

УДК 621.454.2.043-044.956

Г. В. НАЗАРЕНКО, П. П. ФИЛИППЕНКО, С. А. ДЕШЕВЫХ

Государственное предприятие «КБ «Южное»

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ЕГО КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Проведен анализ кавитационных характеристик насосов окислителя двух ЖРД при работе на жидкости без свободных газовых включений. В ходе анализа было определено как конструктивные особенности влияют на характер кавитационной характеристики. Так же установлено как конкретное конструктивное изменение влияет на величину кавитационного коэффициента быстроходности. Кроме вышеприведенных исследований был проведен анализ кавитационных характеристик насосов при работе на газосодержащей жидкости. По результатам анализа была построена зависимость снижения кавитационного коэффициента быстроходности от количества свободного газа, подаваемого на вход в насос. Результаты проведенного исследования позволяют еще на этапе проектирования оценивать величину кавитационного срыва насоса в зависимости от конструктивных особенностей его проточной части при работе на чистой жидкости и на газожидкостной смеси.

Ключевые слова: кавитация, насос окислителя, чистая жидкость, газожидкостная смесь.

Введение

Явление кавитации присуще всем лопаточным машинам, рабочей средой которых является жидкость. При определенном сочетании входного давления, расхода рабочей жидкости, величины оборотов ротора, а также величины газонасыщения рабочей жидкости в лопаточной машине может возникнуть кавитация. Кавитация негативно сказывается на энергетических характеристиках лопаточных машин. Она приводит к падению энергетических параметров для насосов и повреждению их проточной части, а также в разы повышает пульсацию давления на выходе из насоса и вибрацию. Особенно это опасно для камер ЖРД, так как пульсация давления приводит к и возникновению низкочастотных колебаний самой камеры.

О кавитационном совершенстве насоса можно судить по величине так называемого кавитационного коэффициента быстроходности. Кавитационный коэффициент быстроходности определяется по формуле [1 - 4]:

$$C_{KP} = \frac{193,3 \cdot \omega \sqrt{Q}}{\Delta h_{KP}^{0,75}}, \quad (1)$$

где ω - угловая скорость;

Q - объемный расход через насос;

Δh_{KP} - критический кавитационный запас насоса.

Чем больше число кавитационного коэффициента быстроходности, тем более совершенным считается насос с точки зрения кавитации. То есть насос сохраняет свою работоспособность при более низком входном давлении.

Для повышения антикавитационных качеств центробежного насоса перед центробежным колесом, как правило, устанавливают предвключенный шнек. Применение предвключенного шнека позволяет повысить C_{KP} с 800...1500 [1, 2] (кавитационный коэффициент быстроходности приведен для центробежных насосов.) до C_{KP} 3000...4500 [1, 2], (кавитационный коэффициент быстроходности приведен для шнеко-центробежных насосов) [5].

1. Постановка задачи

При разработке двигателя РД861К к насосу окислителя были предъявлены высокие требования по энергетическому совершенству. КПД насоса окислителя двигателя РД861К должен быть на 5 % выше, чем у насоса окислителя двигателя РД861 (насос прототип).

Для повышения КПД насоса окислителя двигателя РД861К в его конструкцию потребовалось внести ряд конструктивных изменений, большинство из которых было направлено на повышение совершенства проточной части насоса. Данные работы увенчались успехом, требуемая величина КПД была достигнута. Однако некоторые из проведенных мероприятий негативно сказались на кавитационном

совершенстве насоса.

Поэтому данное исследование посвящено сравнительному анализу кавитационного совершенства двух конструкций насосов окислителя двигателей РД861 и РД861К. А также определению факторов, которые влияют на кавитационное совершенство насоса.

2. Результаты исследования

2.1. Анализ кавитационных свойств насоса при работе на жидкости без свободных газовых включений

В рамках проводимого исследования была проведена оценка антикавитационных качеств двух малорасходных, высокооборотных насосов ЖРД №1 (РД861) [6, 7], (насос прототип) и ЖРД №2 (РД861К) (насос с усовершенствованной проточной частью) при работе насосов на жидкости без газовых включений. Также приведен перечень конструктивных изменений и определено их влияние на кавитационные свойства насоса.

Насос ЖРД №2 имеет следующие конструктивные отличия от насоса ЖРД №1, которые могут оказывать влияния на кавитационные свойства насоса:

- уменьшены зазоры между буртами центробежного колеса и щелевыми уплотнениями на 22 %;
- уменьшены диаметры расположения щелевых уплотнений по буртам центробежного колеса на 10%;
- применен шнек переменного шага;
- заужен вход в центробежное колесо на 11%;
- исключены перепускные отверстия в ведущем диске центробежного колеса;
- увеличено число лопаток центробежного колеса с 5 (основных) на 12 (6 основных и 6 дополнительных);
- изменена схема смазки и охлаждения подшипников насоса;
- изменена конструкция щелевого уплотнения, расположенного на переднем бурту центробежного колеса.

Антикавитационные качества насосов ЖРД №1 и №2, определялись по результатам гидравлических испытаний трех экземпляров насоса двигателя №1, трех экземпляров насоса двигателя №2. Результаты испытаний трех экземпляров насоса двигателя №1 представлены в графическом виде на рис. 1.

Для трех экземпляров насоса двигателя №2 на рис. 2. Графики представляют собой зависимость изменения приведенного напора от изменения кави-

тационного запаса Δh на входе в насос. Приведенный напор определяется по формуле (2)

$$H_{пр} = \frac{H_{изм}}{H_{изм.ном}} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где $H_{изм}$ – величина напора для каждой точки кавитационной характеристики;

$H_{изм.ном}$ – величина напора в контрольной точке.

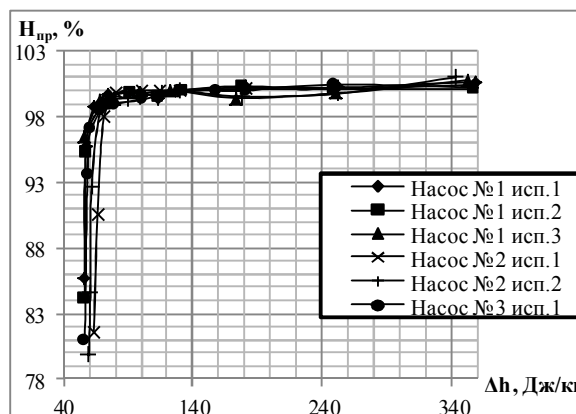


Рис. 1. Кавитационные характеристики трех экземпляров насоса окислителя двигателя №1

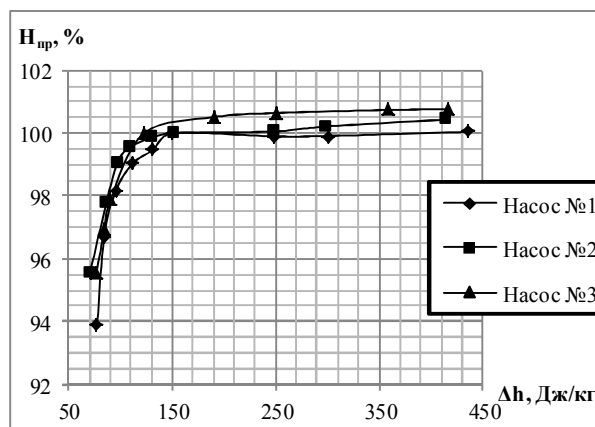


Рис. 2. Кавитационные характеристики трех экземпляров насоса окислителя двигателя №2

Рисунки 1 и 2 иллюстрируют характер кавитационных характеристик насосов окислителя двух двигателей. По характеру изменения приведенного напора от кавитационного запаса на входе в насос можно говорить о том, что падение приведенного напора, связанного с развитием кавитации в насосе двигателя №2, происходит не так резко как в насосе двигателя №1. Это связано с тем, что в насосе окислителя двигателя №2 уменьшен коэффициент диаметра входа в центробежное колесо $K_{D_0} = 5,412$ по

сравнению с насосом окислителя двигателя №1 $K_{D_0} = 6,064$ (см. рис. 3). Пунктирной линией показана проточная часть насоса двигателя №1, сплошной линией показана проточная часть насоса двигателя №2.

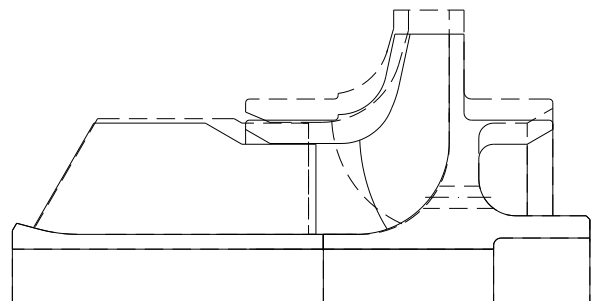


Рис. 3. Сравнение проточных частей насосов окислителя двигателей №1 и №2

При уменьшении коэффициента диаметра входа в центробежное колесо уменьшается интенсивность обратных токов, которые снижают энергетические характеристики насоса, но увеличивают антикавитационное качество насоса.

В насосе двигателя №2 с $K_{D_0} = 5,412$ интенсивность обратных токов снизилась, по сравнению с прототипом (насос двигателя №1) в результате чего приведенный напор насоса более чувствительно реагирует на изменение кавитационного запаса Δh на входе в насос. Падение напора происходит более плавно, по сравнению с насосом прототипом. Это связано с тем, что кавитационная каверна начинает заходить в центробежное колесо при больших значениях кавитационного запаса Δh , нежели у насоса прототипа и с дальнейшим уменьшением Δh плавно увеличивается в объеме, что и приводит к плавному снижению приведенного напора насоса окислителя двигателя №2.

В насосе окислителя двигателя №1 с $K_{D_0} = 6,064$ интенсивность обратных токов велика. Они препятствуют заходу кавитационной каверны в центробежное колесо. Поэтому, приведенный напор насоса окислителя двигателя №1 не снижается при значениях кавитационного запаса Δh , при которых происходит снижение приведенного напора насоса двигателя №2. Но при достижении определенного значения Δh , когда обратные токи уже не могут препятствовать заходу кавитационной каверны в центробежное колесо, происходит резкое увеличение объема кавитационной каверны, что и приводит к более резкому падению приведенного напора по сравнению с насосом двигателя №2.

Для определения значений кавитационного коэффициента быстроходности насосов двигателей

№1 и №2 были использованы их кавитационные характеристики, представленные на рис. 4 и 5.

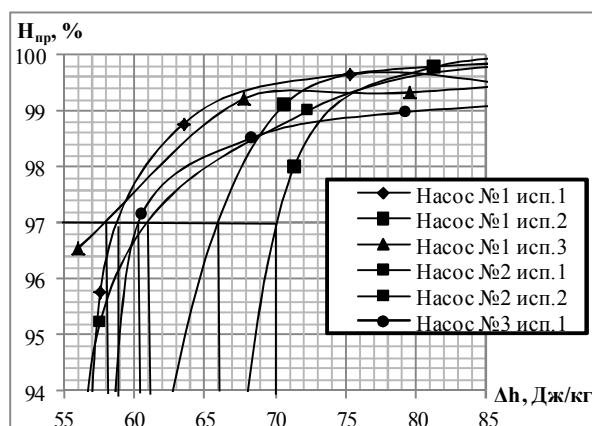


Рис. 4. Определение величины кавитационного срыва для насосов окислителя ЖРД №1

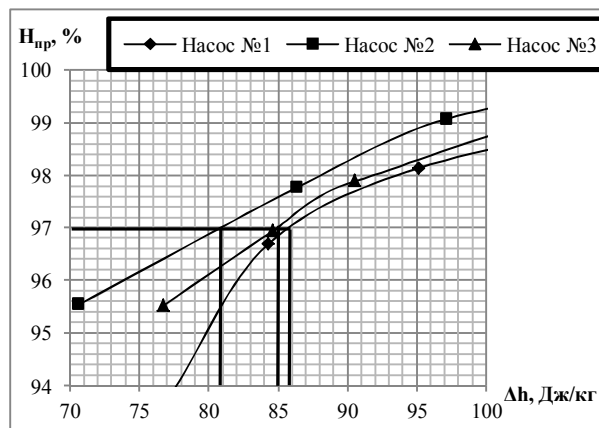


Рис. 5. Определение величины кавитационного срыва для насосов окислителя ЖРД №2

Это те же характеристики, что были приведены выше на рис. 1 и 2, но увеличенные в месте перегиба (падение напора насоса, связанное с кавитационными явлениями) для более точного определения значения кавитационного срыва. Как рекомендует литература по проведению кавитационных испытаний насосов, за величину кавитационного срыва принимают падение напора насоса на 3%, что соответствует второму критическому кавитационному режиму. Вторым кавитационным режимом принято считать точку на кавитационной характеристике, начиная с которой происходит резкое падение всех энергетических параметров шнеко-центробежного насоса.

Как указано в источниках [1 - 4] физически картина второго критического кавитационного режима выглядит следующим образом. При наступлении второго критического кавитационного режима

происходит загромождение кавитационной каверной межлопаточных каналов шнека на входе с резким падением его напора. Шнек уже не выполняет свои функции по обеспечению необходимой энергии потока, которая необходима для безкавитационной работы центробежного колеса. Происходит кавитационный срыв центробежного колеса, то есть наступает падение энергетических параметров всего шнеко-центробежного насоса.

Величины кавитационного запаса на входе в насос, соответствующие принятой выше величине кавитационного срыва для насосов двигателя №1, приведены в таблице 1, для насосов двигателя №2 в таблице 2. Так же в таблицах 1 и 2 приведены величины кавитационного коэффициента быстроходности.

Как видно из таблиц 1 и 2, кавитационный коэффициент быстроходности для насоса окислителя двигателя №1 лежит в диапазоне $C_{кр} = 4414...5114$, для насоса окислителя ЖРД №2 в диапазоне $C_{кр} = 4028,26...4272,36$.

Таблица 1
Кавитационные свойства насосов двигателя №1

№ насоса и № испытания	Кавитационный запас Δh , Дж/кг (критический)	Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$
Насос №1		
испытание №1	58,86	5050
испытание №2	60,822	4927,6
испытание №3	57,879	5114
Насос №2		
испытание №1	70,44	4414
испытание №2	65,92	4638,75
Насос №3	60,55	4944

Таблица 2
Кавитационные свойства насоса двигателя №2

№ насоса	Кавитационный запас Δh , Дж/кг (критический)	Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$
Насос №1	86,33	4028,26
Насос №2	80,44	4272,36
Насос №3	84,65	4119,85

Из всего вышеизложенного следует, что все конструктивные изменения насоса ЖРД №2 привели к ухудшению его антикавитационных качеств по сравнению с насосом окислителя ЖРД №1. Уменьшение кавитационного коэффициента быстроходности лежит в диапазоне $C_{кр} = 384,74...841,64$.

Далее будет рассмотрено, как каждое конкретное конструктивное изменение влияет на величину $C_{кр}$. Анализ влияния конструктивных изменений проводился как расчетным, так и экспериментальным путем. Анализировались кавитационные характеристики шнеко-центробежных насосов как окислителя так и горючего со схожими режимными параметрами, как и у насоса ЖРД №2. Это высокооборотные малорасходные шнеко-центробежные насосы ЖРД без дожигания генераторного газа. Для сравнения величина коэффициента быстроходности (n_s) насоса ЖРД №2 $n_s = 78,4$.

1. Уменьшение зазора между буртами центробежного колеса и щелевыми уплотнениями на 22% привело к увеличению $C_{кр}$ от 2 до 22%. Данный факт был определен по результатам испытаний нескольких насосов одного экземпляра ЖРД. Величина $n_s = 81,3$ для насоса, по результатам испытаний которого проводился анализ.

2. Уменьшение диаметра расположения щелевых уплотнений по буртам центробежного колеса практически не влияет на величину $C_{кр}$. Данный факт был определен расчетным путем, основываясь на результатах испытаний насосов окислителя ЖРД №2

3. Применение шнека переменного шага не оказывает влияния на величину $C_{кр}$. Данный факт был определен по результатам испытаний нескольких насосов одного экземпляра ЖРД. Величина $n_s = 59,4$ для насоса, по результатам испытаний которого проводился анализ. Отличие по параметру n_s объясняется различием по расходу. Расход через насос ЖРД №2 в 3 раза больше чем насоса ЖРД, по результатам испытаний которого проводился анализ.

4. Наличие либо отсутствие перепускных отверстий в ведущем диске центробежного колеса не оказывает влияния на величину $C_{кр}$. Данный факт был определен по результатам испытаний нескольких насосов одного экземпляра ЖРД. Величина $n_s = 66,25$ для насоса, по результатам испытаний которого проводился анализ.

5. Изменение схемы смазки и охлаждения подшипников насоса не оказывает влияния на величину $C_{кр}$. Данный факт был определен расчетным путем, основываясь на результатах испытаний насосов окислителя ЖРД №2 и №1

6. Зауженный вход в центробежное колесо уменьшает величину $C_{кр}$ от 0 до 11 %. Данный факт был определен по результатам испытаний нескольких насосов одного экземпляра ЖРД. Величина $n_s = 46,5$ для насоса, по результатам испытаний которого проводился анализ. Отличие по параметру n_s объясняется различием по напору. Напор насоса окислителя ЖРД №2 на 43,4 % меньше чем у насоса

ЖРД, по результатам испытаний которого проводился анализ.

7. Увеличение числа лопаток центробежного колеса практически не оказывает влияния на величину $C_{кр}$. Данный факт был определен расчетным путем.

8. Изменение конструкция щелевого уплотнения, расположенного на переднем бурту центробежного колеса, уменьшает величину $C_{кр}$ в диапазоне от 7,8 до 16,1 %. Данный факт был определен по результатам испытаний нескольких насосов одного экземпляра ЖРД. Величина $n_s = 81,3$ для насоса, по результатам испытаний которого проводился анализ.

2.2. Анализ кавитационных свойств насоса при работе на жидкости со свободными газовыми включениями

Так же был проведен анализ антикавитационных свойств насосов ЖРД №1 и ЖРД №2 при работе на газожидкостной смеси.

Анализ проводился по результатам гидравлических испытаний двух экземпляров насоса ЖРД №1, одного экземпляра насоса ЖРД №2. Результаты испытаний насосов №1 и №2 ЖРД №1 представлены в графическом виде на рис. 6 и 7. В насосы ЖРД №1 подавали на вход 5, 10, 15 и 20 % свободного газа от номинального расхода рабочей жидкости.

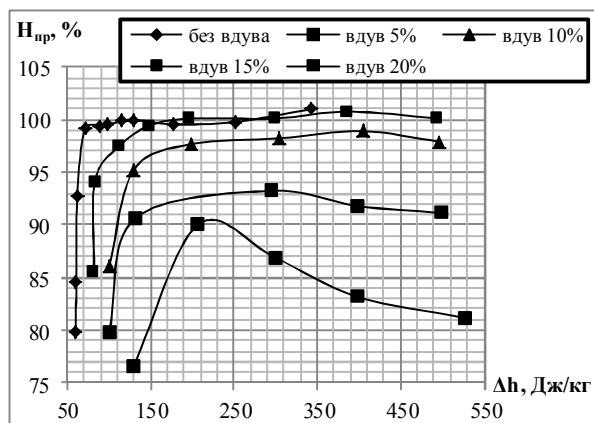


Рис. 6. Кавитационные характеристики насоса окислителя №1 ЖРД №1

Испытания проводились на деаэрированной воде. Для проведения испытаний со вдувом свободного газа испытательный стенд был доработан следующим образом. На входном трубопроводе был установлен специальный коллектор с отверстиями, через которые осуществлялся вдув свободного газа. Вдуваемый газ – воздух. Диаметр и количество отверстий в коллекторе было подобрано таким обра-

зом, чтобы вдуваемый воздух не собирался в единый газовый пузырь, а поступал на вход в насос как облако мелких пузырьков. Коллектор, через который осуществлялся вдув свободного газа, находился на некотором расстоянии от входа в насос. Количество вдуваемого воздуха определялось с помощью ротаметра.

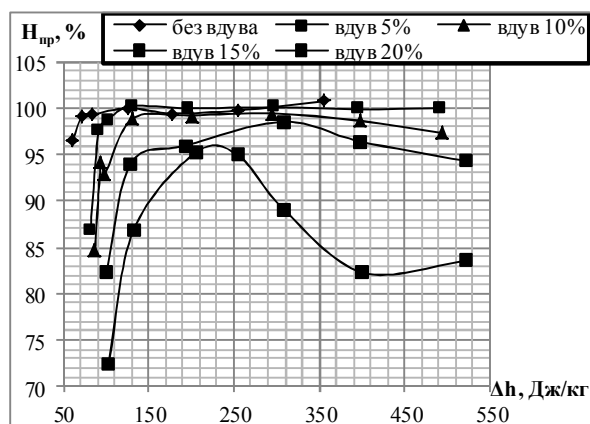


Рис. 7. Кавитационные характеристики насоса окислителя №2 ЖРД №1

Результаты испытаний насоса №3 ЖРД №2 представлены в графическом виде на рис. 8. В насос ЖРД №2 подавали на вход 3,64, 6,07, 8,5 и 10,92 % свободного газа от номинального расхода рабочей жидкости.

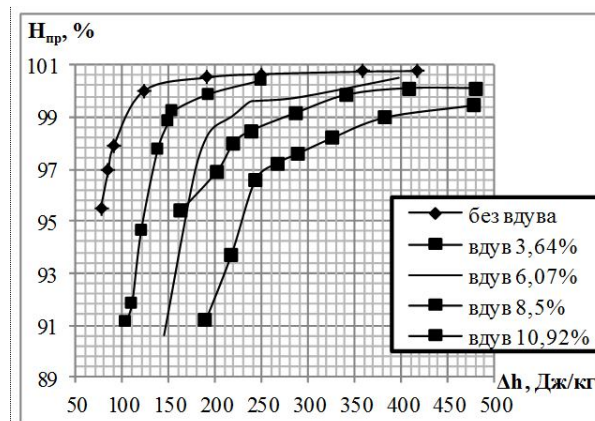


Рис. 8. Кавитационные характеристики насоса окислителя №3 ЖРД №2

Видно, что характеристики, представленные на рис. 6, 7 и 8, отличаются от характеристик, которые представлены на рис. 1 и 2. Поэтому, определение $C_{кр}$ для каждой отдельной характеристики должно рассматриваться в частном порядке.

Для определения $C_{кр}$ при испытании насосов окислителя ЖРД №1 и ЖРД №2 с различной величиной свободного газа на входе в насос использовалась та же методика, что и при испытании насосов

на чистой жидкости, но с некоторыми отличиями. За величину кавитационного срыва так же принималось падение напора насоса на 3%. За точку отсчета принималась точка характеристики, которой соответствует значение контрольной точки при испытании насоса на чистой жидкости ($H_{пр} = 100\%$). Если же такой точки на характеристике не было, или характеристика с первой точки начинала плавно снижаться, за контрольную точку принималась точка, которая находилась непосредственно перед резким падением напора насоса, и от нее отсчитывалось падение напора на 3%.

По определенным величинам СКР для насосов ЖРД №1 и ЖРД №2 при испытании на чистой и газосодержащей жидкости были построены зависимости отношения кавитационного коэффициента быстроходности, определенного для газожидкостной смеси, к кавитационному коэффициенту быстроходности для чистой жидкости ($C_{кр.г}/C_{кр.ж}$) в зависимости от количества свободного газа, подаваемого на вход в насос. Зависимость представлена на рис. 9.

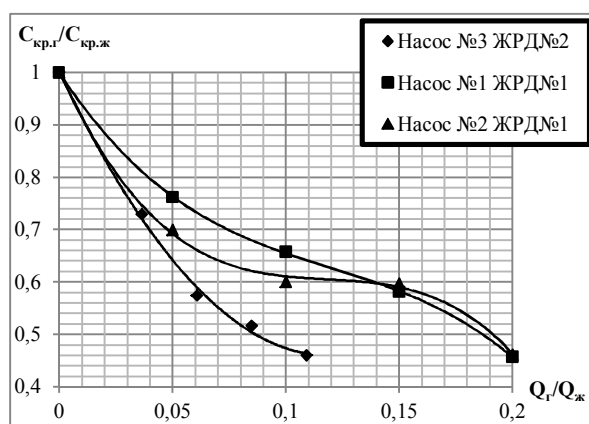


Рис. 9. Зависимость $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$ от количества газа, подаваемого на вход в насос

Как видно из рис. 9, все вышеприведенные конструктивные изменения насоса окислителя ЖРД №2 привели к снижению антикавитационных качеств насоса при работе на газожидкостной смеси.

При увеличении количества свободного газа, подаваемого на вход в насос, разница $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$ между насосами ЖРД №1 и ЖРД №2 увеличивается. К примеру, при величине свободного газа на входе в насос равной 10,92 % от расхода через насос на номинальном режиме, величины $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$ следующие:

- 0,46 – для насоса окислителя №3 ЖРД №2;
- 0,61 – для насоса окислителя №2 ЖРД №1;
- 0,66 – для насоса окислителя №1 ЖРД №1.

К сожалению, определить какие именно конструктивные изменения оказали негативное влияние на антикавитационные качества насоса при его работе на газожидкостной смеси, не представляется возможным. Так как испытания насоса на газожидкостной смеси проводятся на завершающей стадии конструкторской отработки насоса, когда все изменения уже внесены в конструкцию. Можно предположить, что все вышеприведенные конструктивные изменения, упомянутые в подразделе 2.1, аналогично влияют на кавитационные свойства насоса при его работе на газожидкостной смеси. По сути, испытания насоса на газожидкостной смеси необходимы для определения точки кавитационного срыва насоса при определенной величине свободного газа на входе в насос. В принципе, изменение конструкции насоса возможно, если испытания насоса на газожидкостной смеси не будут удовлетворять требованиям технического задания на разработку насоса, однако при анализе многочисленных отчетов и литературных источников автором данной работы такого факта замечено не было.

Выводы

1. Был проведен анализ кавитационных характеристик насосов ЖРД №1 и ЖРД №2, в ходе которого было установлено, что все конструктивные изменения насоса окислителя ЖРД №2 привели к снижению величины $C_{кр}$ в диапазоне от 8,7 до 16,5 % по сравнению с насосом ЖРД №1

2. Конструктивные изменения оказывают следующее влияние на $C_{кр}$:

- изменение №1 повышает $C_{кр}$ от 2 до 22%;
- изменения №2...5 и изменение №7 не оказывают влияния на $C_{кр}$;
- изменение №6 уменьшает величину $C_{кр}$ от 0 до 11 %, изменение №8 уменьшает величину $C_{кр}$ от 7,8 до 16,1 %

3. Проведенные испытания насосов ЖРД №1 и ЖРД №2 на газожидкостной смеси так же показали, что все вышеприведенные конструктивные изменения насоса окислителя ЖРД №2 привели к снижению антикавитационных качеств насоса. При увеличении количества свободного газа, подаваемого на вход в насос, разница $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$ между насосами окислителя ЖРД №1 и ЖРД №2 увеличивается.

4. При величине свободного газа на входе в насос равной 10,92 % от расхода через насос на номинальном режиме, величина $C_{кр.г}/C_{кр.ж}$ для насоса ЖРД №2 уменьшается на 15...20%.

Литература

1. Чебаевский, В. Ф. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов [Текст] / В. Ф. Чебаевский, В. И. Пертов. – М. : Машиностроение, 1973. – 152 с.
2. Петров, В. И. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах [Текст] / В. И. Пертов, В. Ф. Чебаевский. – М. : Машиностроение, 1982. – 192 с.
3. Овсяников, В. Б. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / В. Б. Овсяников, Б. И. Боровский. – М. : Машиностроение, 1986. – 376 с.
4. Боровский, Б. И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов [Текст] / Б. И. Боровский. – М. : Машиностроение, 1989. – 181 с.
5. Characterization of Cavitation Instabilities in Axial Inducers by Means of High-Speed Movies [Text] / Angelo Cervone, Lucio Torre, Domenico Fotino et al. // ALTA S.p.A., 2006. – 11 p.
6. Пат. 6505463 США МПК F02K9/48 Pre-burner operating method for rocket turbopump [Text] / William D. Kruse, Thomas J. Mueller, John J. Weede (США), правообладатель Northrop Grumman Corporation. – № 20020148215 ; заявл. 17.01.2001 ; опубл. 14.01.2003, Бюл № 09/761,957. – 5 с.
7. Пат. 6640536 США МПК F02K9/50, F02K9/48, F02K9/46, F02K9/72, F02K9/56 Hybrid rocket motor using a turbopump to pressurize a liquid propellant constituent [Text] / Korey R. Kline, Kevin W. Smith, Eric E. Schmidt, Thomas O. Bales, правообладатель Hy Pat Corporation (Miami, FL).

– № 20030136111 заявл. 22.01.2002 ; опубл. 4.11.2003, Бюл № 10/054,646. – 11 с

References

1. Chebaevskiy, V. F., Petrov, V. I. *Kavitacionue harakteristiki vusokooborotnuh shneko-centrobnegnuh nasosov* [Cavitation characteristics of high-speed inducer-centrifugal pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1973. 152 p.
2. Petrov, V. I., Chebaevskiy, V. F. *Kavitaciya v vusokooborotnuh lopastnyh nasosah* [Cavitation in high-speed scapular pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1982. 192 p.
3. Ovsyanikov, V. B., Borovskiy, B. I. *Teoriya i raset agregatov pitaniya gudkostnyh raketnyh dvigsteley* [Theory and calculation of power units for liquid rocket engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1986. 376 p.
4. Borovskiy, B. I. *Energeticheskie parametru I harakteristiki vusokooborotnuh lopastnyh nasosov* [Energy parameters and characteristics of high-speed scapular pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 181 p.
5. Cervone, Angelo., Torre, Lucio., Fotino, Domenico., d'Agostino, Luca. Characterization of Cavitation Instabilities in Axial Inducers by Means of High-Speed Movies [present paper]. ALTA S.p.A., 2006. 11 p.
6. Kruse, William D., Mueller, Thomas J., Weede, John J. *Pre-burner operating method for rocket turbopump*. Patent USA, №.6505463, 2003.
7. Kline, Korey R., Smith, Kevin W., Schmidt, Eric E., Bales, Thomas O. *Hybrid rocket motor using a turbopump to pressurize a liquid propellant constituent*. Patent USA, №.6640536, 2003.

Поступила в редакцию 2.06.2018, рассмотрена на редколлегии 25.07.2018

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ШНЕК-ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НА ЙОГО КАВІТАЦІЙНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ

Г. В. Назаренко, П. П. Філіпенко, С. О. Дешевих

Проведено аналіз кавітаційних характеристик насосів окислювача двох ЖРД при роботі на рідині без вільних газових включень. В ході аналізу було визначено, як конструктивні особливості впливають на характер кавітаційної характеристики. Також встановлено як конкретна конструктивна зміна впливає на величину кавітаційного коефіцієнта швидкохідності. Крім вищенаведених досліджень був проведений аналіз кавітаційних характеристик насосів при роботі на газорідинній суміші. За результатами аналізу була побудована залежність зниження кавітаційного коефіцієнта швидкохідності від кількості вільного газу, що подається на вхід в насос. Результати проведеного дослідження дозволяють ще на етапі проектування оцінювати величину кавітаційного зриву насоса в залежності від конструктивних особливостей його проточної частини при роботі на чистій рідині і газорідинній суміші.

Ключеві слова: кавітація, насос окислювача, чиста рідина, газорідинна суміш.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE FLOWING PART OF A INDUCER-CENTRIFUGAL PUMP FOR ITS CAVITATIONAL CHARACTERISTICS

G. V. Nazarenko, P. P. Filipenko, S. A. Deshevykh

The phenomenon of cavitation is inherent in all vane machines, the working medium of which is liquid. With a certain combination of input pressure, flow rate, rotor speed, and the gas saturation of the working fluid in the vane machine, cavitation may occur. Cavitation negatively affects the power characteristics of the vane machines. It leads

to a drop in the power parameters for the pumps and damage to their flowing parts. And also at times increases the pulsation of pressure at the pump outlet and vibration. This is especially dangerous for LPRE chambers, as the pulsation of pressure leads to the appearance of low-frequency oscillations of the chamber itself. Therefore, it is so important, even at the design stage, to determine the cavitation perfection of the LPRE vane pump and take measures to increase it.

When developing the RD861K engine, high demands were placed on the power perfection of the oxidizer pump. The efficiency of the oxidizer pump RD861K should be 5% higher than that of the oxidizer pump RD861 (pump prototype).

To increase the efficiency of the oxidizer pump RD861K, a number of design changes were required in its design, most of which were aimed at improving the flowing part of the pump. These works were successful, the required efficiency was achieved. However, some of the taken measures taken had a negative impact on the cavitation perfection of the pump. Therefore, this study is devoted to a comparative analysis of the cavitation perfection of two designs of oxidizer pumps of RD861 and RD861K engines. During the analysis, it was determined how the design features affect the nature of the cavitation characteristic. It is also established how a concrete design change affects the value of the cavitation specific velocity of the pump. In addition to the above studies, an analysis was made of cavitation characteristics of pumps operating on a gas-containing liquid. Based on the results of the analysis, the dependence of the decrease in the cavitation specific velocity of the pump on the amount of free gas supplied to the inlet to the pump was constructed. The results of this study allow us to estimate the magnitude of cavitation pump failure at the design stage, depending on the design features of its flowing part when working on pure liquid and on the gas-liquid mixture.

Keywords: cavitation, oxidizer pump, pure liquid, gas-liquid mixture.

Назаренко Георгий Владимирович – инженер-конструктор 1 категории ГП «КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail:GeorgNazarenko@gmail.com.

Филиппенко Павел Петрович – начальник группы ГП «КБ «Южное», Днепр, Украина. e-mail:GeorgNazarenko@gmail.com.

Дешевых Сергей Алексеевич – начальник сектора ГП «КБ «Южное», Днепр, Украина. e-mail:GeorgNazarenko@gmail.com.

Nazarenko Georgiy Vladimirovich – design engineer 1 category Yuzhnoye State Design Office, Dnepr, Ukraine, e-mail:GeorgNazarenko@gmail.com.

Filipenko Pavlo Petrovutsch – head of group Yuzhnoye State Design Office, Dnepr, Ukraine, e-mail:GeorgNazarenko@gmail.com.

Deshevykh Sergii Oleksiyovutch – head of sector Yuzhnoye State Design Office, Dnepr, Ukraine, e-mail:GeorgNazarenko@gmail.com.