

УДК 621.64

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВОЙ ОПОРЫ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ КОМБИНИРОВАННОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

© 2012 С. А. Гафуров, Л. В. Родионов, Е. В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Топливные насосы современных форсажных двигателей испытывают значительные вибрационные и пульсационные нагрузки. В этих условиях особые требования предъявляются к надёжности насосных агрегатов, входящих в их состав. В работе рассматривается одна из возможных причин поломки насосного агрегата – выход из строя подшипникового узла вследствие возникающей в нём кавитации. Для этого проведено CFD-моделирование течений в проточной части насосного агрегата с помощью коммерческого кода ANSYS CFX.

Комбинированный насос, шнекоцентробежная ступень, радиально-упорный подшипник, численное моделирование, кавитация.

Для ряда комбинированных насосных агрегатов важной проблемой является ускоренный износ упорных подшипников шнекоцентробежной ступени (ШЦС) в условиях эксплуатации. Среди основных причин, вызывающих данный износ, назывались следующие:

- гидродинамическая неустойчивость течения потока на входе в ШЦС;
- наличие кавитационных явлений в проточной части насосного агрегата;
- попадание воздуха в питающий трубопровод топливной системы;
- кавитационные явления в подшипниковом узле.

Причины гидродинамической неустойчивости течения потока на входе в ШЦС подробно рассмотрены в работах [1, 2]. Основной проблемой в данном случае является формирование вихревого жгута на входе в насосный агрегат. Изучению кавитационных явлений и их влиянию на работоспособность подшипникового узла посвящена работа [3]. Влияние попадания нерастворённого воздуха на рабочие характеристики ШЦС рассмотрены в работах [4, 5].

В последние годы развитие численных алгоритмов, так же как и компьютерных мощностей, способствовало развитию CFD кодов. Сегодня возможно использование CFD-кодов для достаточно точного описания сложного трёхмерного турбулентного потока внутри насоса при выполнении нестационарных численных расчётов. В работах Zhang [6] и Gonzalez [7,8] приведены

примеры нестационарных численных расчётов насосных агрегатов. Проблема обеспечения надёжности подшипникового узла является сложной и комплексной. Таким образом, для проектирования надёжных насосных агрегатов требуется детальное представление течения потока как в самом насосе, так и подшипниковом узле. В данной работе рассмотрено CFD моделирование течений рабочей жидкости в подшипниковом узле с целью выявления кавитационных явлений.

Численное моделирование было выполнено с помощью коммерческого кода ANSYS CFX. Данный решатель применяется для решения уравнения несжимаемого турбулентного потока и для решения трёхмерных осреднённых уравнений Навье-Стокса. В данной работе условие турбулентной вязкости задавалось с помощью выражений Рейнольдса. Турбулентная вязкость определялась стандартной SST моделью турбулентности. Стенки описывались функцией стенки. Уравнения переноса дискретизированы с помощью метода конечных объёмов.

Ротор шнекоцентробежной ступени рассматриваемого насосного агрегата, а также его подшипниковый узел представлены на рис. 1.

В соответствии с разработанными CAD моделями насосного агрегата и подшипника геометрическая модель расчётной области подшипникового узла имеет вид, представленный на рис.2.

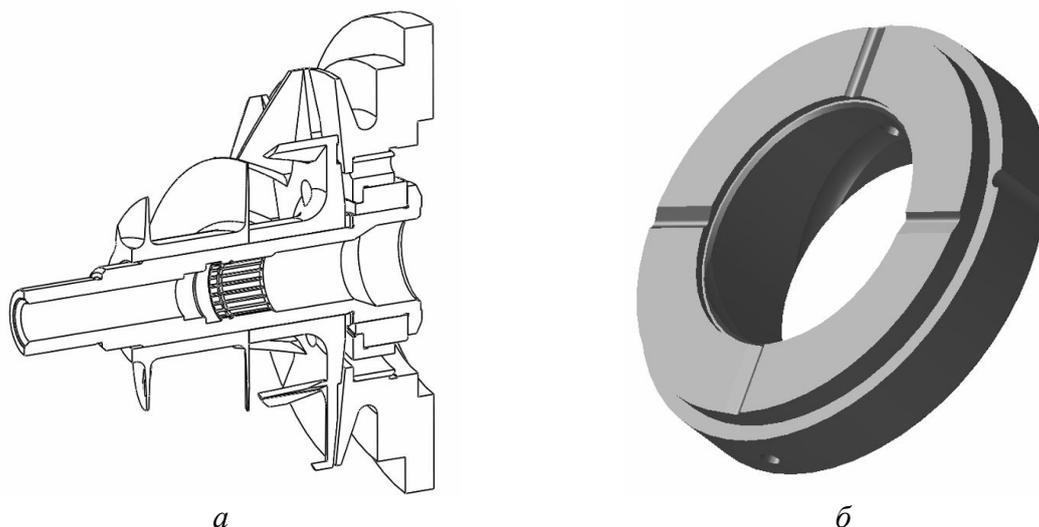


Рис. 1. Геометрические модели ротора ШЦС НД-25А (а), а также графитового подшипника (б)



Рис. 2. Геометрические модели расчётной области подшипникового узла

Данная расчётная область учитывает все конструктивные особенности подшипника: винтовые канавки по внутренней поверхности, радиальные канавки на торцевой поверхности, каналы подвода топлива для смазки, радиальный зазор между наружным диаметром вала и диаметром посадочной поверхности подшипника, осевой зазор между торцом вала и подшипника. Исходя из программных ограничений сеточного генератора ICEM CFD, радиальный зазор между наружным диаметром вала и диаметром посадочной поверхности подшипника и осевой зазор между торцом вала и подшипника приняты равными 0,5 мм. Увеличенные зазоры по сравнению с их номинальными значениями являются менее благоприятными условиями для проявления кавитации.

На рис. 3 представлены неструктурированные сеточные модели расчётной области подшипника.

Сеточные модели вращающейся и невращающейся частей расчётной области подшипникового узла для проведения стационарного расчёта соединяются при помощи интерфейса frozen-rotor (части не меняют своего положения относительно друг друга).

Количество элементов вращающейся части составляет 241535 шт. Количество элементов невращающейся части расчётной области составляет 680233 шт. Для всех пристеночных зон используются призматические слои, позволяющие достаточно хорошо промоделировать пристеночные течения.

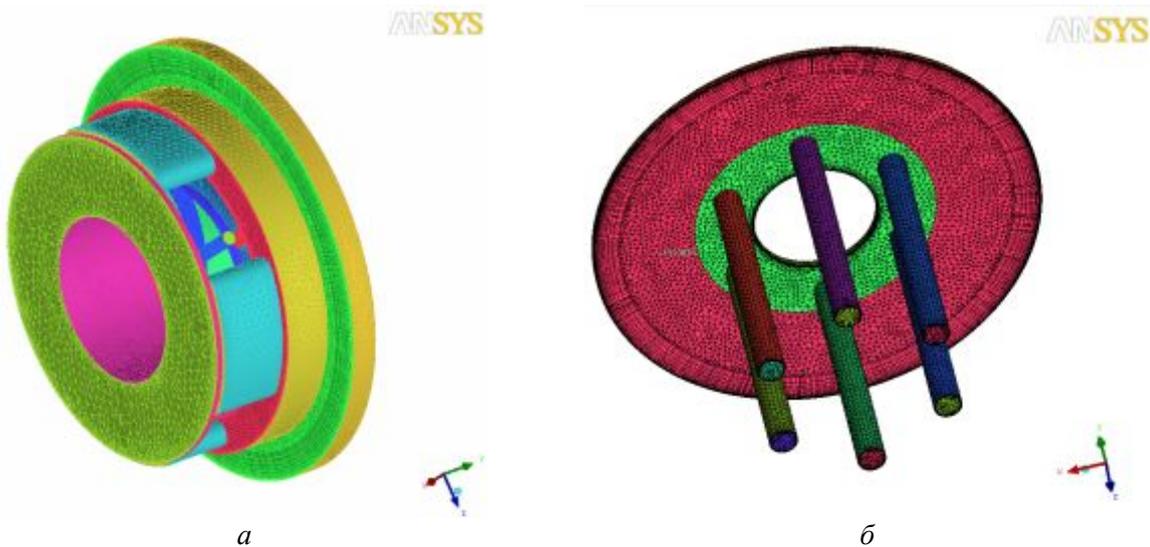


Рис. 3. Сеточные модели неврвращающейся (а) и вращающейся (б) частей расчётной области

Алгоритм расчёта толщины первой ячейки приведён ниже.

1. Определение числа Рейнольдса $Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D}{\mu}$ в различных сечениях проточной части насоса:

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

U - осевая скорость, м/с;

D - характерный размер, м;

μ - динамическая вязкость, Пас.

2. Определение внутреннего трения в пограничном слое:

$$C_f = \frac{0,0078}{Re^{\frac{1}{4}}}. \quad (1)$$

3. Определение касательного напряжения на стенках:

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U^2. \quad (2)$$

4. Определение касательной к стенке скорости:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (3)$$

5. Исходя из заданного значения y^+ из выражения

$$y_p = \frac{y_p^+ \cdot \nu}{U_\tau} \quad (4)$$

определяется толщина первого слоя.

На рис. 4 дана иллюстрация задания граничных условий.

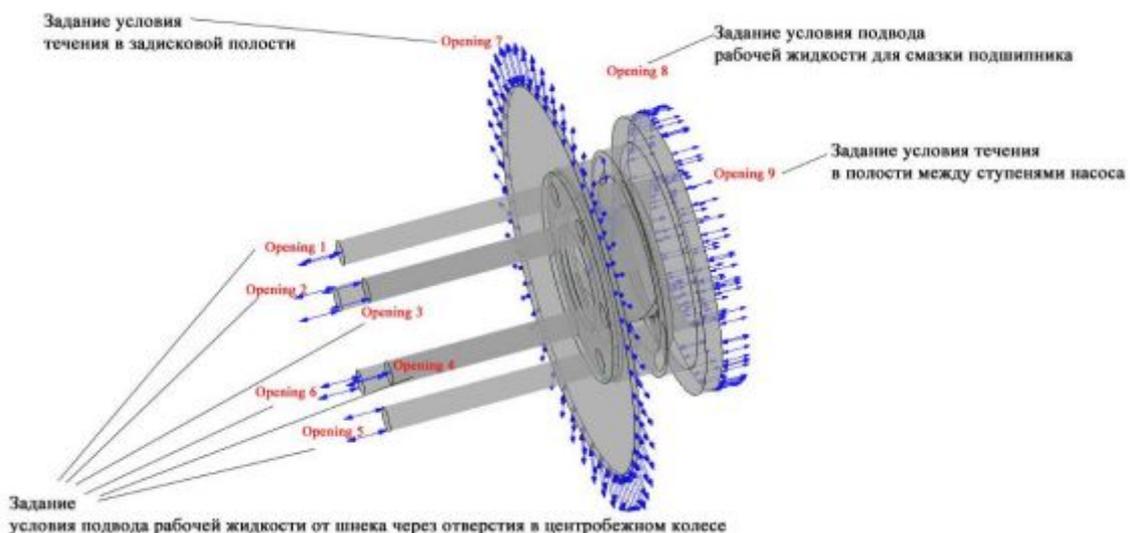


Рис. 4. Задание граничных условий

В условиях Opening 1-6 задаётся значение постоянного статического давления, которое равно статическому давлению за шнеком Ршн. В условии Opening 7 задаётся статическое давление, которое равно статическому давлению за центробежным колесом Рцбк. В условии Opening 8 также задаётся статическое давление, соответствующее давлению за центробежным колесом Рпол. По всем перечисленным поверхностям для всех переменных поставлено условие равномерного распределения. Для всех стенок задано граничное условие отсутствия проскальзывания.

На рис. 5 показаны области, для которых задавались условия вращения.

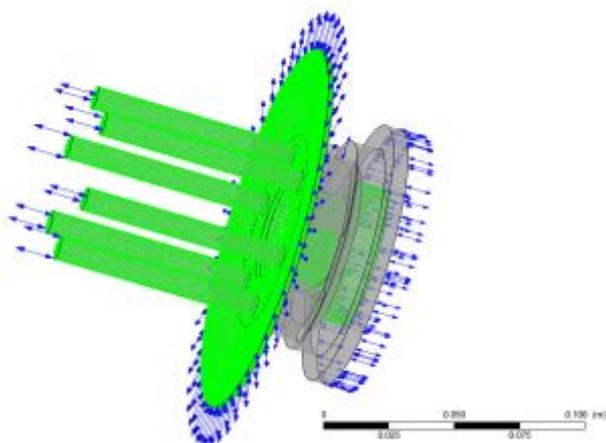


Рис. 5. Вращающиеся области

Рабочая жидкость состоит из двух основных компонентов:

1. Керосин. Для керосина задана сжимаемость керосина путём задания переменной плотности с помощью выражения

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \frac{1}{E}(P - P_0)}, \quad (5)$$

где ρ_0 - плотность керосина при 25°C;

P_0 - атмосферное давление при 25°C;

E - модуль упругости керосина, $E=1230$ МПа;

2. Пары керосина. Расчёт изотермический, температура рабочей жидкости 25°C. Для задания условий взаимодействия компонентов рабочей жидкости задано условие возникновения кавитации. Для описания динамики пузырьков паров керосина использовалась классическая модель Рэлея-Плессета:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (6)$$

где R_B - радиус парового пузырька; σ - коэффициент поверхностного натяжения меж-

ду жидкостью и паром; ρ_f - плотность жидкости; p_v - давление внутри газового пузырька; p - давление жидкости; t - время.

Одним из допущений проведенной серии расчётов является задание постоянным коэффициентом поверхностного натяжения, ограничивающего рост газового пузырька. Условие равновесия газового пузырька в жидкости можно записать следующим образом:

$$p_{жс} - p_{вн} = -\frac{2\sigma}{R_0}, \quad (7)$$

где $p_{жс}$ - давление жидкости, $p_{вн}$ - давление внутри пузырька воздуха, σ - коэффициент поверхностного натяжения, R_0 - радиус газового пузырька.

Влияние коэффициента поверхностного натяжения на скорость роста сферического кавитационного пузырька в вязкой жидкости показано на рис. 6.

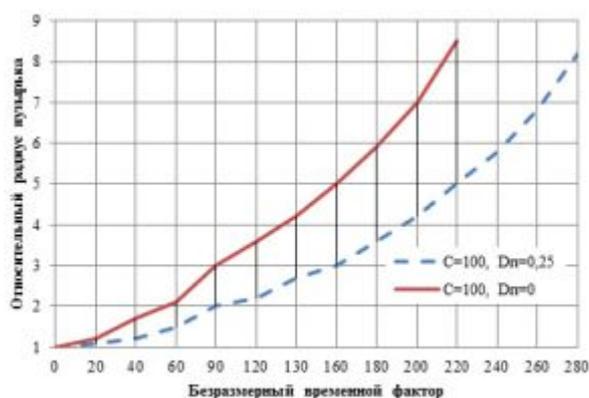


Рис. 6. Влияние коэффициента поверхностного натяжения на скорость роста сферического кавитационного пузырька в вязкой жидкости

На рис. 6 относительный радиус пузырька \bar{R} определяется из выражения

$$\bar{R} = \frac{R}{R_0}, \quad (8)$$

где R - текущий радиус пузырька;

безразмерный временной фактор \bar{t} определяется по формуле

$$\bar{t} = \frac{t}{R_0} \sqrt{\frac{p_{вн} - p_{жс}}{\rho}}; \quad (9)$$

C - безразмерная вязкость жидкости, которая находится из зависимости

$$C = \frac{4\mu}{R_0 \sqrt{\rho(p_{вн} - p_{жс})}}, \quad (10)$$

где μ - динамическая вязкость.

Давление насыщенных паров керосина задано равным 4666 Па.

Граничные условия для проведения численного анализа приведены в табл. 1.

Временной шаг был задан равным 0,0001 с. Результаты численного моделирования показаны на рис. 7.

Таблица 1. Граничные условия

Режим	N , об/мин	Opening 1-6, Ршн, атм	Opening 7, Рцбк, атм	Opening 8, Рпол, атм
1	1400	2,4	2,66	2,85
2	6220	3,7	11,5	4,47
3	7408	2,79	15,2	3,36

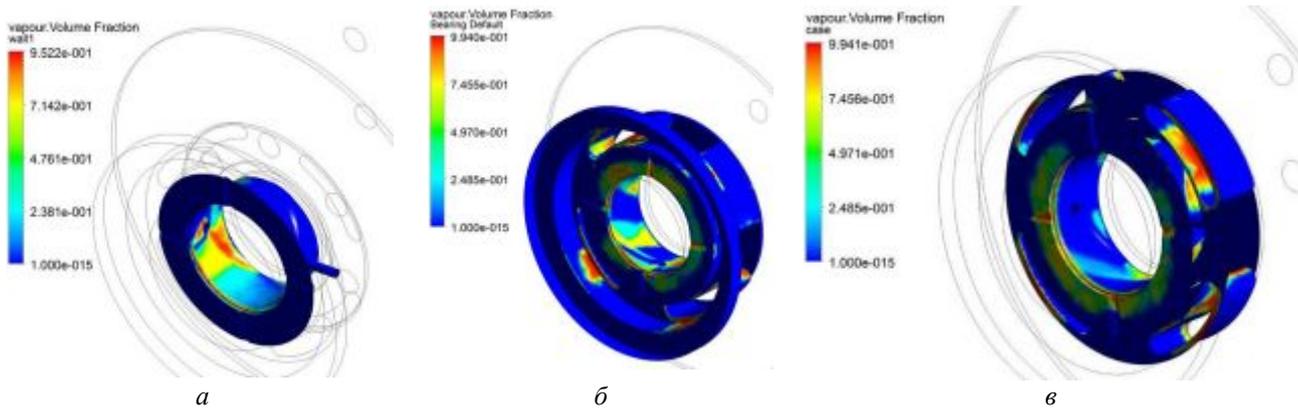


Рис. 7. Картина распределения паров керосина по поверхности подшипникового узла: а - режим 1; б - режим 2; в - режим 3

Проведенный численный анализ показал, что на повышенных режимах в подшипниковом узле существует достаточно развитая кавитация. Особенно сильно она выражена на внутренней кромке подшипника, а также на его торцевых поверхностях. Кавитация в данном случае может приводить к эрозионным разрывам, что, в свою очередь, приводит к увеличению допускаемого осевого зазора между подшипником и ротором.

Отметим, что после испытаний рассматриваемого комбинированного насосного агрегата на поверхности подшипника наблюдались незначительные сколы, выкрашивания, а также кавитационные размывы по внутренней кромке (рис. 8).



Рис. 8. Разрушение подшипника. Режим 3

Таким образом, проведенный численный анализ подтверждает кавитационный характер сколов и выкрашиваний на поверхности подшипника. В дальнейшем планируется проведение серии нестационарных расчетов, а также расчетов с уточненными параметрами уравнения (6). Также планируется проведение серии расчетов с переменным коэффициентом поверхностного натяжения.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Шапиро, А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах [Текст] / А.С. Шапиро. - М.: МГИУ, 2004. – 280 с.
2. Снижение динамической нагруженности комбинированного насосного агрегата [Текст] / С.А. Гафуров, Л.В. Родионов, А.Н. Крючков [и др.] // Насосы. Турбины. Системы - 2012. - №2 (3). - С. 26-33.
3. Гидродинамика и виброакустика комбинированных насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахма-

тов [и др.] - Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун - т, 2006. – С. 17-21.

4. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его виброакустические характеристики [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев [и др.] // Вестн. СГАУ - 2002. - №1. – С. 78-83.

5. Исследование влияния нерастворенного воздуха в рабочей жидкости на нагруженное состояние комбинированного насосного агрегата [Текст] / С.А. Гафуров, В.И. Перминов, Л.В. Родионов [и др.] // Вестн. ЦНЦ РАН, 2012. - Т. 14. - №4. – С. 248-253.

6. Zhang, M. Numerical Analysis of Unsteady Hydrodynamic forces on a Diffuser Pump Impeller due to Rotor-Stator Interaction [Text] / M. Zhang, H. Wang, H. Tsukamoto // ASME, 2002 - Paper FEDSM2002-31181.

7. Numerical Simulation of the Dynamic Effects Due to Impeller-Volute Interaction in a Centrifugal Pump [Text] / J. Gonza'lez, J. Fernandez, E. Blanco [et al.] C. Santolaria // ASME J. Fluids Eng., 124, 2002 - P. 348–355.

8. Unsteady Flow Structure on a Centrifugal Pump: Experimental and Numerical Approaches [Text] / J. Gonza'lez, C. Santolaria, E. Blanco [et al.] // ASME, 2002. - Paper FEDSM2002-31182.

INVESTIGATION OF THE CAUSES OF THE AUGER-CENTRIFUGAL PUMP BEARING DESTRUCTION

© 2012 S. A. Gafurov, L. V. Rodionov, E. V. Shahmatov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

Modern fuel pumps have significant vibration and pulsation loads. In this circumstances, the special requirements for the reliability of pumping units within them. In this paper one possible cause of pump damage – the failure of the bearing assembly due to cavitation is described. To do this a CFD modeling of flow in the pump unit is execute through commercial code ANSYS CFX.

Combined pump, centrifugal-auger stage, bearing, CFD modeling, cavitation.

Информация об авторах

Гафуров Салимжан Азатович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Область научных интересов: гидродинамика, численные методы, лопаточные машины

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rl63@bk.ru. Область научных интересов: гидравлика, объёмные гидромашины.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, ректор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика.

Gafurov Salimzhan Azatovich, graduated student of ASEU department, Samara State Aerospace University named after S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Area of research: fluid dynamics, blade machine

Rodionov Leonid Valerjevich, Candidate of Technical Sciences, assistant of ASEU department, Samara State Aerospace University named after S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: rl63@bk.ru. Area of research: hydraulics, positive-displacement hydraulic machine.

Shahmatov Evgeniy Vladimirovich, Doctor of Engineering, professor, Rector of Samara State Aerospace University named after S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: shakhm@ssau.ru Area of research: vibroacoustics.