ИССЛЕДОВАНИЕ И МОДЕРНИЗАЦИЯ ГЕРМЕТИЧНОГО НАСОСА С МАГНИТНОЙ МУФТОЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS CFX

© 2012 Н.Г. Першаков, А.А. Жарковский, А.С. Донской

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Поступила в редакцию 16.03.2012

Представлены результаты модернизации проточной части центробежного насоса с магнитной муфтой с использованием программного комплекса ANSYS CFX 12. Исследование исходной проточной части позволило выявить причины, приводящие к низкой эффективности насосного агрегата. Было оценено влияние сеточной структуры на результаты расчётных параметров. Исследование показывает эффективность применения двухъярусной решетки лопастей.

Ключевые слова: насос, магнитная муфта, модель, проточная часть, межлопастные каналы, двухъярусная решетка

Насос БГ-59 с электродвигателем мощностью 4 КВт обеспечивает подачу теплоносителя через контур системы охлаждения устройств электронной аппаратуры с расходом 110 л/мин при напоре 95±5 м.вод.ст. Передача вращающего момента от электродвигателя на осуществляется переменноротор насоса, полюсной цилиндрической магнитной муфтой. Из результатов предварительных испытаний следует, что КПД насоса низкий, что приводит к тому, что выбранный без достаточного запаса по мощности двигатель работает с перегрузкой. Кроме того, в процессе испытаний обнаружен сильный износ корпуса насоса в месте расположения торцевого подшипника покрывающего диска рабочего колеса. Обычно это происходит от излишнего трения, вызванного большой осевой силой, действующей на ротор насоса. Основных причин вызывающих существенные потери при работе насоса и быстрый выход его из строя две. Первая - значительные гидравлические потери в проточной части насоса. Вторая - значительная осевая сила, действующая на рабочее колесо, которая воспринимается торцевым подшипником у покрывающего диска, что ведет к значительным механическим потерям и как следствие приводит к его быстрому износу.

Першаков Никита Григорьевич, аспирант. E-mail: spectators@mail.ru

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой гидромашиностроения. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru

Донской Анатолий Сергеевич, доктор технических наук, профессор кафедры гидромашиностроения. Email: london2905@yandex.ru

Были проведены исследования потерь исходного варианта насоса путем расчета течения в трехмерной постановке с использованием гидродинамического пакета ANSYS CFX. Пространственная модель проточной части ступени насоса БГ-59 представлена на (рис. 1). Модель состояла из двух областей: рабочего колеса (РК) и области спирального отвода (СО). Параметры потока на поверхности сопряжения областей РК и НА передавались через поверхность-интерфейс с условием "frozen rotor". На входе в РК задавалось полное давление (1 атм), на выходе диффузора спирального отвода - массовый расход, соответствующий рассчитываемому режиму. Задавалась также частота вращения РК.



Рис. 1. Расчетная модель проточной части

Для элементов данной модели были построены расчетные сетки (грубая и мелкая). Расчетные сетки – неструктурированные, ячейки в ядре потока представляли собой тетраэдры. Вблизи входных и выходных кромок РК и поверхности интерфейса производилось сгущение элементов. Вблизи твердых стенок были созданы слои призматических ячеек для достижения равномерной точности расчета в местах быстрого изменения параметров течения. Расчеты выполнялись в рамках установившегося течения. Для замыкания уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, использовалась k-е модель турбулентности. Решение считалось сошедшимся при значениях невязок 10⁻⁵.

Сравнение расчетной напорной характеристики с экспериментальной на номинальном режиме (рис. 2) показало расхождение в 8%, что было учтено в дальнейшем. Форма характеристики – непрерывно падающая, как и при эксперименте. Характеристики, полученные при расчете в ANSYS CFX 11.0 на мелкой сетке, незначительно отличаются от характеристик, рассчитанных в ANSYS CFX 12.0 на грубой сетке. Сходимость расчета и эксперимента по напору можно признать качественно хорошей и количественно удовлетворительной.





Расчетом в межлопастных каналах колеса обнаружено наличие низкоэнергетических зон, это указывает на то, что исходная проточная часть спроектирована на гораздо более высокий коэффициент быстроходности, чем по техническому заданию. Каналы колеса перерасширены и в них имеет место сильный осевой вихрь (рис. 3). Вышесказанное ведет к повышенным потерям в РК и снижению теоретического напора.



Рис. 3. Поле векторов скоростей в РК и СО

Основные причины вызывающие существенные потери при работе насоса и быстрый выход его из строя это: большая осевая сила, вызванная разностью давлений по обе стороны от РК; потери на трение, возникающие в парах трения – скольжения. Для устранения осевой силы был использован простой и технологичный способ разгрузки – сверление отверстий в основном диске РК с одновременной установкой цилиндрического уплотнения (рис. 4). Это способствует выравниванию эпюры давления по обе стороны рабочего колеса. Использованный прием позволил снизить осевую силу до 230 Н, в исходном варианте осевая сила составляла 1420 Н. Пропорционально уменьшению осевой силы, уменьшились механические потери на трение в торцевом подшипнике, и соответственно суммарные механические потери, вызывавшие перегрузку электродвигателя.



Рис. 4. Конструктивная схема системы разгрузки

Исходное РК имело D_2 =91мм и число лопастей z=5. Для повышения напорности насоса были спроектированы новые РК с увеличенным диаметром D_2 =95мм и одноярусной решеткой лопастей z=10, а также с двухъярусной решеткой с z_1/z_2 =5/10. Форма длинных лопастей первого яруса была оставлена без изменений, толщина промежуточных лопастей 2-го яруса была выбрана несколько меньше, чем толщина основных. Входная кромка коротких лопастей была сдвинута по шагу в направлении вращения РК. При использовании РК с увеличенным диаметром возросли внутренние механические потери на дисковое трение. Для уменьшения суммарных потерь на дисковое трение насоса в целом была уменьшена осевая длина магнитной полумуфты при обеспечении минимально необходимого момента срыва. Из рис. 5 ясно, что требования технического задания: Q=110 л/мин, H=95±5 м, обеспечивают оба РК с диаметром D₂=95 мм. Однако двухъярусная схема обеспечивает более высокий гидравлический КПД (рис. 6). Это происходит за счет уменьшения интенсивности и размера осевого вихря в межлопастных каналах РК (рис. 7).



Рис. 5. Напорные характеристики







Рис. 7. Поле векторов скорости в ступени с РК с $z_1/z_2=5/10$, D₂=95 мм

Проведенные мероприятия позволили обеспечить работу насоса с требуемыми параметрами и электродвигателем мощностью 4 Квт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

- 1. ANSYS CFX, Release 12.1 user guide, 2009.
- 2. *Ломакин, А.А.* Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.

RESEARCH AND MODERNIZATION OF THE LEAKPROOF PUMP WITH MAGNETIC COUPLING WITH THE USE OF ANSYS CFX PROGRAM COMPLEX

© 2012 N.G. Pershakov, A.A. Zharkovskiy, A.S. Donskoy St. Petersburg State Polytechnical University

Results of modernization the flowing part of centrifugal pump with magnetic coupling with the use of ANSYS CFX 12 program complex are presented. Research of an initial flowing part allowed to establish the reasons resulting in low effectiveness of pumping unit. Influence of grid structure on results of rated parameters was estimated. Research shows effectiveness of application the double-level lattice of blades.

Key words: pump, magnetic coupling, model, flowing part, interblades channels, double-level lattice

Nikita Pershakov, Post-graduate Student. E-mail: spectators@mail.ru Alexander Zharkovskiy, Doctor of Technical Sciences, Head of the Hydromechanical Engineering Department. E-mail: azharkovsky@pef.spbstu.ru Anatoliy Donskoy, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Hydromechanical Engineering. Department. E-mail: london2905@yandex.ru