

УДК 621.59

С.Ф. Тимушев,
С.Ю. Федосеев

Московский
авиационный институт
(национальный исследовательский
университет)
Волоколамское шоссе, д. 4,
г. Москва, А-80, ГСП-3,
Российская Федерация
125993
irico.harmony@gmail.com

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОНАЛЬНЫХ КОМПОНЕНТ СПЕКТРА ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ШНЕКОВОЙ СТУПЕНИ БУСТЕРНОГО ТУРБОНАСОСА ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Бустерный насосный агрегат, обеспечивающий требуемый кавитационный запас для работы основного насоса системы питания жидкостного ракетного двигателя, работает в условиях повышенной виброактивности. Численное моделирование нестационарного течения в бустерном насосном агрегате позволяет проанализировать амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления, генерирующих вибрацию корпуса насоса. По результатам вычислительного эксперимента проанализированы, сигналы пульсаций давления, как на входе в шнековое колесо, так и на выходе из него, определены их источники.

Ключевые слова: бустерный насосный агрегат; гидродинамическая вибрация; нестационарная вычислительная гидродинамика; спектры пульсаций давления; частота следования лопаток.

1 Введение

Одним из факторов, существенно снижающих надёжность и ресурс работы насосного оборудования, является повышенная виброактивность. Выделяют две основные группы источников возникновения вибрации и шума. К первой группе относят механические источники вибрации. Основными среди них являются дисбаланс ротора, несоосность вала, подшипники. Вторая группа источников характеризуется взаимодействием между перекачиваемой насосом жидкостью и элементами его проточной части. Источники, относящиеся ко второй группе, принято называть гидродинамическими источниками вибрации. Наиболее часто среди них выделяют: кавитационные процессы, вихреобразование и пульсации давления на лопаточных частотах. В настоящей работе на примере бустерного насосного агрегата исследуется возможность определения амплитудно-частотных характеристик гидродинамических возмущающих сил, генерирующих вибрацию корпуса насоса.

2 Постановка расчётной задачи

Задача решается методами вычислительной гидродинамики с применением программного комплекса Flow Vision [1]. Для моделирования течения используется трёхмерная геометрическая модель статора про-

точной части бустерного насосного агрегата (рисунок 1).

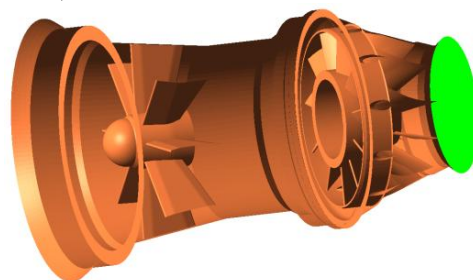


Рисунок 1. Геометрическая модель статора

В геометрической модели статора прорисованы: восемь пилонов и обтекатель на входе в насос, сопловой аппарат турбины с одиннадцатью соплами, выходной направляющий аппарат с одиннадцатью лопатками и внутренние стенки корпуса насоса. Отдельно в расчётную область импортируется ротор - шнековое колесо с тремя лопастями переменного шага, что позволяет применить встроенную во FlowVision 2.5 опцию «подвижное тело» для моделирования вращения ротора насоса с частотой 5720 об/мин (рисунок 2).

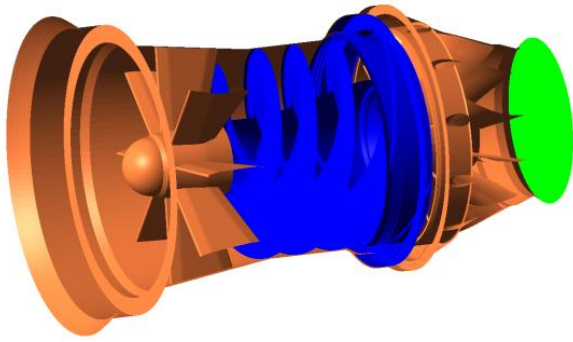


Рисунок 2. Расчётная область с импортированным подвижным телом

Граничные условия, заданные на входе и выходе из насоса, позволили обеспечить течение жидкости (воды) через насос с расходом 257,4 кг/с. При этом на входе было заранее определено значение давления, равное одной атмосфере, а на выходе скорости – 10,68834 м/с. При описания течения в насосе в процессе расчёта используется k - ε модель турбулентности [2] для несжимаемой жидкости.

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

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

где ε_{ini} – начальное значение турбулентной диссипации. Через G для сокращения формы записи уравнений обозначено выражение

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

Значения параметров k - ε модели равны:

$$\sigma_k = 1; \quad \sigma_\varepsilon = 1.3; \quad C_\mu = 0.09; \quad C_1 = 1.44; \quad C_2 = 1.92$$

Численное моделирование основано на использовании метода конечных объёмов на прямоугольной сетке. Для повышения точности расчёта сетка адаптируется в местах со сложной геометрией, при этом каждая ячейка начальной сетки, которая входит в область адаптации), разбивается на 8 ячеек меньшего размера. Такой процесс может происходить несколько раз для достижения необходимого сгущения сетки.

Дополнительно используется подсеточная адаптация, когда ячейка, пересекающаяся границей расчётного объёма, разбивается на произвольные многогранники. Конечное

количество расчётных ячеек составляет 1 475 298 (рисунок 3). Благодаря выбранному количеству расчётных ячеек стало возможным рассчитать течение в радиальном зазоре и учесть потери, возникающие при перетекании жидкости на периферии лопаток.

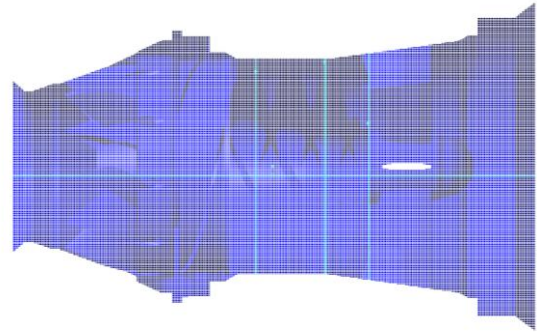


Рисунок 3. Расчётная сетка

По результатам расчёта полученный напор составляет 80,68 метра, а по экспериментальным данным колеблется в диапазоне от 83 до 88 метров. Расхождение расчётных и экспериментальных данных обусловлено тем, что моделирование турбины бустера не проводилось, параметры течения в этой зоне отличаются от реальных, что приводит к дополнительным гидравлическим потерям.

3 Результаты моделирования трёхмерных нестационарных течений в насосе

В процессе нестационарного расчёта, после достижения сходимости в разных точках проточной части фиксировалось статическое давление. В точке, расположенной между пилонами на входе в шнековое колесо, сигнал пульсаций давления и спектр представлены на рисунке 4.

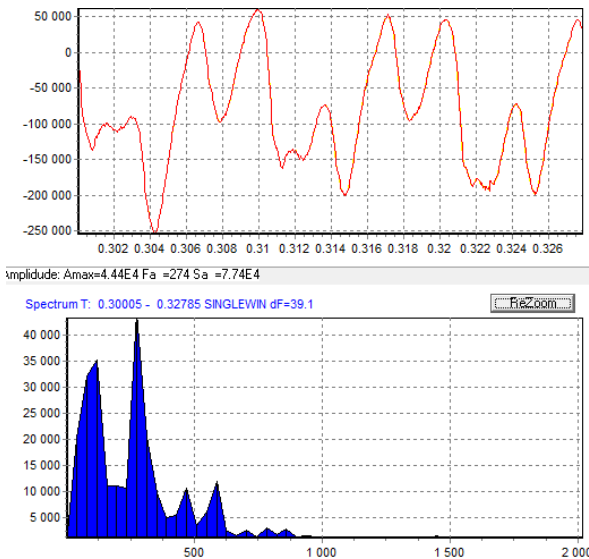


Рисунок 4. Спектр пульсаций давления на входе в шнек

Анализ спектра делает возможным определение источников пульсаций давления. Рассмотрим основные тональные компоненты спектра в направлении возрастания частоты. Частота первой компоненты совпадает с частотой вращения ротора -95.33 Гц., вторая компонента спектра совпадает с частотой следования лопаток шнека-285.99 Гц. Третья и четвертая компоненты соответствуют пятой роторной гармонике и второй лопаточной гармонике.

Детальный анализ сигнала позволил выдвинуть предположение о биении частот вблизи роторной. Предполагается, что вблизи указанной точки, пульсации давления на роторной частоте обусловлены двумя эффектами. Первый эффект связан с изменением поля давления вследствие вращения ротора. Второй эффект обусловлен вихревым движением в зоне между выходными кромками пилонов и входными кромками шнека. При этом энергия от ротора передается парциально с частотой, близкой к роторной, через вторичные течения в жидкости (рисунок 5).

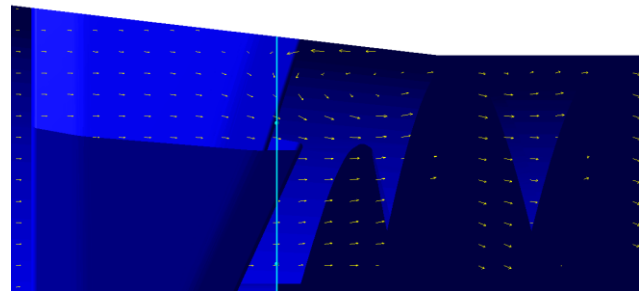


Рисунок 5. Вторичные течения на входе в насос

Проверка выдвинутой гипотезы требует анализа изменения компонент спектра во времени. Если такие изменения будут присутствовать для роторной частоты, то это будет свидетельствовать о наличии биения на частотах, близких к роторной. В случае, если изменения амплитуды пульсаций давления на роторной частоте не будет, то это свидетельствует о модуляциях функции, описывающей сигнал пульсаций давления на роторной частоте.

Запись данных о пульсациях давления проводилась и на выходе из шнекового колеса. Роторная частота здесь проявилась слабо. Преобладают тональные компоненты спектра обусловленные воздействием на частотах следования лопаток (рисунок 6).

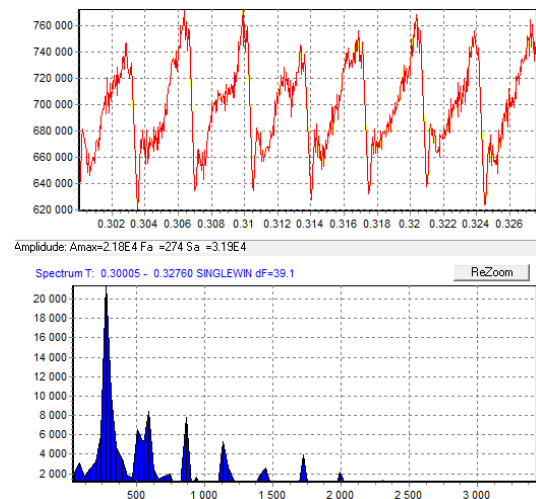


Рисунок 6. Спектр пульсаций давления на выходе из шнека.

При этом следует отметить, что амплитуда пульсаций давления на выходе значительно ниже, чем на входе, что не является характерным для насосной техники и требует дополнительного анализа.

Выводы

1. Проведено численное моделирование трёхмерных нестационарных течений в бустерном насосном агрегате.
2. Пульсации давления на входе в шнековое колесо насоса обусловлены взаимодействием вращающегося неравномерного поля давления, связанного с ротором, и вихревых возмущений (обратных токов).

Список использованных источников

1. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium.
2. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.

NUMERICAL MODELLING OF TONAL COMPONENTS OF PRESSURE PULSATION SPECTRA IN THE LRE BOOSTER TURBOPUMP SCREW STAGE.

**S. F. Timushev,
S. Yu. Fedoseev**

Moscow Aviation Institute
(National Research University)
4, Volokolamskoye shosse,
Moscow, A-80, GSP-3,
125993, Russian Federation
irico.harmony@gmail.com

Booster pump unit providing the required NPSH for the main LRE turbopump feed system operates in high vibration activity. Numerical simulation of unsteady flow in the booster pump unit allows one to analyze the amplitude-frequency characteristics of pressure pulsations generating the pump casing vibration. The obtained results were analyzed, the signals of pressure pulsations at the inlet and the outlet of the pump screw rotor obtained. The sources of pressure pulsations are defined. The conducted computational experiment revealed the direction of work to reduce the influence of hydrodynamic sources of vibration on the total vibration level of booster pump unit.

Key words: booster pump unit; hydraulic vibration; unsteady computational hydrodynamics; pressure pulsation spectra; blade passing frequency

References

1. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium.
2. Wilcox, D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.