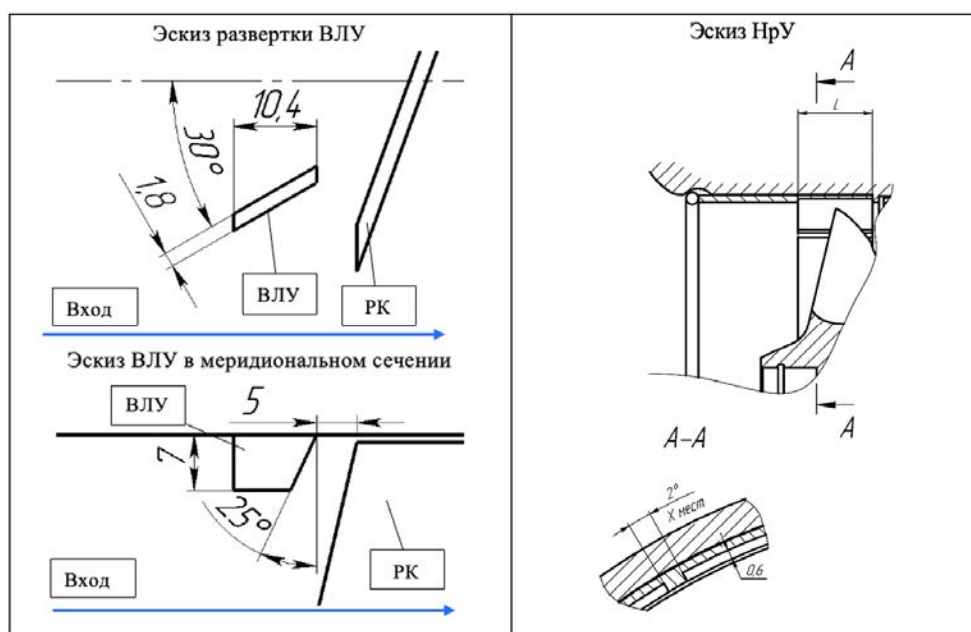


Рис. 3. Эскиз исследованных ВЛУ и НрУ [10; 11; 13]

Fig. 3. Sketch of the investigated IGV and J-Grooves [10; 11; 13]

Для выявления причин влияния установки оптимального НрУ и ВЛУ с различным числом лопаток на напор насоса в зоне западания напорных характеристик проведен расчет методом численного компьютерного моделирования. Расчет проводился путём решения осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса в нестационарной постановке в программном обеспечении ANSYS CFX.

В расчетах использовалась модель турбулентности Shear Stress Transport (SST). Расчетная сетка подготавливалась средствами ANSYS Mesh для вариантов насоса без доработок и с НрУ, а для вариантов насоса с ВЛУ – средствами ANSYS Mesh + TurboGrid. Итоговая размерность

составляет ≈ 36 млн ячеек, а среднее значение безразмерного расстояния первой ячейки от стенки y^+ в значимых местах не превышает 10 во всех расчетных областях, что удовлетворяет требованиям выбранной модели турбулентности. Часть сеточной модели показана на рис. 4. Поля распределения y^+ на роторе насоса приведены на рис. 5.

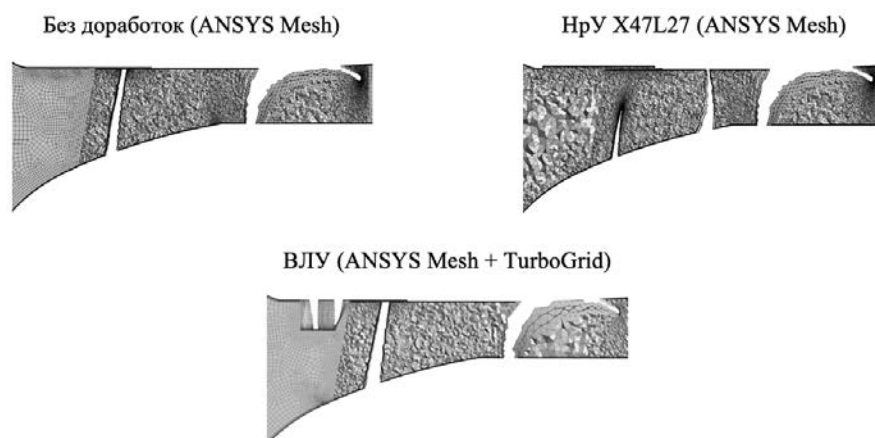


Рис. 4. Сеточная модель в меридиональном сечении

Fig. 4. The grid model in the meridional section

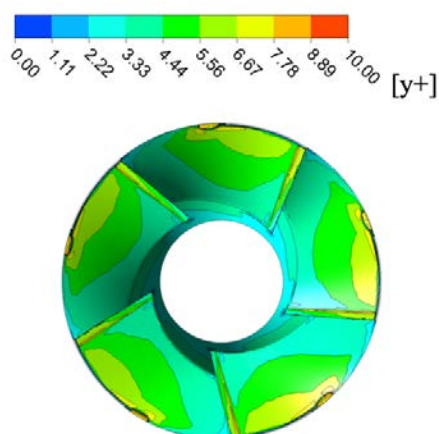


Рис. 5. Поля распределения величины y^+ на поверхностях ротора

Fig. 5. y^+ distribution fields on rotor surfaces

Для проведения исследования в расчетных областях установлены следующие граничные условия и настройки решателя:

- 1) рабочая жидкость ЖЕТ А-1 при температуре 25 °С;
- 2) полное давление на входе (Opening Pres. and Dirn);
- 3) объемный расход рабочей жидкости на выходе из насоса.

В расчетной модели были приняты следующие допущения:

- 1) все стенки заданы как гладкие (Smooth Wall);
- 2) не учитывались утечки от турбины, установленной на бандаже;
- 3) подогрев рабочей жидкости в процессе перекачивания насосом не учитывался.

Для построения энергетических характеристик и дальнейшего их анализа определялось статическое давление $p_{ст}$ методом осреднения по площади на сечениях, расположенных на входе и выходе из расчетной области. Внутренняя мощность насоса определялась как

$$N = M_{\text{ротора}} \cdot \omega,$$

где $M_{\text{ротора}}$ – момент с вращающихся поверхностей осевого насоса, Н·м; $\bar{\omega}$ – угловая скорость вращения, рад/с.

Внутренний КПД насоса определялся как $\eta_{\text{вн}}$:

$$\eta_{\text{вн}} = (\Delta p_{\text{н}} \cdot Q) / N,$$

где $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад статического давления на насосе, кгс/см².

Валидация численной модели

Для валидации полученных расчетных моделей проведено сравнение универсальных напорных характеристик, полученных методом численного моделирования с характеристиками, полученными на экспериментальном стенде в работах [10; 13]. Результаты представлены на рис. 6.

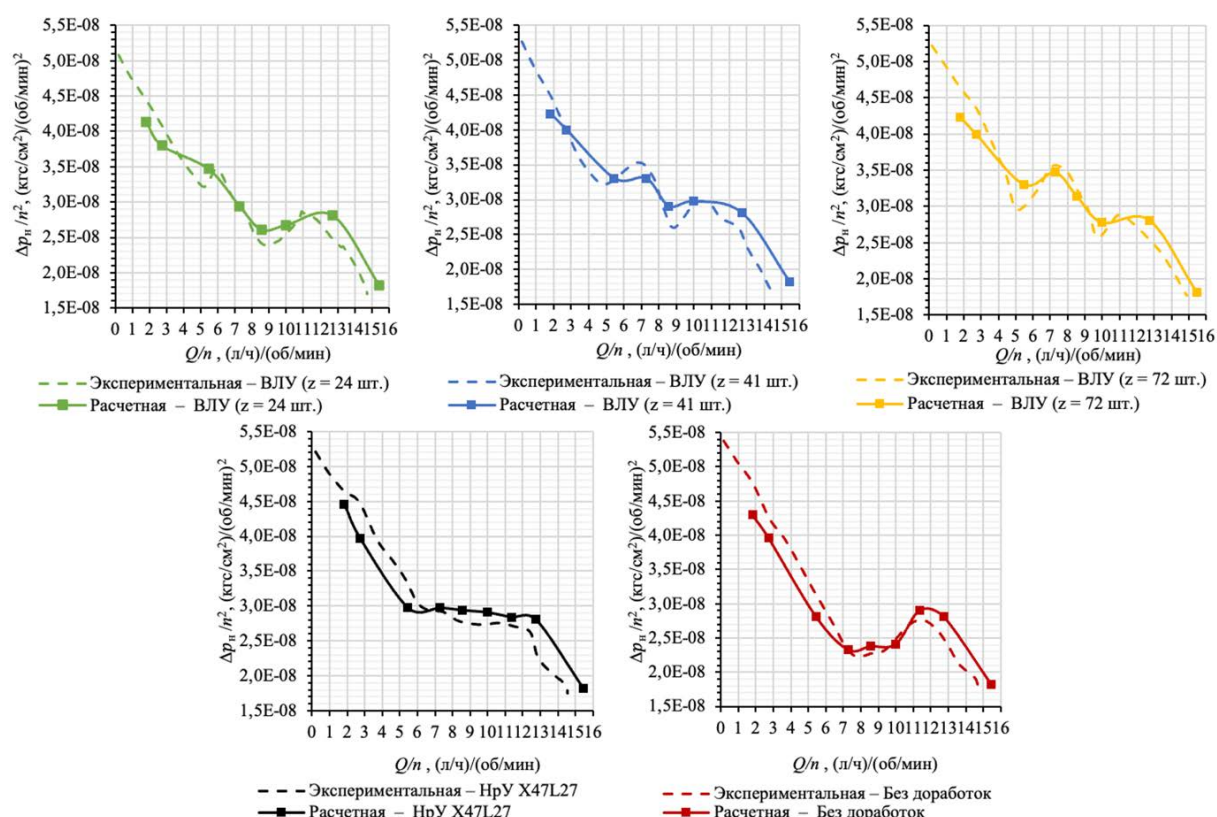


Рис. 6. Валидация расчетных моделей по экспериментальным данным

Fig. 6. Validation of computational models based on experimental data

Исходя из полученных характеристик, видно, что получено хорошее качественное и количественное совпадение полученных результатов, величина отклонений составляет не более 8 %. Погрешность расчета обусловлена принятыми допущениями в расчётной модели, а также зависит от особенностей реальной геометрии, получаемой при производстве методом литья.

Результаты

В результате проведенных расчетов были получены напорные, мощностные и КПД характеристики насоса, показанные на рис. 7.

Из полученных характеристик видно, что установка НрУ полностью устраняет западание напорной характеристики, а ВЛУ с различным числом лопаток увеличивает напор насоса в локальном месте зоны западания. Увеличение перепада в зоне западания приводит к увеличению мощности. В случаях установки оптимального НрУ или ВЛУ при $z = 72$ и 24 шт. увеличение

перепада давления практически соответствует величине увеличения мощности, в результате чего КПД остается практически неизменным. При установке ВЛУ с количеством лопаток 41 шт. перепад давления увеличивается в большей степени, чем мощность, что приводит к повышению КПД на 3–5 % в зависимости от расхода в диапазоне от 5 до 11 по Q/n .

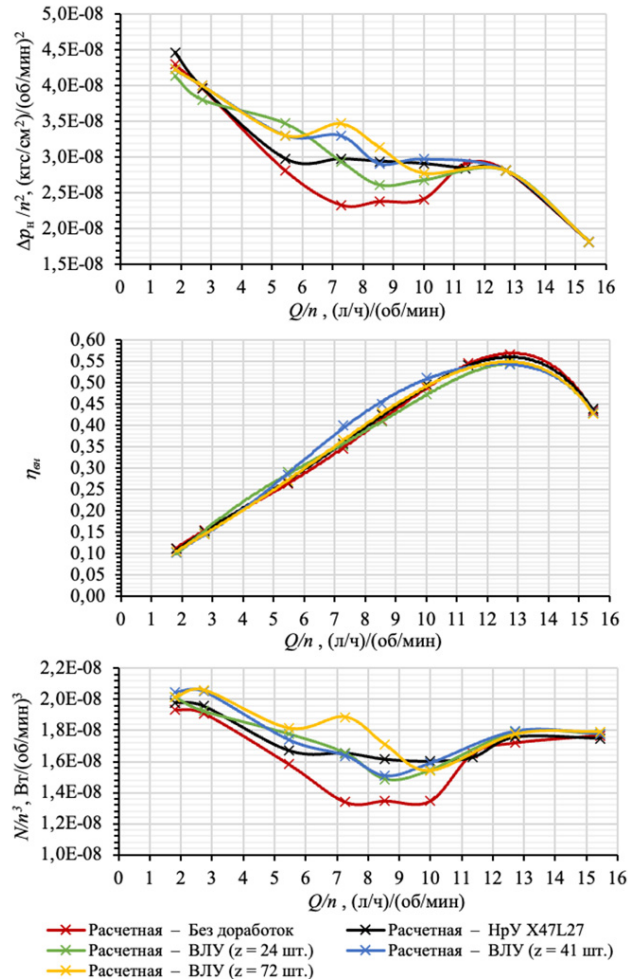


Рис. 7. Энергетические характеристики исследованных вариантов насоса, полученные методом численного моделирования

Fig. 7. Energy characteristics of the investigated pump variants obtained by numerical simulation

Установка оптимального НрУ не влияет на величину КПД на режиме его максимума, а установка ВЛУ с различным числом лопаток уменьшает максимальный КПД примерно на 2 %.

Изменение мощности может происходить из-за влияния НрУ и ВЛУ на величину и интенсивность обратных токов. Как известно, если ликвидировать или уменьшить величину закрутки обратных токов, то момент на валу осевого колеса $M_{ш}$ возрастет на величину момента количества движения обратных токов. Возрастание момента $M_{ш}$ произойдет также за счет увеличения момента сил трения обратных токов $M_{тр}$, при установке различных лопаточных решёток во входном патрубке, а также при сложной конфигурации самого патрубка [5].

Для изучения влияния на обратные токи определена длина зоны обратного течения по сечениям, которые располагаются во входной магистрали на различных расстояниях от входной кромки лопаток рабочего колеса насоса. На рис. 8 визуальным образом представлен метод определения длины при обработке результатов расчета, где показан объём обратного течения, а также сами сечения, площадь которых равна площади обратного течения. Данный метод позволяет с доста-

точной точностью определить начало образования обратных токов на входе в осевое рабочее колесо насоса.

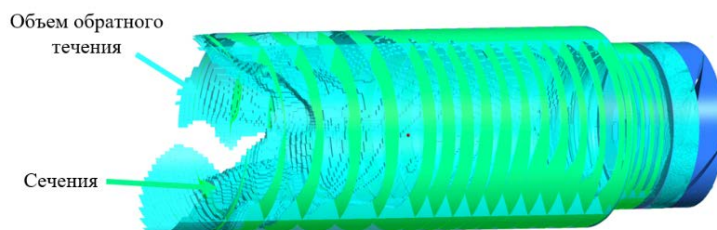


Рис. 8. Метод определения длины распространения обратных токов

Fig. 8. Method for determining the propagation length of the reverse flow

Российские учёные В. И. Петров и В. Ф. Чебаевский проводили экспериментальное исследование распространения зоны обратных токов во входной магистрали насоса. Для определения расстояния, на которое распространяется зона обратных токов от входных кромок, они использовали метод, основанный на отклонении положения гибких шёлковых нитей, которые были наклеены по длине прозрачной части входной магистрали насоса [5].

Для оценки влияния ВЛУ и оптимального НрУ на длину распространения обратных токов на рис. 9 приведен график зависимости расходного параметра на входе q_1 от длины распространения зоны обратных токов $l_{o.t.}$ в сравнении с экспериментальными данными, полученными В. И. Петровым и В. Ф. Чебаевским для шнека с густотой 1,2 и постоянным втулочным отношением равным 0,44.

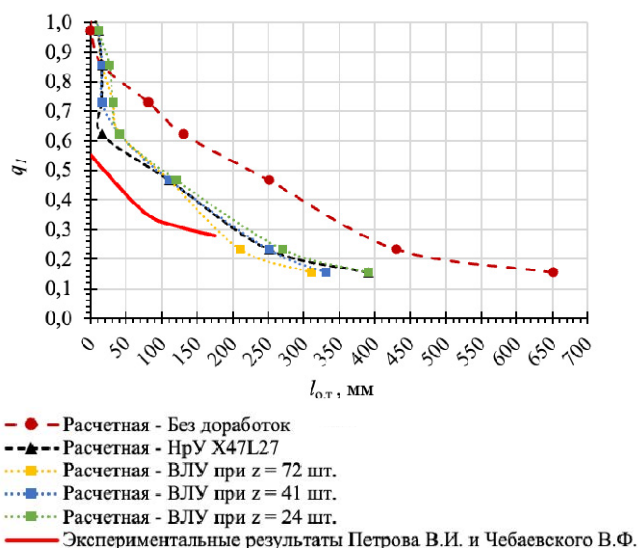


Рис. 9. График влияния установки ВЛУ и НрУ на длину распространения зоны обратных токов [5]

Fig. 9. The effect of the IGV and J-Grooves installation on the propagation length of the backflow zone

Из рис. 9 видно, что экспериментальные данные имеют качественное совпадение с формой кривой насоса без доработок, полученной методом численного моделирования. Количественные отличия обусловлены различием геометрических параметров самих объектов исследования, а также в методах проведения исследования.

Для более полной оценки влияния установки НрУ и ВЛУ на обратные токи на рис. 10 приведена зависимость относительной площади обратных токов от расходного параметра q_1

варианта насоса без доработок в сравнении с экспериментальными результатами В. И. Петрова и В. Ф. Чебаевского, а также результатами исследований французских ученых, где $S_{o,t}$ – площадь обратного течения, $S_{вх}$ – площадь входного сечения насоса.

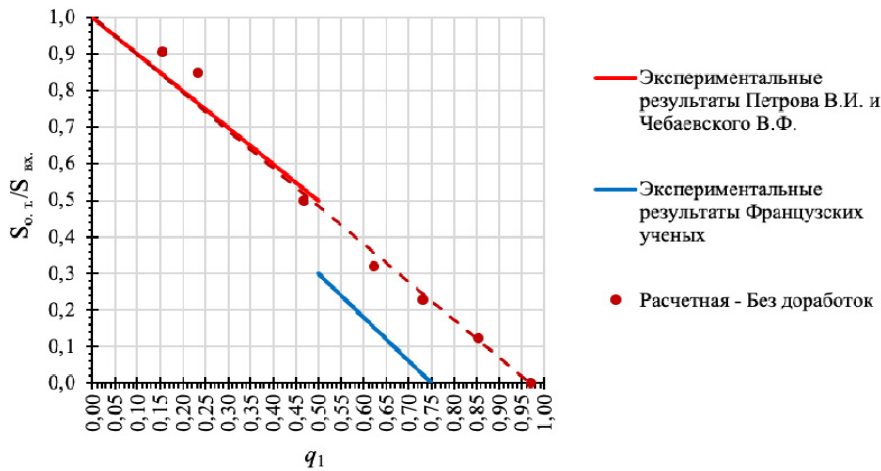


Рис. 10. Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_1 в сравнении с экспериментальными данными [14; 15]

Fig. 10. Dependence of the relative areas of the reverse and active flow zones on the q_1 parameter in comparison with experimental data [14; 15]

Указанные на рис. 10 осредненные экспериментальные зависимости В. И. Петрова и В. Ф. Чебаевского были ими получены на основании обработки результатов измерений полей скоростей на входе в различные осевые, диагональные и центробежные рабочие колеса [14]. Методика получения площади обратного течения применена с допущением, граница обратного и возвратного потока принята окружностью, а минимальное расстояние от замеров до входной кромки лопаток составляло 1 диаметр входной магистрали, из-за чего график обрывается при $q_1 = 0,5$.

Французские ученые продлили линию российских исследователей, применив метод фотофиксации для получения площадей. Данный метод более точно отражает границу обратного и возвратного потока, но исследование было проведено при развитой кавитации, а, как известно, кавитационные явления в обратных токах могут влиять на их величину и поэтому данные из источника [15] лежат ниже.

На рис. 11 эскизно представлен метод определения площади обратного течения согласно источнику [15], где $S_{сав} = S_{o,t}$ – площадь обратного течения, $S_{flow} = S_{вх}$ – площадь входа в насос, S_{back} – суммарная площадь обратного и возвратного потока.

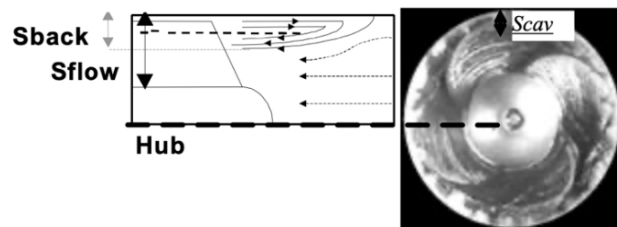


Рис. 11. Метод определения площади обратного течения французскими учеными [15]

Fig. 11. The method of determining the area of the reverse flow by French scientists [15]

Из рис. 10 видно, что данные полученные методом численного моделирования, хорошо коррелируют с данными, полученными в [14], расчетные данные варианта насоса без доработок

имеют хорошее качественное и количественное совпадение с результатами экспериментальных исследований российских ученых. Величина отклонений на низких расходах (при $q_1 < 0,25$) не более чем 7 %, а на расходах при $q_1 > 0,25$ отклонения составляют не более чем 3 %. Благодаря численному методу проведения исследования удалось продлить линию, полученную в [14].

Площадь обратного течения $S_{o.t}$ при проведении исследования методом численного моделирования вычислялась как средняя площадь обратного течения на сечениях, расположенных по всей входной магистрали насоса (см. рис. 8), а площадь входа $S_{вх}$ определялась непосредственно на входе в лопатки рабочего колеса.

На рис. 12 представлена зависимость относительных площадей зон обратных токов от параметра q_1 в сравнении для всех исследованных вариантов ВЛУ и оптимального НрУ. Видно, что установка ВЛУ и НрУ не влияет на начало образования обратных токов, они образуются аналогично варианту насоса без доработок при $q_1 < 0,97$.

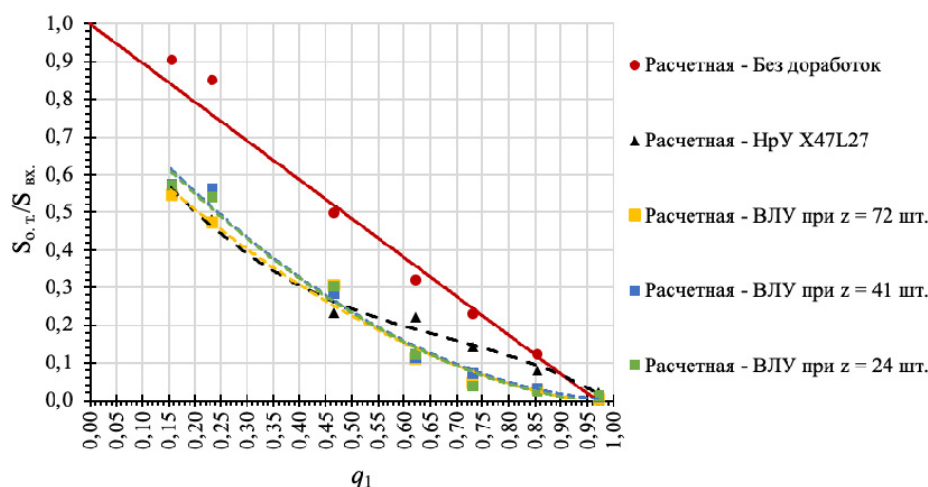


Рис. 12. Зависимость относительных площадей зон обратных токов и активного потока от параметра q_1 в сравнении с ВЛУ и НрУ

Fig. 12. The dependence of the relative areas of the reverse and active flow zones on the q_1 parameter in comparison with the IGV and J-Grooves

Из рис. 12 видно, что установка ВЛУ и НрУ уменьшает величину $S_{o.t}$ (начиная с $q_1 = 0,85$) в сравнении с вариантом насоса без доработок. Это объясняется тем, что установка НрУ или ВЛУ уменьшает величину и интенсивность обратных токов на входе, что, в свою очередь, является одной из причин увеличения напора осевого насоса в зоне западания напорной характеристики.

Закключение

В результате проведенного методом численного моделирования исследования можно сделать следующие выводы:

1. Рост величины перепада в зоне западания напорной характеристики сопровождается увеличением мощности насоса, изменение которой, в свою очередь, происходит из-за влияния НрУ и ВЛУ на величину и интенсивность обратных токов, а также за счет увеличения момента сил трения обратных токов $M_{тр}$ при установке различных НрУ или ВЛУ во входном патрубке.
2. Установка НрУ или ВЛУ приводит к уменьшению величины и интенсивности обратных токов на входе с уменьшением расходного параметра $q_1 < 0,85$.
3. Оптимальная геометрия НрУ не влияет на величину максимального КПД насоса, а установка ВЛУ с различным числом лопаток уменьшает максимальный КПД примерно на 2 %.

Исходя из проведенного исследования, можно сделать вывод, что для многорежимных насосов предпочтительнее использовать НрУ, так как его установка полностью убирает западание напорной характеристики. Применение ВЛУ возможно для увеличения напора насоса в локальной зоне. Уменьшение величины обратных токов может способствовать снижению вибрации и пульсаций давления и вследствие этого приводить к улучшению надежности и ресурса агрегатов системы питания.

Библиографические ссылки

1. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М. : Машиностроение, 1971. 540 с.
2. Иванов А. В., Белоусов А. И., Дмитренко А. И. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД. Воронеж : Воронежский гос. технич. ун-т, 2011. 284 с.
3. Авиационные центробежные насосные агрегаты / Л. С. Аринушкин и др. М. : Машиностроение, 1967. 255 с.
4. Епифанов С. Ф. Авиационные топливные системы. Харьков : Нац. аэро-косм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьков. авиац. ин-т», 2018. 558 с.
5. Высокооборотные лопаточные насосы / Б. И. Боровский, Н. С. Ершов, Б. В. Овсянников и др. М. : Машиностроение, 1975. 336 с.
6. Бруев В. Н., Козловский Л. Н. Принцип дросселирования в отечественных жидкостных ракетных двигателях // Аллея науки. 2023. № 1(76). С. 3.
7. Кивченко Г. И. Насосы и гидротурбины. М. : Энергия. 1970. 447 с.
8. Свобода Д. Г., Жарковский А. А., Иванов Е. А. О проектировании проточной части осевого насоса низкой быстроходности // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. № 2(23). С. 41–52. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.230204>.
9. Валухов С. Г., Демьяненко Ю. В., Петров В. И. Высокооборотные лопастные оседиагональные насосы: теория, расчет характеристик, проектирование и изготовление. Воронеж : Изд-во Воронежского гос. ун-та, 1996. 264 с.
10. Шоронов С. В., Казеннов И. С., Истомин Е. А. Влияние надроторного устройства на напорные характеристики осевого насоса // Изв. вузов. Машиностроение. 2024. № 5. С. 78–89.
11. Шоронов С. В., Казеннов И. С., Истомин Е. А. Влияние надроторного устройства с осевыми и наклонными проточками на кавитационные характеристики осевого насоса // Изв. вузов. Машиностроение. 2024. № 10. С. 85–95.
12. Zhi-Wei Guo, Jing-Ye Pan, Zhong-Dong Qian. The effects of the inlet guide vanes on an axial pump under off design points // ASME, 2018. 5 p. DOI: 10.1115/FEDSM2018-83071.
13. Шоронов С. В., Казеннов И. С., Истомин Е. А. Влияние входного лопаточного устройства на напорные характеристики осевого насоса с учетом влияния на антикавитационные качества. // Изв. вузов. Машиностроение. 2024. № 12. С. 70–79.
14. Петров В. И., Чебаевский В. Ф. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах. М. : Машиностроение, 1982. 192 с.
15. Jousselein F., Courtot Y., Coutier-Delgosha O., Rebound J. L. Cavitating inducer instabilities: experimental analysis and 2D numerical simulation of unsteady flow in blade cascade // Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels. 2001. 8 p.

References

1. Ovsyannikov B. V., Borovskiy B. I. *Teoriya i raschet agregatov pitaniya zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Theory and calculation of power units for liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1971, 540 p.
2. Ivanov A. V., Belousov A. I., Dmitrenko A. I. *Turbonasosnyye agregaty kislorodno-vodorodnykh ZHRD* [Turbopump units of oxygen-hydrogen rocket engines]. Voronezh, Voronezhskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet Publ., 2011, 284 p.

3. Arinushkin L. S. et al. *Aviatsionnyye tsentrobezhnyye nasosnyye agregaty* [Aviation centrifugal pumping units]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1967, 255 p.
4. Epifanov S. F. *Aviatsionnyye toplivnyye sistemy* [Aviation fuel systems]. Khar'kov, Nats. aerokosm. un-t im. N. E. Zhukovskogo "Khar'kov. aviats. in-t" Publ., 2018, 558 p.
5. Borovskiy B. I., Yershov N. S., Ovsyannikov B. V. et al. *Vysokooborotnyye lopatochnyye nasosy* [High-speed paddle pumps]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1975, 336 p.
6. Bruyev V. N., Kozlovskiy L. N. [The principle of throttling in domestic liquid rocket engines]. *Alleya nauki*. 2023, No 1(76), P. 3 (In Russ.).
7. Kivchenko G. I. *Nasosy i gidroturbiny* [Pumps and hydraulic turbines]. Moscow, Energiya Publ., 1970, 447 p.
8. Svoboda D. G., Zharkovskiy A. A., Ivanov E. A. [About designing the flow part of a low-speed axial pump]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Yestestvennyye i inzhenernyye nauki*. 2017, No. 2(23), P. 41–52 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.230204>.
9. Valyukhov S. G., Dem'yanenko Yu. V., Petrov V. I. *Vysokooborotnyye lopastnyye osediagonal'nyye nasosy: Teoriya, raschet kharakteristik, proyektirovaniye i izgotovleniye* [High-speed vane axial-diagonal pumps: Theory, calculation of characteristics, design and manufacture.]. Voronezh, Izdvo Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta Publ., 1996, 264 p.
10. Shoronov S. V., Kazennov I. S., Istomin E. A. [Influence of the upper-rotor device on the axial flow pump head characteristics]. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, No. 5, P. 78–89 (In Russ.).
11. 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, P. 85–95 (In Russ.).
12. Zhi-Wei Guo, Jing-Ye Pan, Zhong-Dong Qian. The effects of the inlet guide vanes on an axial pump under off design points. *ASME*, 2018, 5 p.
13. 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, P. 70–79 (In Russ.).
14. Petrov V. I., Chebayevskiy V. F. *Kavitatsiya v vysokooborotnykh lopastnykh nasosakh* [Cavitation in high-speed vane pumps]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1982, 192 p.
15. Joussellin F., Courtot Y., Coutier-Delgosha O., Rebound J. L. Cavitating inducer instabilities: experimental analysis and 2D numerical simulation of unsteady flow in blade cascade. *Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels*. 2001, 8 p.

© Шоронов С. В., Тимушев С. Ф., 2025

Шоронов Сергей Валерьевич – аспирант, кафедра 202; Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: shoronov-97@yandex.ru. <https://orcid.org/0009-0003-0341-4807>.

Тимушев Сергей Федорович – доктор технических наук, профессор кафедры 202; Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). E-mail: irico.harmony@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-1708-8187>.

Shoronov Sergey Valeryevich – postgraduate student, Department 202; Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: shoronov-97@yandex.ru. <https://orcid.org/0009-0003-0341-4807>.

Timushev Sergey Fedorovich – Dr. Sc., Professor of the Department 202; Moscow Aviation Institute (National Research University). E-mail: irico.harmony@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-1708-8187>.

Статья поступила в редакцию 30.01.2025; принята к публикации 18.02.2025; опубликована 11.04.2025
The article was submitted 30.01.2025; accepted for publication 18.02.2025; published 11.04.2025

Статья доступна по лицензии Creative Commons Attribution 4.0
The article can be used under the Creative Commons Attribution 4.0 License

