

УДК 621.6

Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса жидкостных ракетных двигателей

Клименко Д.В.^{1*}, Тимушев С.Ф.^{1}, Корчинский В.В.^{2***}**

¹*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

²*Научно-производственное объединение «Энергомаш» имени академика В.П. Глушко», Бурденко, 1, Химки, Московская область, 141400, Россия*

**e-mail: srmitriy@gmail.com*

***e-mail: irico.harmony@gmail.com*

****e-mail: korvv50@gmail.com*

Аннотация

Применение трубчатых направляющих аппаратов позволяет сгладить импульс давления при прохождении рабочей лопатки, снизить амплитуду пульсаций давления и вибрации, а также существенно повысить динамическую прочность конструкции. Объясняется механизм снижения пульсаций давления и вибрации корпуса насоса при применении трубчатого направляющего аппарата. Актуальной проблемой является численное моделирование нестационарного потока в насосе для анализа вариантов отводов и их оптимизацией. Расчётный анализ проведён с применением метода «скользящих сеток». Приведены результаты расчётов и сравнительного анализа вариантов направляющего аппарата высокооборотного шнекоцентробежного насоса. В ходе вычислительных экспериментов определены

сигналы и спектры пульсаций давления в разных точках отвода, а также энергетические параметры и потери энергии в отводе.

Ключевые слова: шнекоцентробежный насос, трубчатый направляющий аппарат пульсации давления, частота следования лопаток.

Обозначения

t	-	<i>время</i>
P	-	<i>давление</i>
V	-	<i>скорость жидкости</i>
k	-	<i>кинетическая энергия турбулентности</i>
ε	-	<i>скорость диссипации</i>
μ	-	<i>молекулярная вязкость</i>
μ_t	-	<i>турбулентная вязкость</i>
ρ	-	<i>плотность жидкости</i>

1 Введение

Важной задачей является повышение вибронадёжности турбонасосных агрегатов подачи ЖРД. Наиболее мощным источником вибрации являются высокооборотные шнекоцентробежные насосы. В спектрах пульсаций давления, вибрации и динамической деформации корпуса шнекоцентробежного насоса доминируют тональные компоненты на частоте следования рабочих лопаток и их гармониках. Эти колебания обусловлены нестационарным гидродинамическим взаимодействием неравномерного потока, выходящего из центробежного колеса, с

лопатками направляющего аппарата. Проблема снижения вибраций шнекоцентробежных насосов в составе турбонасосных агрегатов подачи (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) имеет критическое значение для обеспечения многоразового использования реактивных двигателей. Исследованию пульсаций давления рабочей жидкости, вибрации и шума центробежных насосов и других турбомашин посвящено много работ [5]. Очевидно, что при больших скоростях вращения ротора, что характерно для современных ТНА, гидродинамические источники дают основной вклад в энергетику вибрации. Экспериментальные данные показывают прямую связь между пульсациями давления в проточной полости ТНА и его виброакустическими характеристиками. Наличие интенсивных пульсаций давления характерно для всех типов центробежных насосов. При определенных условиях пульсации давления в проточной части центробежного насоса, например, в спиральной камере отвода, могут достигать величин, опасных для целостности конструкции. Изучение пульсаций давления в рабочей полости насоса даёт информацию о нестационарных нагрузках, действующих на элементы конструкции ТНА - лопатки направляющего аппарата, рабочего колеса, корпус отвода и сборник центробежного насоса или лопатки рабочего колеса и соплового аппарата турбины. На Рисунок 1 показаны спектры пульсаций давления в полости сборника, вибраций корпуса направляющего аппарата и динамической деформации в зоне сварного соединения сборника с корпусом направляющего аппарата для одного из шнекоцентробежных насосов [7]. Из этих данных видна прямая связь между пульсациями давления в проточной части

и нестационарными нагрузками, действующими на ответственные элементы конструкции.

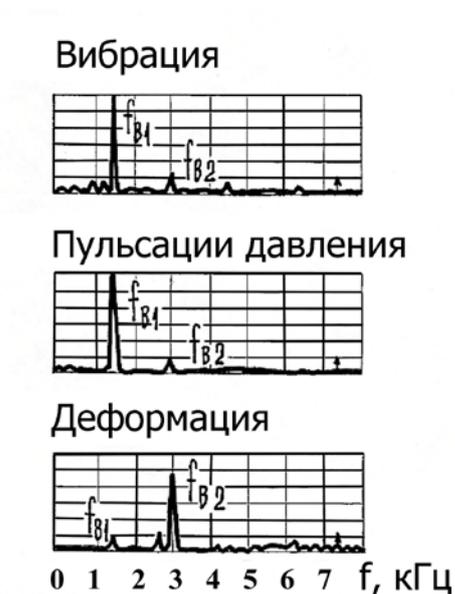


Рисунок 1. Амплитудно-частотные спектры шнекоцентробежного насоса

Спектральный состав вибрации и пульсаций давления в центробежных насосах представлен широкополосным фоном и ярко выраженными дискретными составляющими, уровень которых доминирует в спектрах пульсаций давления и вибраций. Этот вид нестационарных процессов присущ центробежным насосам, как и всем лопаточным машинам: он обусловлен шаговой неравномерностью потока на выходе из рабочего колеса. Поток в межлопаточном канале и на выходе центробежного колеса можно подразделить на две области - высокоэнергетическую струю и низкоэнергетическую зону следа. Такой характер течения определяет существенную неравномерность по шагу решетки колеса относительных и абсолютных скоростей и углов потока, так как низкоэнергетическая зона примыкает к нерабочей стороне лопатки. При прохождении лопаток рабочего колеса,

вследствие рассмотренной выше неоднородности потока, происходит периодическое, с частотой следования рабочих лопаток, изменение давления в каждом канале направляющего аппарата и сборнике насоса. Особенно резкое изменение параметров потока происходит вблизи входных кромок лопаток направляющего аппарата и на языке улитки [1,2]. В результате нестационарного гидродинамического взаимодействия указанной неравномерности потока (вращающейся вместе с рабочим колесом) с отводящим устройством насоса возникают колебания на частотах, кратных частоте вращения ротора, включая так называемую частоту следования лопаток (ЧСЛ) и её высшие гармоники. Эти колебания могут быть особенно опасны при совпадении с собственными резонансными частотами элементов конструкции [4]. Одним из факторов снижения вибрации и пульсаций давления ЧСЛ является изменение геометрии направляющего аппарата (НА) - увеличение радиального зазора между центробежным колесом и входными кромками направляющих лопаток, применение «скоса» входных кромок НА, применение трубчатого НА. Опыт разработки ТНА ЖРД в ОАО «НПО Энергомаш» [3] подтверждает эффективность применения трубчатого направляющего аппарата: Вместо лопаточного направляющего аппарата применяется отвод с круглыми сечениями каналов, что позволяет повысить динамическую прочность корпуса насоса, в том числе за счет исключения тонких кромок и концентраторов напряжений. В настоящее время актуальной задачей является разработка методики концептуального профилирования трубчатого направляющего аппарата и оптимизация его геометрии для снижения пульсаций

давления и вибрации при сохранении высоких энергетических параметров.

2 Численный метод

Для численного моделирования используется математическая модель несжимаемой жидкости с применением k - ε модели турбулентности [8].

В модели используются следующие уравнения в форме Навье-Стокса (осреднённые по объёму ячейки сетки) (1) с учётом уравнения неразрывности (2) :

Уравнения Навье-Стокса

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla((\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T)) \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (2)$$

Эти уравнения дополнены соответствующими уравнениями модели турбулентности. Турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k - ε следующим образом

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

Уравнения модели турбулентности

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}k) = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{G}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \quad (4)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\mathbf{V}\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left(C_1 \frac{G}{\rho} - C_2 (\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \right) \quad (5)$$

где ε_{ini} – начальное значение турбулентной диссипации. Через G обозначено выражение

$$G = \mu_{eff} \frac{\partial \mathcal{N}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \mathcal{N}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathcal{N}_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

Значения параметров модели турбулентности равны:

$$\sigma_k=1; \sigma_\varepsilon=1,3; C_\mu=0.09; C_1=1,44; C_2=1,92; \quad (7)$$

Граничное условие на стенке задается с использованием численной аппроксимации логарифмического закона для тангенциальной компоненты скорости.

В качестве граничного условия на входе в расчетную область устанавливается нулевое статическое давление, то есть давление, равное опорному значению, которое принято равным 101000 Па. Объёмный расход задаётся значением нормальной компоненты скорости в выходном сечении расчётной области.

Численный метод реализован на сетке с ячейками в форме параллелепипедов, локальной адаптацией вблизи твердых границ и интерфейсов «скользящая поверхность», а также подсеточным разрешением сложной геометрии. Во всей расчетной области вводится начальная прямоугольная сетка. Определяются зоны с особенностями геометрии или течения вблизи границ, в которых необходимо провести расчёт на более густой, чем начальная, сетке. Это обеспечивается

заданием адаптации сетки вблизи соответствующего граничного условия. При этом расчётная ячейка в зоне адаптации делится на 8 равных ячеек. Далее, если необходимо, ячейки делятся еще раз и так до достижения необходимого уровня адаптации. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т.д. При генерации сетки накладывается условие, что грани и ребра могут граничить друг с другом только ячейками с номерами уровней, отличающимися не более, чем на единицу. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ. Ячейки, через которые проходит граница, расщепляются на 2, 3 и т.д. ячеек. При этом они теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы, в которых аппроксимируются уравнения математической модели.

В реализации численного метода используются так называемые «скользящие поверхности».

Передача параметров потока из вращающейся в неподвижную область расчёта производится через специальный интерфейс «скользящая поверхность», который обеспечивает интерполяцию параметров потока с учетом «виртуального» углового смещения сеток ротора и статора.

Поскольку обмен данными между ротором и неподвижными подобластями выполняется с помощью интерполяции на границе подобластей – на «скользящих» поверхностях, временной шаг итерационной процедуры выбирается так, чтобы в течение одной итерации взаимное смещение подобластей не превышало

минимальных размеров ячейки конечно-разностной сетки в зоне «скользящих» поверхностей.

3 Расчётная область.

Расчётная область состоит из трёх подобластей - подвода, ротора и отвода, виртуально объединённых по «скользящим поверхностям».

На рисунке 2 показана расчетная сетка, адаптированная к особенностям геометрии проточной части для шнекоцентробежного насоса с трубчатым направляющим аппаратом и одновитковым спиральным отводом.

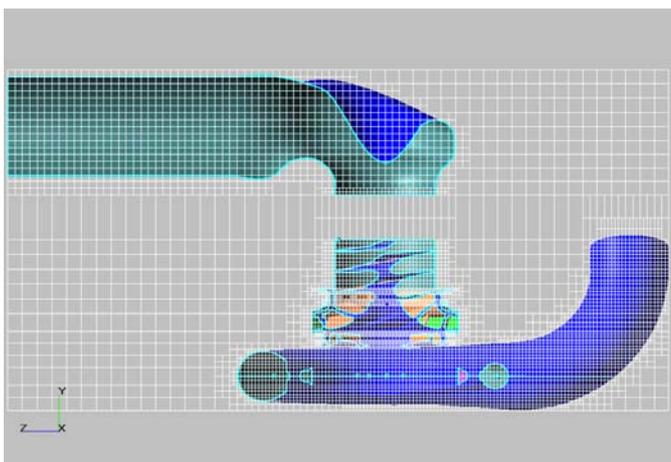


Рисунок 2 Расчетная сетка для одновиткового отвода с трубчатым НА

4 Геометрия вариантов отвода насоса

На рисунке 3 показана геометрия входной части отвода направляющего аппарата, которая в значительной степени влияет на амплитуду пульсаций давления и вибраций насоса на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках.

Трубчатый НА формирует на входном участке эллиптическую входную кромку, которая способствует «сглаживанию» генерируемого импульса давления

при прохождении лопаток центробежного колеса.

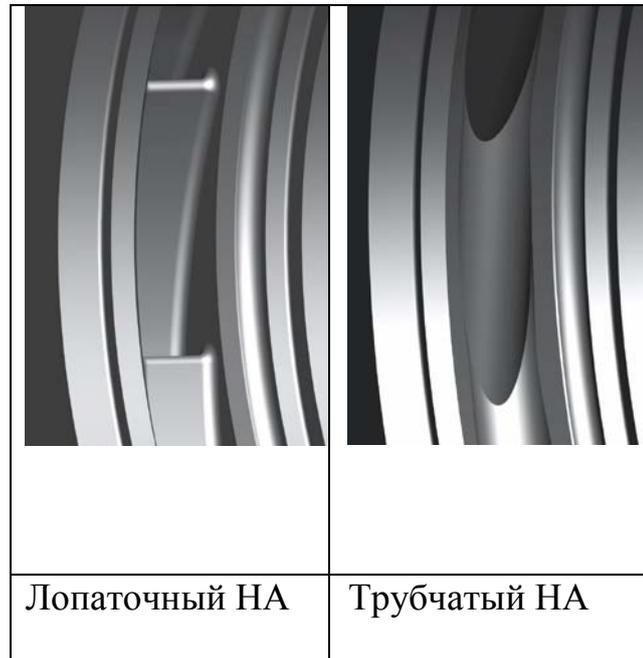


Рисунок 3 Геометрия входного участка направляющего аппарата

На рисунке 4 эллиптическая входная кромка показана кривой $M\Gamma'M'$.

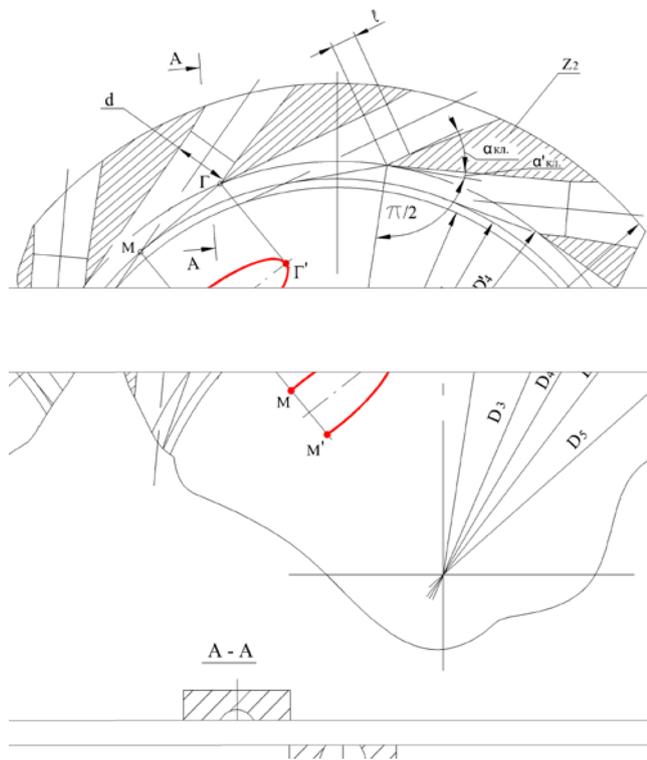


Рисунок 4 Трубчатый направляющий аппарат с круглыми каналами.

В ходе вычислительных экспериментов проведён расчетный анализ для подтверждения характеристик трубчатого НА путем сравнения потерь энергии и пульсаций давления в каналах НА. В таблице 1 приведены данные сравнения потерь полного давления для лопаточного направляющего аппарата (прямоугольный канал) и для трубчатого НА (круглый канал).

Таблица 1 Потери полного давления в различных вариантах конструкций НА

Вариант отвода (форма сечения)	Потери полного давления, Па
Лопаточный НА (прямоугольная)	8,31E+06
Трубчатый НА (круглая)	6,88E+06

Анализ потерь энергии в исследованных направляющих аппаратах показал, что наименьшие потери полного давления – 6,88 МПа достигаются в трубчатом НА. В лопаточном НА (прямоугольное сечение) потери выше на 0,15 МПа. и Пульсации давления в каналах НА фиксировались в трех точках на входе, на выходе и в середине канала направляющего аппарата. На рисунках 5 и 6 приведены расчетные значения(P') и амплитуды спектральных составляющих(A) пульсаций давления.

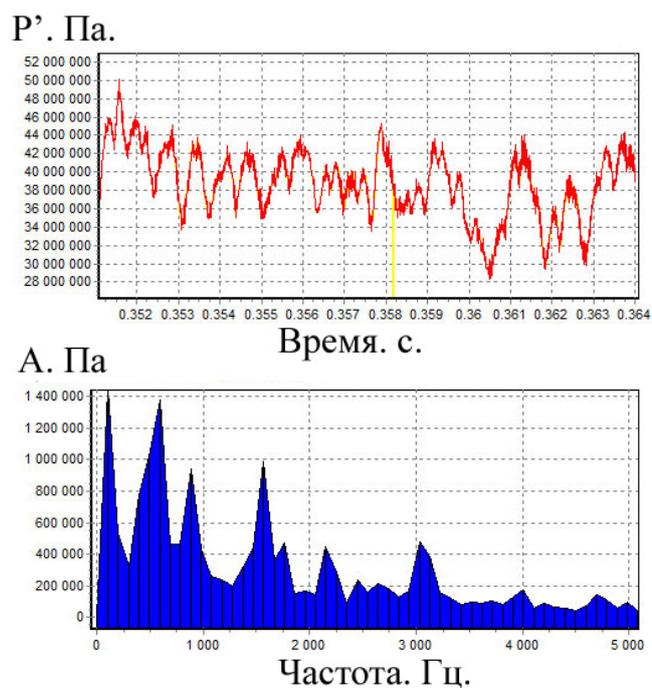


Рисунок 4. Пульсации давления на входе лопаточного НА

Пульсации ЧСЛ в спектрах выделяются на тональных компонентах 1540 Гц и 3080 Гц. Эти компоненты соответствуют прохождению основных (длинных) семи лопаток и второй гармонике ЧСЛ, высокая амплитуда которой обусловлена наличием семи дополнительных (укороченных) лопаток, расположенных между основными лопатками.

Применение трубчатого НА снижает амплитуду первой гармонике ЧСЛ в два раза.

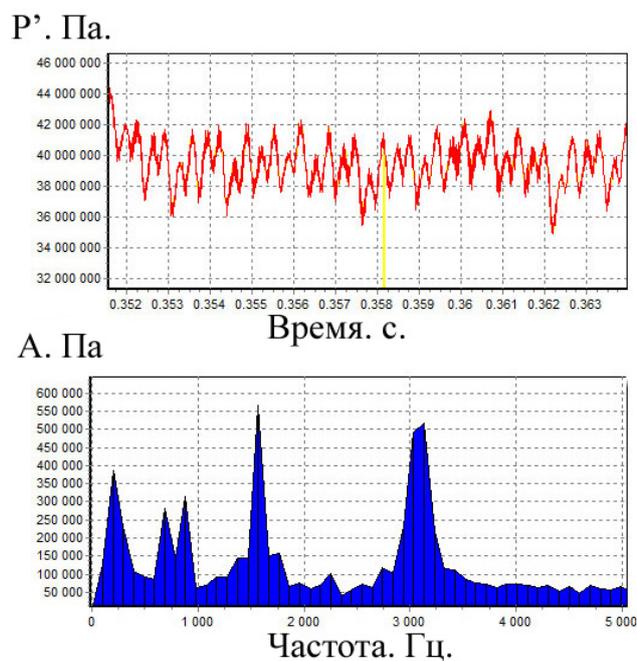


Рисунок 5. Пульсации давления на входе трубчатого НА

Аналогичный результат получен и в экспериментальных данных, где пульсации давления измерялись в выходном патрубке насоса.

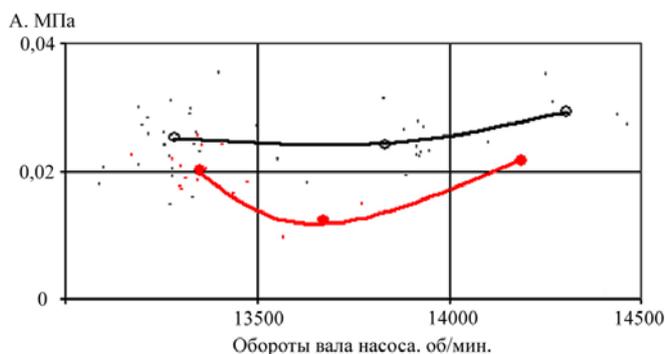


Рисунок 6. Пульсации давления на 1-ой гармонике ЧСЛ в зависимости от числа оборотов насоса: ○ – лопаточный направляющий аппарат. ● – направляющий аппарат с каналами круглого сечения.

Заключение

Сравнительный анализ результатов численного моделирования

нестационарного течения в шнекоцентробежном насосе ЖРД с разными вариантами направляющих аппаратов показал, что новый трубчатый направляющий аппарата с круглыми проходными сечениями каналов обеспечивает снижение амплитуды пульсаций давления на первой гармонике частоты следования лопаток в два раза, а также снижение потерь полного давления. Эти результаты подтверждаются экспериментальными данными.

Библиографический список

1. Иванюшин А.А., Наконечный Л.П. Экспериментальное исследование пульсаций давления за центробежным колесом // Гидравлические машины. 1980, №14. С. 30-33.
2. Измайлов Р.А., Караджи В.Г., Соломахова Т.С. Повышение эффективности вентиляторных установок. - М., Машиностроение, 1982. – 192 с.
3. Корчинский В.В., Ромасенко Е.Н., Суворов А.П. Сравнительный анализ виброактивности насосов окислителя ЖРД РД171 и РД171М с направляющими аппаратами разной конструкции. Сборник трудов НПО Энергомаш №29. 2012г. С. 135-148.
4. Покровский Б.В., Рубинов В.Я. О снижении дискретных составляющих от неоднородности потока в спектре вибрации центробежного насоса // Тезисы докладов семинара “Вопросы гашения вибраций и шумов в конструкциях и машинах”. - Киров, 1970. С. 23-25.
5. Тимушев С.Ф., Толстикова Л.А., Юновидов С.А. Пульсации давления и

вибрации центробежных насосов // Обзор по материалам отечественной и зарубежной печати за 1960--1983гг. ГОНТИ-17. серия IV. №42(22). 1985. С. 35-43.

6. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium.
7. Timouchev S., Turret J., Numerical Simulation of BPF Pressure Pulsation Field In Centrifugal Pumps. 19th International Pump Users Symposium, Houston, Texas (USA) 25-28 Feb 2002. Proceedings, pp.85-105.
8. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc., 460 p.