УДК 621.454.2.043

DOI: 10.15421/452106

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА ЛОПАТОЧНЫХ НАСОСОВ.

Г.В. Назаренко[1], П.П. Филиппенко[1], С.А. Дешевых[1], Ю.А. Митиков[2]

[1]Государственное предприятие «КБ «Южное» ул. Криворожская 3 г. Днепр, 49008, Украина
[2]Днипровский национальный университет имени Олеся Гончара, пр. Гагарина 72, м. Днепр, 49010, Украина

Аннотация. Одной из важнейших проблем XXI века является проблема энергосбережения. Она охватывает все сферы жизнедеятельности человека. Использование энергосберегающего насосного оборудования не является исключением. Насосы различных типов и самых разнообразных конструкций широко применяются в общем машиностроении, военной и авио-космической промышленности. Обеспечение высоких КПД насосов является одной из важнейших составляющей из всего спектра проблем по энергосбережению. Результаты проведенного исследования показали, что работы по повышению КПД весьма актуальны. Они ведутся во всех отраслях промышленности и для всех типов насосов. Повышение КПД ведется по следующим направлениям: разработка новых математических моделей, описывающих более детально физику рабочего процесса для каждого конкретного типа насоса; использование современных расчетно-вычислительных программ типа ANSYS . В современных литературных источниках недостаточно широко освещен вопрос по повышению КПД шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН. Поэтому проведение таких исследований является актуальным, а результаты исследований будут востребованы. Отсутствует комплексный подход по определению путей повышения КПД для шнекоцентробежных насосов ТНА ЖРД верхних ступеней РН. В свою очередь высокий КПД агрегатов системы подачи обеспечит высокий удельный импульс тяги ЖРД. А от высокого удельного импульса тяги ТНА ЖРД верхних ступеней в большей степени зависит масса полезной нагрузки, выводимой РН. Необходимо провести комплексное экспериментально-теоретическое исследование в процессе, которого будут созданы методические средства, которые позволят за короткое время и с высокой точностью повышать КПД шнекоцентробежных насосов ТНА ЖРД верхних ступеней РН.

Ключевые слова: ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЦЕНТРОБЕЖНОЕ ОКЛЕСО, РАБОЧИЙ ПРОЦЕС НАСОСА, РАБОЧИЕ КОЛЕСА НАСОСОВ.

СУЧАСНИЙ СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ДОСКОНАЛОТІ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ.

Г.В. Назаренко[1], П.П. Філіпенко[1], С.О. Дешевих[1], Ю.О. Мітіков[2]

[1]Державне підприємство «КБ «Південне» вул. Криворізіка 3 м. Дніпро, 49008, Україна
[2]Дніпровський національний університет імені Олеся Гончара, пр. Гагаріна 72, м. Дніпро, 49010, Україна

Анотація. Однією з найважливіших проблем XXI століття є проблема енергозбереження. Вона охоплює всі сфери життєдіяльності людини. Використання енергозберігаючого насосного обладнання не є виключенням. Насоси різних типів і самих різноманітних конструкцій широко використовуються у загальному машино будівництві, військовій і авіо-космічній промисловості. Забезпечення високого ККД насосові є однією з найважливіших складових всього спектра проблем енергозбереження. Результати проведеного дослідження показали, що роботи зі збільшення ККД вельми актуальні. Вони ведуться у всіх галузях промисловості і для всіх типів насосів. Збільшення ККД проводиться по наступним напрямам: розробка нових математичних моделей, які описують більш детально фізичну картину робочого процесу для кожного конкретного типу насоса; використання сучасних розрахунково-обчислювальних програм типу ANSIS. Але у сучасних літературних джерелах недостатньо широко розкрите питання по підвищенню ККД шнековідцентрових насосів ТНА РРД верхніх ступені РН. Тому проведення таких досліджень вельми актуальне а їх результати будуть затребуванні у науковому світі. Відсутній комплексний підхід по визначенню шляхів підвищення ККД шнековідцентрових насосів ТНА РРД верхніх ступені РН. В свою чергу високий ККД агрегатів системи подачі забезпечить високий питомий імпульс РРД верхніх ступенів РН. А від ниоьго в значній мірі залежить маса корисного вантажу який виводить РН. Необхідно провести компчексне експериментально-теоретичне дослідження в ході якого будуть розробленні методичні засоби, які дозволяють за короткий час і з високою точністю підвищити ККД шнековідцентрових насосів ТНА РРД верхніх ступені РН.

© Г.В. Назаренко, П.П. Филиппенко, С.А. Дешевых, Ю.А. Митиков

Ключові слова: ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ВІДЦЕНТРОВЕ КОЛЕСО, РОБОЧІЙ ПРОЦЕС НАСОСУ, РОБОЧІ КОЛЕСА НАСОСІВ.

CURRENT STATE AND PROSPECTS FOR DEVELOPMENT OF ENERGY PERFECTION OF VANE PUMPS.

G. Nazarenko[1], P. Filipenko[1], S. Deshevykh[1], U. Mitikov[2]

[1]*Yuzhnoye State Design Office 3 Krivorozhskaya Str., Dnipro, 49008, Ukraine*

2 *Oles Honchar Dnipro National University, 72 Gagarina Str., Dnipro, 49010, Ukraine*

Abstract. One of the most important problems of the XXI century is the problem of energy saving. It covers all spheres of human activity. The use of energy saving of pumping equipment is also very relevant. Pumps of various types and different designs are widely used in general engineering, military and aerospace industries. Ensuring high energy characteristics of pumps is one of the most important parts of energy saving problems. The results of the research showed that it is very important to improve energy performance. Works are carried out in all branches of industry and for all types of pumps. Improvement of energy properties is performed in the following direction: Development of new mathematical models describing in more detail the physicss of the working process for each specific type of pump; use of ANSYS software. But in modern literature there is no information about the increase in energy characteristics of low fluid flow low-speed inducer-centrifugal pump liquid propellant rocket engine. Therefore, such research is very important and their results will be in demand in the scientific community. There is no comprehensive approach to identifying ways to increase energy characteristics for low fluid flow low-speed inducer-centrifugal pump liquid propellant rocket engine. In turn, the high energy characteristics of the units of the fuel and oxide supply system units high energy characteristics of the upper stages of the launch vehicle, And the weight of the payload which deduces launch vehicle largely depends on them. It is necessary to conduct a comprehensive experimental-theoretical study during which methodological tools will be developed that allow in a short time and with high accuracy to increase the energy characteristics of low fluid flow low-speed inducer-centrifugal pumps liquid propellant rocket engine upper stages launch vehicle.
Key words: ENERGY CHARACTERISTIC, CENTRIFUGAL WHEEL, PUMP WORKFLOW, PUMP IMPRLLERS.

Введение

Одной из важнейших проблем XXI века является проблема энергосбережения. Обеспечение международных стандартов по энергосбережению путем разработки новой техники и модернизации имеющейся является важнейшей задачей современности.

Проблема энергосбережения охватывает все сферы жизнедеятельности человека. Использование энергосберегающего насосного оборудования не является исключением. Насосы различных типов и самых разнообразных конструкций широко применяются в быту, в общем машиностроении, военной и авио-космической промышленности.

В ходе научно-технического прогресса человечество создало много различных типов насосов – лопаточные, поршневые, шестерённые и еще много других – но основным, наиболее часто используемым, являются именно лопаточные насосы [1]. Среди общей массы энергии, потребляемой насосами, на долю лопаточных насосов приходится львиная доля. Поэтому разработка лопаточных насосов, обладающих высоким КПД, является важной задачей по энергосбережению

Постановка задачи исследований

Целью проводимого исследования является определение уровня развития современных лопаточных насосов, а также определение путей повышения их КПД. Особое внимание уделяется лопаточным насосам, применяемым в жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) ракет-носителей (РН), где лопаточные насосы являются практически единственным типом насосов, используемым в ракетной технике. Данное направление особенно важно для верхних ступеней РН, так как от высоких значений КПД агрегатов системы подачи зависят высокое значения удельного импульса тяги ЖРД. А от высокого импульса тяги ЖРД верхних ступеней в большей степени зависит масса полезной нагрузки, выводимой РН.

В рамках проводимого исследования выделены следующие направления повышения КПД лопаточных насосов:

1. Усовершенствование разработанных ранее физических моделей рабочего процесса насосов различной быстроходности;

2. Определение с помощью CDF анализа недостатков проточной части серийно изготавливаемых насосов и путей их устранения;

3. Нанесения специального покрытия на элементы проточной части насоса;

4. Применения осерадиальных рабочих колес в насосах ЖРД.

Решение задачи

Уточнение разработанных ранее физических моделей рабочего процесса насосов различной быстроходности.

Автор работы [2] разрабатывает методику оптимизации центробежных колес (ЦК) по результатам многочисленных экспериментов большого количества вариантов проточной части.

Было установлено, что заметную роль в общем КПД насосов низкой быстроходности играет величина дискового КПД. Следует учитывать закрутку потока на выходе из ЦК, а также насосный эффект его дисков. По полученным экспериментальным данным была уточнена известная формула коэффициента дискового трения $C_{ò.ä.} = 0{,}39 / \sqrt[5]{\mathrm{Re}}$. Уточненная формула приведена ниже (1) и справедлива для насосов с диапазоном ns от 40 до 60.

$$C_{ò.ä.} = \frac{0{,}39}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}}} + 0{,}05921 - 0{,}2839\frac{H_T}{U_2^2} + 0{,}4447\left(\frac{H_T}{U_2^2}\right)^2 - . \\ - 0{,}2285\left(\frac{H_T}{U_2^2}\right)^3 . \quad (1)$$

Формула (2) была получена на основе экспериментальных данных для определения максимального гидравлического КПД ЦК.

$$\eta_{Ã.Ê.}^{\max} = 1{,}390 - 0{,}2531R_{OW_2} - 0{,}3281K_{Qâûõ} + 0{,}2858q_2 - \\ - 0{,}01973K_0 - 0{,}09740\frac{L}{R_{ñð}}, \quad (2)$$

где: R_{OW} – критерий Россби, определенный по гидравлическому диаметру межлопаточного канала на выходе из рабочего канала ЦК, представленный формулой 3.

$$R_{OW_2} = \frac{\omega \cdot Dr_2}{W_2}; \quad (3)$$

$$Dr_2 = 2 \cdot \frac{t_2 \cdot b_2}{t_2 + b_2}, \quad (4)$$

где W_2 – относительная скорость,

t_2 – шаг между лопатками по наружному диаметру ЦК.

b_2 – ширина межлопаточного канала ЦК на выходе,

$K_{Qвых}$ – коэффициент подачи по выходу из ЦК, определен по формуле 5

$$K_{Qâûõ} = \frac{100 \cdot Q_K}{\omega \cdot D_2^3}, \quad (5)$$

где q_2– коэффициент расхода,

L – длина лопатки,

$R_{ср}$ – средний радиус кривизны лопатки.

Так же приведено сравнение гидравлического КПД ЦК, полученных экспериментально, с результатами, определенными по формуле (2) (см. рис.1).

–При использовании лопаток двоякой кривизны на них возникают собственные обратные токи в отличие от ЦК с цилиндрическими лопатками.

–При использовании лопаток двоякой кривизны при $Q \approx Q_{опт}$ наблюдается большая низкоэнергетическая зона на всасывающей стороне лопатки на выходе из ЦК.

–Применение дополнительных лопаток повышает КПД.

Для определения внутренних механических потерь (дисковый КПД) была разработана модель, в которой учтена шероховатость дисков, зазоры между диском и корпусом насоса, величина утечек по буртам ЦК, насосный эффект дисков ЦК.



Рисунок 1 – Сравнение экспериментальных и расчетных данных зависимости гидравлического КПД от коэффициента входа ЦК [2]

По результатам экспериментов максимальный КПД насоса составил 70% при величине коэффициента входа в ЦК $K_0 = 4,4$ и $n_s = 45$.

Интересно отметить, что применение различных спиральных отводов практически не влияет на величину общего КПД. Так же сообщается, что для дальнейшего повышения КПД необходимо проводить мероприятия по оптимизации отводящего устройства насоса.

В работе [3] предлагается использовать систему автоматизированного проектирования для повышения качества проектирования и сокращения сроков доводки центробежного насоса.

Использовать существующие математические модели для расчета центробежных насосов низкой и средней быстроходности нельзя, так как они были разработаны для турбин и насосов с большой быстроходностью.

Были проведены эксперименты для получения физической модели течения жидкости в элементах проточной части насоса. Их результаты можно свести к следующему:

Так же отмечено, что $\eta_г$ для консольных насосов растет с ростом коэффициента расхода. Оптимум по КПД наблюдается в промежуточных ступенях питательных насосов при величине коэффициента напора 0,45. Максимум по КПД для консольных насосов наблюдается в диапазоне n_s от 150 до 170. Экспериментально установлено, что при уменьшении $d_{ВТ}/D_2$ с 0,46 до 0,35 гидравлические потери ЦК уменьшается на 1,5%.

Для ЦК с лопатками двоякой кривизны потери энергии составляют следующие величины:

–от 26 до 31% на дисках;

–от 20 до 30% в низкоэнергетическом следе;

–от 27 до 39% на кромках лопаток;

–от 3 до 15% на трение лопатки до образования низкоэнергетического слоя.

Расположение входной кромки сильно влияет на относительные гидравлические потери. При расположении входной кромки лопатки $D_{1СР}/D_2 = 0,2…0,25$ достигается максимум коэффициента напора 0,51, а относительные гидравлические потери минимальны.

Установка генератора вихрей перед застойной зоной на внутренней

поверхности переднего диска ЦК дала прирост КПД 1,31%.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований была разработана методика расчета, по которой были проведены работы по модернизации серийно изготавливаемых насосов. Для насоса с n_s =70 было оптимизированно ЦК, что повысило КПД насоса на 3,6% (ЦК с лопатками двоякой кривизны) и 3 % (ЦК с цилиндрическими лопатками). Оптимизация ЦК позволила повысить коэффициент напора с 0,49 - прототип до 0,507…0,514.

При проектировании нового насоса по разработанной методике (n_s =120) расхождение расчетного и экспериментального значений напора составило 0,8%, расхождение по КПД составило 1,5%.

В работе [4] рассматриваются малоразмерные центробежные насосы (МЦН) авиакосмического назначения с невысоким коэффициентом расхода рабочего тела, частота вращения ротора которых лежит в диапазоне от 10000 до 30000 об/мин и наружный диаметр ЦК не превышает 50 мм.

Было установлено, что течение в малоразмерной решетке профилей сопровождается смыканием вторичных вихрей и ядер вторичных вихрей на выходе из ЦК. Самым неблагоприятным режимом является режим смыкания ядер вихрей, при котором возрастают потери, и падает гидравлическая мощность профиля решетки.

Экспериментально установлено, что вторичные течения в МЦН более интенсивные, чем в проточной части ЦК полноразмерных насосов. Как следствие, значительное отклонение потока от линий тока в слое вторичных течений, интенсификация вихрей, нарастание предотрывних явлений.

По результатам исследования разработаны две модели течения в закрытом и полуоткрытом ЦК МЦН.

Для закрытого ЦК (см. рис. 2) показаны первичные доминирующие факторы:

– интенсивные вторичные течения;

–-обширная зона отрыва вдоль всасывающей стороны лопатки. Как следствие, в каналах ЦК развиты вторичные вихри и снижено рабочее проходное сечение канала ЦК.

–вращения ротора насоса;

–объемный КПД для щелевых уплотнений расположенных по буртам ЦК составляет 80%. Объемный КПД для МЦН с торцовыми щелевыми уплотнениями составляет 68%;

–дисковый КПД составляет 93%;

–гидравлический КПД составляет 74…84% с тенденцией к росту при относительной ширине межлопаточного канала, стремящегося к оптимальному значению.

Как следствие, в каналах ЦК развиты вторичные вихри и снижено рабочее проходное сечение канала ЦК.

–вращения ротора насоса;

–объемный КПД для щелевых уплотнений расположенных по буртам ЦК составляет 80%. Объемный КПД для МЦН с торцовыми щелевыми уплотнениями составляет 68%;

–дисковый КПД составляет 93%;

–гидравлический КПД составляет 74…84% с тенденцией к росту при относительной ширине межлопаточного канала, стремящегося к оптимальному значению.

В открытом ЦК (см. рис. 3) показано перетекание рабочего тела через открытую часть от напорной к всасывающей стороне лопатки. Порождаемая этим движением интенсивная завихренность распространяется в середину межлопаточного канала по направлению к ведущему диску, образуя крупный единый вихрь, который загромождает весь канал.

Экспериментально установлены следующие зависимости энергетических качеств от геометрических параметров насоса:

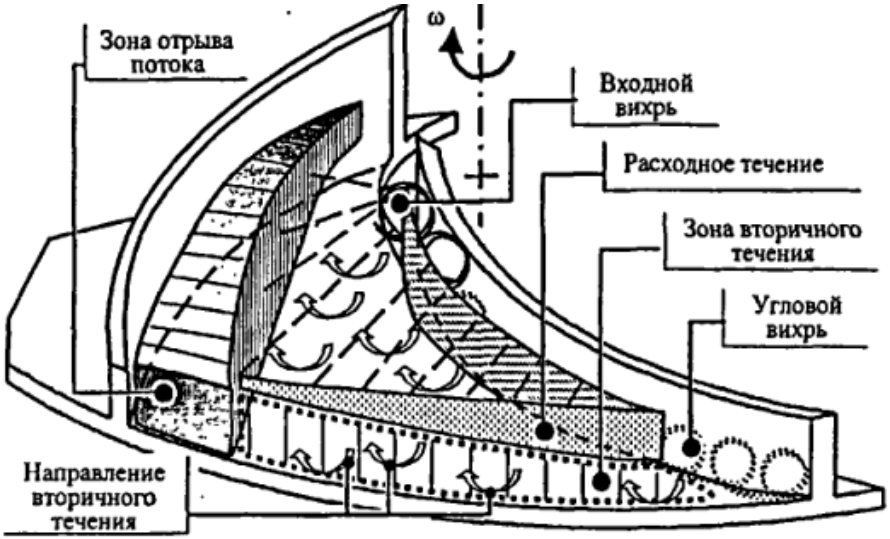


Рисунок 2 – Модель течения рабочей жидкости в закрытом ЦК

–с увеличением $\bar{b}_2 = b_2 / D_2$ от 0,012 до 0,111 и b_2/L 0,023 до 0,331 значения коэффициента напора и КПД монотонно увеличиваются и достигают максимума на расчетном режиме работы при $\bar{b}_2 = 0{,}111$ и b_2/L = 0,331, КПД при этом находится в переделах 55…58 %;

–исследования показали, что угол на выходе следует задавать в диапазоне 65°…90°;

при увеличении числа Рейнольдца энергетические характеристики МЦН увеличиваются. Увеличение числа Рейнольдца предлагается производить путем повышения частоты вращения ротора насоса; объемный КПД для щелевых уплотнений расположенных по буртам ЦК составляет 80%. Объемный КПД для МЦН с

–торцовыми щелевыми уплотнениями составляет 68%;

–дисковый КПД составляет 93%;

гидравлический КПД составляет 74…84% с тенденцией к росту при относительной ширине межлопаточного канала, стремящегося к оптимальному значению.

Далее в работе [4] рассмотрены возможные пути повышения эффективности работы МЦН с помощью применения выравнивающих перегородок (ВП). Применение ВП повышает коэффициент напора МЦН ≈ 10%. Максимальный прирост напора, полученный при использовании ВП, составляет 38% для ЦК с параметрами характерными для общепромышленных насосов.

Определение с помощью CDF расчета недостатков проточной части серийно изготавливаемых насосов и путей их устранения

В работах [5 и 6] представлены материалы, в которых изложен способ повышения энергетических характеристик серийно изготавливаемых насосов. В качестве примера приведены расчеты течений в проточной части серийно изготавливаемого насоса ХРО 1000/34 рис.4.

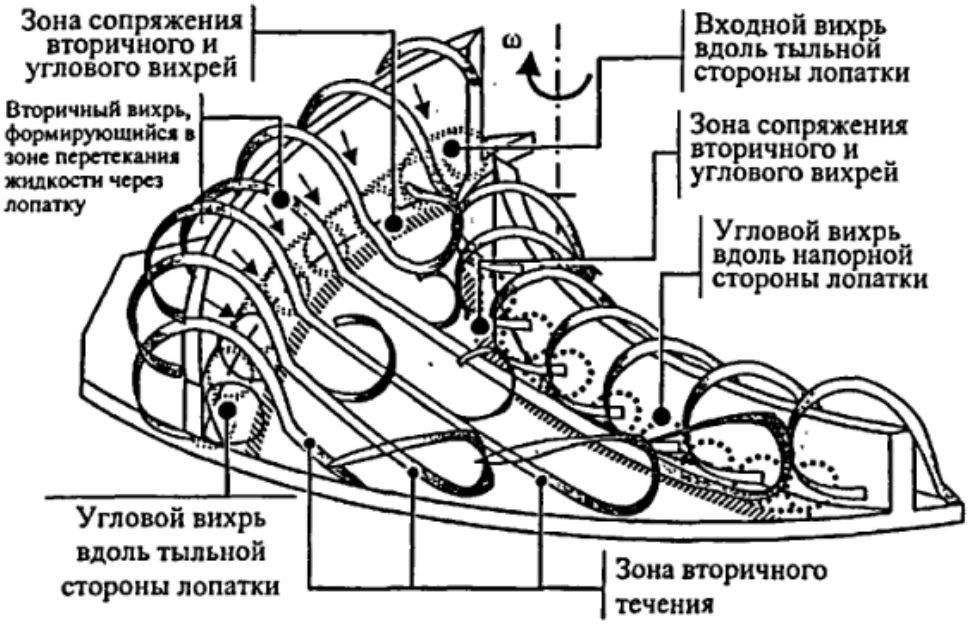
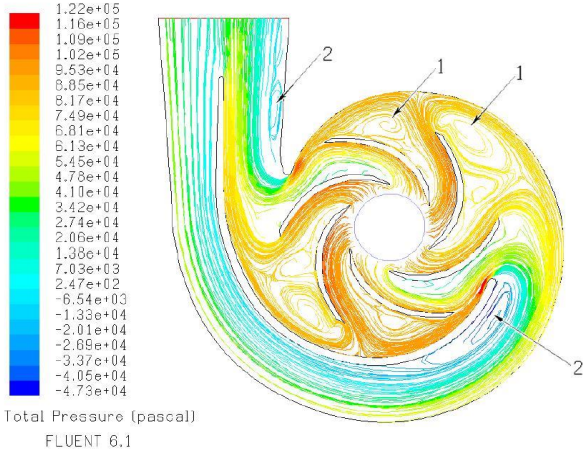


Рисунок 3 – Модель течения рабочей жидкости в полуоткрытом ЦК



1 – вихревое движение; 2 – обратные течения (токи)

Рисунок 4 – Расчет течений в проточной части серийно изготавливаемого насоса ХРО 1000/34

Далее в работе [4] рассмотрены возможные пути повышения эффективности работы МЦН с помощью применения выравнивающих перегородок (ВП). Применение ВП повышает коэффициент напора МЦН ≈ 10%. Максимальный прирост напора, полученный при использовании ВП, составляет 38% для ЦК с параметрами характерными для общепромышленных насосов.

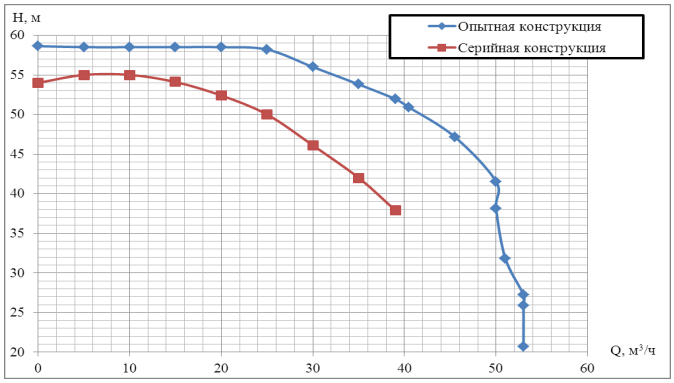


Рисунок 5 – Зависимость напора насоса АХ25/50 от расхода

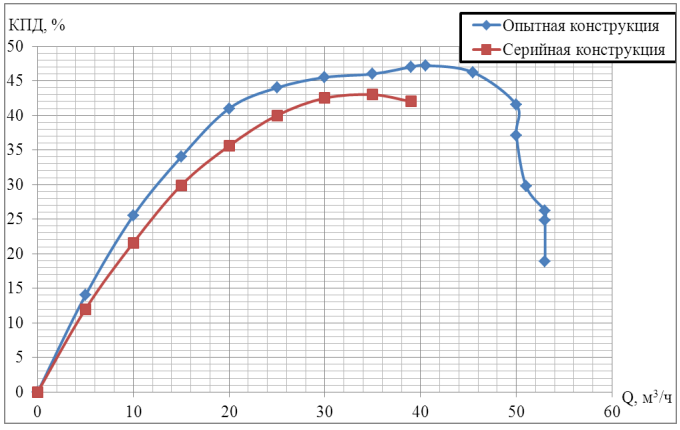


Рисунок 6 – Зависимость КПД насоса АХ25/50 от расхода [6]

Определение с помощью CDF расчета недостатков проточной части серийно изготавливаемых насосов и путей их устранения

В работах [5 и 6] представлены материалы, в которых изложен способ повышения энергетических характеристик серийно изготавливаемых насосов. В качестве примера приведены расчеты течений в проточной части серийно изготавливаемого насоса ХРО 1000/34 рис.4.

Как видно из приведенного рис. 4, проточная часть значительно перерасширена. На основании проведенного анализа была создана методика расчета и профилирования ЦК, которая лишена вышеприведенного недостатка. Правильность созданной методики была проверена экспериментально на серийно изготавливаемом насосе АХ25/50 (рис.5 и 6).

Нанесения специального покрытия на элементы проточной части насоса

В работах [7 и 8] представлены экспериментальные результаты повышения энергетических характеристик серийно изготавливаемого насоса КМ 65-50-160. На проточную часть ЦК вышеупомянутого насоса наносились два покрытия. Одно на основе поверхностно-активных веществ, другое на основе фторопласта. Затем насос КМ 65-50-160 собирался с серийно изготовленным ЦК и с модифицированными.

Результаты испытаний приведены на рис. 7 и 8.

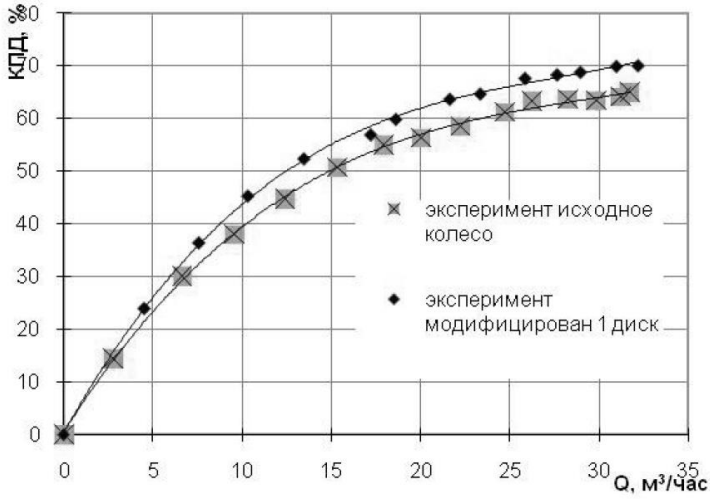


Рисунок 7 – Зависимость КПД от расхода насоса КМ 65-50-160 до и после создания гидрофобного покрытия на основе ПАВ

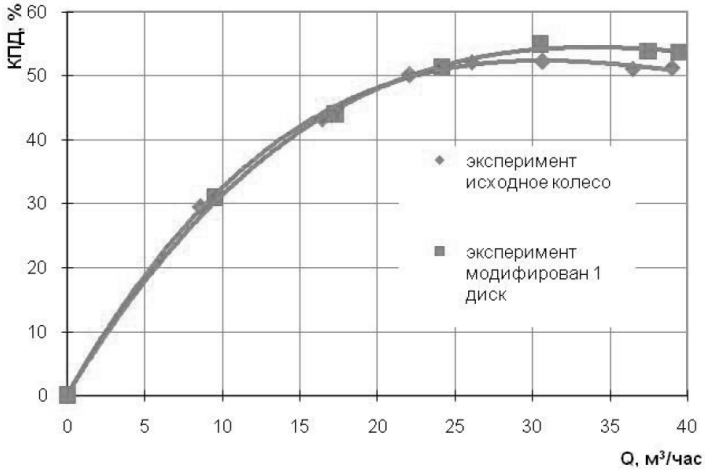


Рисунок 8 – Зависимость КПД от расхода насоса КМ 65-50-160 до и после создания гидрофобного покрытия на основе фторопласта

При использовании вышеуказанных покрытий КПД насоса возрастает от 1,5 до 6 % по сравнению с таким же насосом, где покрытие не наносилось на элементы проточной части. Такой разброс по КПД обусловлен режимом работы насоса. По результатам испытания при нанесении покрытия на проточную часть ЦК КПД насоса на номинальном режиме работы повысился на 1,7 %

Нанесение покрытия так же положительно сказывается на уменьшение

шума насоса и на снижение образования коррозии на элементах проточной части насоса при длительной эксплуатации (до 7 лет).

Применения осерадиальных рабочих колес в насосах ЖРД

В работе [9] приведена методика расчета и профилирования, а также результаты испытаний насосов ЖРД с осерадиальными рабочими колесами (ОРК).

ОРК обладает следующими преимуществами по сравнению с классическим ЦК:

−улучшенными энергетическими характеристиками за счет постепенности подвода энергии к жидкости, что достигается оптимизацией формы меридионального сечения ОРК;

−плавно-постепенным увеличением изгиба лопатки по длине линии тока от входной до выходной кромок;

−оптимальным распределением углов лопатки по радиусу ОРК.

При постепенном повышения энергии в ОРК появляется необходимость существенно увеличить длину лопатки, в том числе за счет увеличения осевой длины входной части ОРК.

Оно условно разбивается на три участка рис 9:

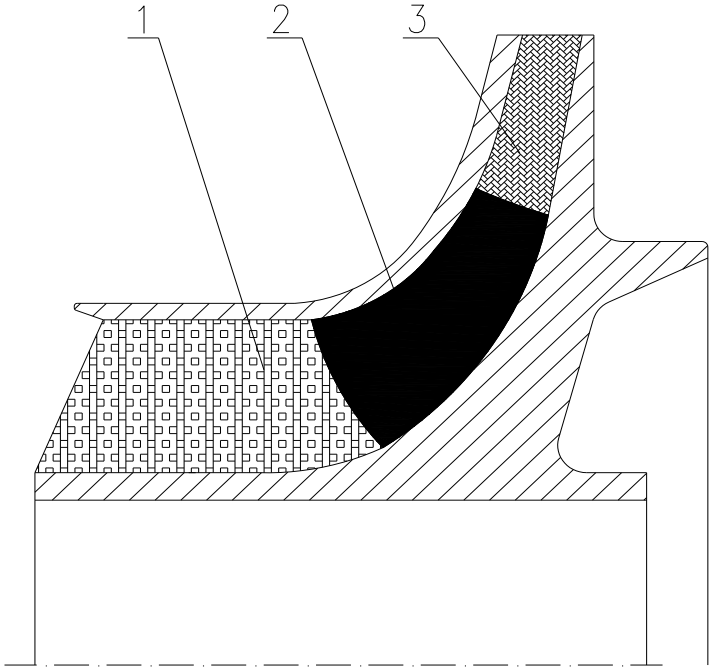


Рисунок 9 – Условные участки, на которые разбивается ОРК

−первый (осевой) – течение на этом участке должно быть с минимально допустимыми углами атаки, малыми углами изгиба лопаток;

−второй (диагональный) - течение, в котором плавно переходит из осевого в радиальное;

−третий (выходной или напорный) - течение, в котором радиальное или диагональное.

ОРК так же было применено для кислородного насоса ЖРД Буран (двигатель РД0120) вместо серийно-изготавливаемого. Шнек выполнен короче, для увеличения осевой длинны меридиональных каналов ОРК. Результаты испытаний следующие:

–напор ступени с ОРК выше напора серийно-изготавливаемого на 7,5%, КПД выше на 15% – без шнека;

–напор ступени с ОРК выше напора серийно-изготавливаемого на 4…5%, КПД выше на 15% – со шнеком.

Ретроспективный анализ литературных источников о возможности использования их материалов для малорасходных высокооборотных лопаточных насосов ЖРД

Результаты, представленные [2] имеют большое значение для промышленного насосостроения. При проведении проектных работ по созданию центробежных колес для шнекоцентробежных насосов ЖРД, также следует обращать внимание на экспериментальные результаты работы [2]. Однако не стоит забывать о различиях между режимами работы общепромышленных насосов и шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН.

Материалы работы [3] представляют большую научную ценность для насосостроения. Однако, утверждение, что на лопатках двоякой кривизны возникают обратные токи, а на цилиндрических не возникают, не бесспорно, применительно к шнекоцентробежным насосам ЖРД, так как в [10, 11 и 12] утверждается обратное. Так же экспериментально установлено, что чистота поверхности проточной части центробежного колеса не влияет на величину КПД шнекоцентробежных насосов ЖРД. Результаты, приведенные в [3] следует принимать во внимание при проведении проектных работ по созданию насосов ЖРД, однако полагаться на них не стоит, так как они получены для общепромышленных насосов.

Работа [4] посвящена изучению физической картины течения жидкости в элементах проточной части малоразмерного центробежного насоса, а также разработке методов оптимизации проточной части. Полученные результаты необходимо учитывать при разработке шнекоцентробежных насосов ЖРД, которые по режиму работы близки к малоразмерным центробежным насосам.

Материалы, представленные в [5 и 6] актуальны при проектировании проточной части вновь разрабатываемых насосов, так как они позволяют достичь максимального значения КПД насоса еще на этапе проектирования. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании центробежных колес и отводящих устройств шнекоцентробежных насосов ЖРД при адаптации CDF анализа для особенностей режима работы шнекоцентробежных насосов ЖРД. Следует упомянуть, что при проведении аналитических расчетов геометрии проточной части насосов ЖРД, вводится коэффициент загромождения сечения лопатками на выходе из центробежного колеса. Соблюдение данной рекомендации позволяет снизить образование обратных токов на выходном участке центробежного колеса.

Работы [7 и 8] актуальны для центробежных насосов общепромышленного применения. Так как представленные в них результаты позволяют не только повысить энергетические характеристики, но и ресурс работы насоса. Однако, использовать материалы работ [7 и 8] для повышения КПД и эксплуатационных характеристик шнекоцентробежных насосов ЖРД не целесообразно, так как режимы работы шнекоцентробежных насосов ЖРД отличаются от режима работы общепромышленных насосов. Еще одним отличием шнекоцентробежных насосов ЖРД от общепромышленных насосов является использование в качестве рабочего тела агрессивных и криогенных жидкостей, таких

как: жидкий кислород, жидкий водород, азотная кислота, азотный тетраксид и т. д. При покрытии проточной части насосов ЖРД структурированным покрытием, существует большая вероятность того, что агрессивная среда рабочего тела либо растворит это покрытие, либо поспособствует его отслоению. При появлении инородных частиц может произойти засорение форсунок газогенератора, камеры сгорания, заклинивание плунжерных пар агрегатов автоматики двигателя. Появление инородных частиц в топливе ЖРД – это практически гарантия аварийной работы двигателя.

Результаты работы [9] представляют большую научную и практическую ценность для проектирования общепромышленных насосов и насосов ЖРД. Автор [9] предлагает использовать осерадиальные рабочие колеса, так как в них осуществляется плавный переход рабочего тела из осевого в радиальное направление. Данное решение позволяет обеспечить минимальный уровень потерь в рабочем колесе, что обеспечивает максимальные энергетические характеристики насосов ЖРД. Коэффициент быстроходности рассматриваемых рабочих колес находится в диапазоне от 70 до 120 который характерен для шнекоцентробежных насосов ЖРД первых ступеней РН так и общепромышленного назначения. Однако, в работе [9] нет упоминания о применении осерадиальных колес для насосов ЖРД верхних ступеней и для ЖРД без дожигания генераторного газа коэффициент быстроходности, которых лежит в диапазоне до 70. В связи с этим существует большая вероятность, что проектирование осерадиального колеса может быть весьма затруднительным или вообще не реализуемым для ЖРД верхних ступеней и для ЖРД без дожигания генераторного газа, величина коэффициента быстроходности которых лежит в диапазоне до 70.

Научна новизна

Впервые проведен комплексный ретроспективный анализ современных литературных источников на предмет поиска способов повышения КПД шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН. Результаты вышеупомянутого анализа показали, что отсутствует комплексный подход по определению путей повышения КПД для шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН и создание подобной методики очень важная задача современной ракетной техники.

Выводы

Приведенные выше материалы показывают, что работы, проводимые по повышению КПД, актуальны и проводятся для насосов как общепромышленного, так и авио-космического назначения.

В современных литературных источниках не приводится информация по повышению КПД шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН. Поэтому проведение таких исследований является актуальным, а результаты исследований будут востребованы.

Отсутствует комплексный подход по определению путей повышения КПД шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН. В свою очередь высокое КПД агрегатов системы подачи обеспечивают высокий удельный импульс ЖРД. А от высокого удельного импульса ЖРД верхних ступеней в большей степени зависит масса полезной нагрузки, выводимой РН.

Необходимо провести комплексное экспериментально-теоретическое исследование в процессе, которого будут созданы методические средства, которые позволят за короткое время и с высокой точностью повышать КПД шнекоцентробежных насосов ЖРД верхних ступеней РН.

Библиографические ссылки

1. Turbopump with a single piece housing and a smooth enamel glass surfae: пат. US20190032604A1 США МПК F02K 9/46; заявл. 20.01.2017; опубл. l. 31.01/2019, Бюл. № 16/072,087. 10 с.
2. Кац А.М. Многопараметрическая оптимизация рабочих колес центробежных насосов низкой быстроходности (nS 40…60): автореф. дис. … канд. тех. наук: 05.04.13. Москва, 1991. 16 с.
3. Жарковский А.А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования: автореф. дис. … д-ра. тех. наук: 05.04.13. Санкт-Петербург, 2003. 32 с.
4. Бабков А.В. Повышение эффективности малоразмерных центробежных насосов авиакосмических энергосиловых установок и систем терморегулирования: автореф. дис. … д-ра. тех. наук: 05.07.05. Москва, 2004. 40 с.
5. Шахбанов Р.М. Обоснование параметров центробежных насосов на основе комплексного моделирования гидродинамических процессов: автореф. дис. … канд. тех. наук: 05.02.13. Орел, 2016. 7 с.
6. Григорьев С.В., Савин Л.А., Шахбанов Р.М. Обоснование возможностей повышения энергетических характеристик центробежных насосов. Известия ТулГУ. 2015. Вып. 7. Ч. 2. С. 122-127.
7. Хованов Г.П. Исследования влияния гидрофобных поверхностей элементов проточной части на эксплуатационные характеристики и отдельных видов потерь центробежных насосов: автореф. дис. … канд. тех. наук: 05.04.13. Москва, 2012. 20 с.
8. Чернышов С. А. Повышение эксплуатационных качеств центробежных насосов на основе изменения гидродинамического взаимодействия рабочего потока с элементами проточной части: автореф. дис. … канд. тех. наук: 05.04.13. Москва, 2008. 16 с.
9. Чумаченко Б.Н. Теоретические основы и экспериментальные исследования создания проточных частей лопастных насосов, обеспечивающих сочетание высоких КПД, всасывающей способности и низкого уровня вибрации: автореф. дис. … д-ра. тех. наук: 05.07.05. Москва, 2002. 35 с.
10. Овсяников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В., Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: учебное пособие. Москва: МАИ, 1996. 72 с.
11. Овсяников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей: учебное пособие Москва: Машиностроение, 1986. 376 с.
12. Высокооборотные лопаточные насосы: учебное пособие \ Боровский Б.И и др. Москва: Машиностроение, 1975. 336 с.

Поступила в редколлегию 08.04.2021г.

Сведенья об авторах



Назаренко Георгий Владимирович, Украина. ГП «КБ «Южное». Ведущий инженер-конструктор. Аспирант Сфера интересов – Насосы ТНА и бортовых источников мощности ЖРД



Филиппенко Павел Петрович, Украина. ГП «КБ «Южное». Начальник группы. Сфера интересов – Насосы ТНА и бортовых источников мощности ЖРД



Дешевых Сергей Алексеевич, Украина.
ГП «КБ «Южное».
Начальник сектора.
Сфера интересов – Турбины и насосы ТНА и бортовых источников мощности ЖРД



Митиков Юрий Алексеевич, Украина.
Днепровский национальный университет им. Олеся Гончара. Заведующий кафедрой двигателестроения, доктор технических наук, доцент.
Сфера интересов – Системы подачи рабочего тела ЖРД