УДК 621.671.001.024

РАСЧЕТ ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ И ПРОГНОЗНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОГО НАСОСА НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ НА УСЛОВИЯ ИСПЫТАНИЙ НА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ВОДЯНОМ СТЕНДЕ

© 2015 Д.Г.Свобода, А.А.Жарковский

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 19.03.2015

Представлены результаты численных исследований характеристик осевого насоса с коэффициентом быстроходности n_s=570. Показано, что условия подвода, схема измерения давления на входе, а также величина радиального зазора между ободом и камерой рабочего колеса существенно влияют на характеристики насоса.

Ключевые слова: осевой насос, проточная часть, подвод, скорость, прогнозные характеристики

На кафедре «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» нашего университета проводятся работы по проектированию, расчету и экспериментальному исследованию различных вариантов проточной части осевого насоса низкой быстроходности [1], создаваемого для использования в качестве главного циркуляционного насосного агрегата (ГЦНА) для перспективной реакторной установки (РУ) на быстрых нейтронах. При расчетных исследованиях и доводке проточной части насоса применялись современные трехмерные методы вычислительной гидродинамики. Для подтверждения эффективности спроектированных проточных частей проводятся их испытания на модельных стендах: водяном стенде и стенде с рабочей жидкостью высокотемпературным тяжелым жидкометаллическим теплоносителем является свинец [2].

Экспериментальный стенд для испытаний осевого насоса на воде имеет особенности проточного тракта, которые были учтены при расчетных исследованиях течения в насосе. Так, подвод к насосу содержит поворот потока на 90° в виде колена с закрепленными в нем лопатками (рис. 1), который расположен на расстоянии $3,5D_{p\kappa}$ от входа в рабочее колесо (РК), что может приводить к неравномерности распределения скоростей и давлений по поперечному сечению подводящей трубы на входе в РК и тем самым оказывать влияние на интегральные характеристики насоса. Осложняющим фактором является также то, что напор насоса имеет относительно

небольшую величину и погрешности, которые могут иметь место при расчетах и испытаниях, оказывают существенное влияние на энергетические показатели насоса. Численные исследования на условия испытаний на водяном стенде проводились в программном комплексе Ansys CFX на модели лопастной системы, полученной из натурной с учетом коэффициента масштабирования. Геометрическая модель для расчёта была построена на основе модели сборки стенда. Расчетная область включала в себя трубу с зоной поворота, область зазора, в котором на стенде производился отбор давления на входе, и входной участок непосредственно перед РК.



Рис. 1. Разрез области входа в насос

На основе геометрической модели была построена сеточная модель подводящего участка, состоящая из тетраэдральных элементов с призматическими слоями. Размер элементов в ядре потока был принят равным 10 мм. Густота сетки в области поворота была увеличена в 2 раза (до 5 мм), в области зазора – в 4 раза (до 2,5 мм). Для точного моделирования течения в области пограничного слоя у твёрдых стенок

Свобода Дмитрий Геннадьевич, ассистент кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели». Еmail: svoboda.dmitry@gmail.com

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук. профессор кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели». E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

создавались призматические слои. Параметры выбирались таким образом, чтобы обеспечить минимальные значения параметра y⁺ на всех участках и плавное сопряжение полученных элементов с тетраэдральной сеткой в ядре потока. Общее число элементов в расчётной области 7,8 млн. Расчёт проводился с использованием модели турбулентности SST k-ω (shear stress transport). На входе задавалось полное давление – 1 атм., на выходе – расход.

По результатам гидродинамического расчёта, потери напора на входном участке перед рабочим колесом на номинальном режиме составили 0,21 м. Расчет также показал, что давление в мерной пазухе (рис. 2), величина которого использовалась для определения напора насоса в эксперименте, существенно превышает среднее давление в данном поперечном контрольном сечении, которое было использовано при вычислении напора в расчете. Завышение энергии потока перед лопастной системой во входном сечении приводило к занижению экспериментального напора насоса. При сравнении прогнозной расчетной и экспериментальной характеристик эти факты были учтены и внесены соответствующие поправки при определении величины экспериментального напора насоса.

Еще одним фактором, влияющим на расчетные и экспериментальные характеристики осевого насоса, является наличие и величина радиального зазора между ободом и камерой рабочего колеса. На рис. З показан разрез участка водяного стенда с установленным в нем модельным насосом. Между ободом (бандажом) и камерой РК присутствует радиальный зазор, величина которого на стенде достигает δ =1,5-1,7 мм. А.С. Шапиро в работе [3] приводит сведения о насосе близкой быстроходности с большим радиальным зазором, который приводит к существенным протечкам в щели, которые воздействуют на течение в периферийном сечении РК. Так как периферийное сечение вносит большой вклад в напор насоса, то наличие зазора оказывает существенное влияние на поток жидкости в проточной части, значения интегральных параметров и форму характеристики. Численное исследование течения проводилось для геометрии, представляющей один межлопастной канал для каждого элемента проточной. Область зазора между бандажом и корпусом моделировалась совместно с рабочим колесом, без осреднения параметров потока.

Для проведения расчёта были построены сеточные модели. Расчетная сетка – неструктурированная. Максимальный размер элемента $\sim 1\%$ от диаметра $D_{\rm pk}$ для области РК и ВА и $\sim 2\%$ для области подвода. Для моделирования

течения в области пограничного слоя у твёрдых стенок создавались призматические слои. Сеточные модели содержали 3,8 млн. элементов в канале рабочего колеса, 3,7 млн. элементов в канале выправляющего аппарата, 1,5 млн. элементов на участке подвода и 1,7 млн. элементов в области зазора. Величина шероховатости для поверхностей РК и выправляющего аппарата (ВА) задавалась 6,3 мкм, в области зазора – 1,6 мкм, подвода – 12,5 мкм. Для оценки влияния наличия обода рабочего колеса и величины радиального зазора на интегральные характеристики насоса было создано несколько вариантов проточной части.



Рис. 2. Распределение статического давления в области перед РК на номинальном режиме



Рис. 3. Разрез насоса и участок контура в одяного стенда

Рабочее колесо без обода. Для моделирования такой ПЧ на внешней границе потока в области РК задавалось граничное условие «Counter rotating wall» – противовращение. Таким образом, скорость вращения внешней стенки камеры рабочего колеса в абсолютной системе координат принималась равной нулю (покрывающий диск неподвижен).

Рабочее колесо с ободом, но отсутствует радиальный зазор между ободом и камерой (δ =0). Проточная часть определялась заданием на поверхности покрывающего диска гранично-го условия «*Wall velocity*» - вращение с частотой

РК. Осевой размер вращающейся поверхности соответствовал ширине бандажа РК. Таким образом, моделировалось наличие обода и его влияние на течение рабочей жидкости в области рабочего колеса. При этом наличие радиального зазора между ободом и камерой РК не учитывалось.

Рабочее колесо с ободом, имеется радиальный зазор между бандажом и камерой РК. Расчетная область моделирует реальные геометрические размеры бандажа и зазора в камере РК. Численные исследования проводились для радиальных зазоров δ =0,5; 1,5; 1,7 мм.

По результатам расчета получена зависимость напора ступени от величины радиального зазора на номинальном режиме работы насоса (рис. 4), из которой следует, что при зазоре δ =1,7 мм величина расчетного напора, по сравнению с моделью без зазора, уменьшается примерно на 33%. При этом КПД ступени снижается с 81% до значения 69%. На рис. 5 представлены напорные характеристики, полученные по результатам численного расчета и экспериментальных

исследований на водяном стенде для описанных выше случаев.



Рис. 4. Зависимость напора насоса от величины радиального зазора на номинальном режиме работы: ■ – РК без бандажа; ▲ – РК с бандажом; Н – номинальный напор



Рис. 5. Расчетные и экспериментальные напорные характеристики модели насоса: – РК без бандажа; \blacktriangle – РК с бандажом (δ =0); \diamond - РК с бандажом (δ =0,5 мм); \bullet – РК с бандажом (δ =1,5 мм); \diamond - РК с бандажом (δ =1,7 мм); \circ – эксперимент (δ =1,7 мм)

Из проведенных исследований можно сделать вывод, что наличие зазора оказывает существенное влияние на поток рабочей жидкости в проточной части насоса. С увеличением радиального зазора увеличивается западание напорной характеристики на недогрузочных режимах. Для объяснения этого был проведен анализ расчетных полей скоростей в проточной части насоса во всем диапазоне его работы и для разных значений радиального зазора. Анализ полей скоростей показал, что при максимальном радиальном зазоре $\delta=1,7$ мм при расходах $Q=(0,3-0,6)Q_{\mu}$ происходит запирание потока в периферийных сечениях лопастной системы РК (рис. 6).

В периферийных сечениях относительные скорости близки нулю, присутствуют вихри и возвратные течения. У втулки и на средней высоте лопасти таких явлений не наблюдается. Поток в ВА при малых расходах также, как и в РК, идет через втулочные сечения. В ВА отрывные и возвратные течения отсутствуют, однако кромочные следы за ВА распространяются на значительное расстояние, из чего следует, что контрольное сечение для измерения параметров лопастной системы ГЦНА необходимо размещать на значительном удалении за ВА. При расходах $Q=(0,8-0,9)Q_{H}$ течение в различных сечениях по радиусу выравнивается. Скорости в

сечениях на периферии становятся равными или даже большими, чем во втулочных сечениях. В ВА поток по размаху лопаток распределяется достаточно равномерно. Максимальные относительные скорости достигают значений 11 м/с. На номинальном режиме скорость потока в периферийном сечении РК достигает 21 м/с.



Рис. 6. Поля скоростей на периферийной поверхностях тока для режима 0,5 *Q*_{*H*}

Таким образом, расчетным путем обнаружено, что на недогрузочных режимах поток жидкости в основном проходит через сечения, близких к втулке, а при больших расходах – через периферийные сечения. Западание напорной характеристики наблюдается при расходах $Q=(0,3-0,6)Q_{H}$, т.е. как раз на тех расходах, при которых отмечено запирание решеток лопастей в сечениях на периферии.

Величина радиального зазора существенным образом влияет на поле скоростей в периферийном сечении. Большой зазор приводит к значительному расходу перетекания в щели, который в основном воздействует на течение в периферийном сечении РК. Если при радиальном зазоре δ =0,5 мм расход через щель на номинальном режиме составил Q_3 =3,65 м³/ч, то при δ =1,7 мм расход увеличился на порядок до Q_3 =30,93 м³/ч. Поток в периферийных сечениях смешиваясь с расходом из зазора направлен в сторону противоположную основному течению жидкости. Скорость противотока достигает v=5 м/с. Все это приводит к значительному западанию характеристики насоса в средней ее части (так как напор насоса создается в основном на больших радиусах).

Выводы: на форму напорной характеристики сильное влияние оказывают отрывные течения в межлопастном канале РК в периферийных сечениях. Отрывные течения полностью или частично перекрывают сечение канала на выходе, что ведет к «недосозданию» напора в этих сечениях и западанию напорной характеристики насоса при расходах $Q=(0,3-0,6)Q_{H}$. Наличие большого по величине радиального зазора между бандажом и камерой РК усугубляет ситуацию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

- 1. Свобода, Д.Г. Влияние условий подвода на прогнозные интегральные характеристики осевого насоса с низкой быстроходностью / Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, А.Н. Скляревский // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Том 16, номер 1(2). С. 527-530.
- Свобода, Д.Г. Проектирование и исследование проточной части главного циркуляционного насоса низкой быстроходности / Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский, П.Ю. Дягилев и др. // Тезисы МНТК «Инновационные проекты и технологии ядерной энергетики», 7-10 октября 2014, ОАО «НИКИЭТ», г. Москва. С. 218-223.
- 3. Шапиро, А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. М.: МГИУ, 2004. 279 с.

CALCULATION OF VISCOUS FLOW AND FORECASTING CHARACTERISTICS OF AXIAL PUMP WITH LOW RAPIDITY ON TEST CONDITIONS AT EXPERIMENTAL WATER STAND

© 2015 D.G. Svoboda, A.A. Zharkovsky

St. Petersburg State Polytechnical University

Results of numerical researches of axial pump with coefficient of rapidity $n_s=570$ characteristics are presented. It is shown that supply conditions, the scheme of measurement the inlet pressure, and also the size of radial clearence between the rim and the impeller chamber of the driving wheel significantly influence on characteristics of the pump.

Key words: axial pump, flowing part, supply, speed, expected characteristics

Dmitriy Svoboda, Assistant at the Department "Turbines, Hydromachines and Aviation Engines". E-mail: svoboda.dmitry@gmail.com; Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department "Turbines, Hydromachines and Aviation Engines". E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru