
УДК 621.65:536.24

Проектирование осевых насосов для систем терморегуляции летательных аппаратов

Хаустов А.И., Шашкин И.Н., Киндеев М.И.

В статье представлены результаты численного анализа течения жидкости в осевом насосе для систем терморегулирования летательных аппаратов. Выявлены особенности течения теплоносителя в насосе на различных режимах его работы. Получено, что работа насоса на малых подачах, сопровождается существенными и интенсивными обратными и отрывными течениями, при этом варьируя угол на входе в рабочее колесо и геометрию спрямляющего аппарата можно минимизировать выявленные эффекты.

Ключевые слова: осевой насос, система терморегулирования, массогабаритные характеристики, численный анализ

Введение

В авиационной и космической технике всегда уделялось большое внимание массогабаритным характеристикам конструкции летательного аппарата (ЛА) и его бортового оборудования. Уменьшение массы конструкции ЛА обеспечивает возможность увеличения полезной нагрузки или запасов топлива, что равноценно увеличению дальности полета или радиуса действия, скороподъемности, маневренности. Таким образом, экономия массы является задачей, которая для аэрокосмической техники является первостепенной задачей. Современные ЛА имеют большое число функциональных подсистем, в состав которых входят насосные агрегаты разного типа. Наибольшее распространение получили объемные (шестеренные, поршневые) и динамические (центробежные, осевые) насосы, которые работают, как в системах открытого (например, насосы для подачи топлива в камеру сгорания), так и замкнутого типа (например, насосы систем терморегуляции кабин самолетов или орбитальных комплексов), обеспечивая передачу энергии жидкости для

транспортировки ее по трубопроводам систем. При этом насосы работают на режимах постоянных и переменных подач.

К насосам аэрокосмических комплексов предъявляются высокие требования, т.к. они являются источниками энергии от надежности работы которых зависит работа всего ЛА в целом. Общепринятыми требованиями к насосам ЛА являются: высокая эффективность, большой ресурс непрерывной работы (до нескольких тысяч часов), высокие антикавитационные характеристики, обеспечение надежной работы гидравлической системы в широком диапазоне изменения высоты ЛА и температуры перекачиваемых жидкостей. К тому же они должны быть легкими, компактными и герметичными.

Из-за солнечных потоков, выделения тепловой энергии от работающей аппаратуры и экипажа, изменение тепловой энергии ЛА может колебаться как по времени суток, так и в зависимости от расположения ЛА по отношению к Солнцу в несколько раз. Система терморегулирования (СТР) ЛА предназначена для поддержания температуры в агрегатах, узлах, системах ЛА в заданном диапазоне, перераспределяя тепловую энергию между элементами конструкции, внутренним объемом ЛА и окружающим пространством [1]. Основным элементом таких систем является насос с электроприводом с частотой вращения вала от 3000 до 12000 об/мин. Принудительная циркуляция насосом теплоносителя по трубопроводам СТР обеспечивает повышение эффективности теплоотдачи от теплоносителя к элементам теплообменных аппаратов, быстроту реагирования на изменение внешней и внутренней температуры ЛА. Повышение эффективности и уменьшение массогабаритных характеристик этих насосов является актуальной задачей, т.к. в системах терморегуляции орбитальных комплексов может работать до 50 насосных агрегатов. Особое значение массогабаритные требования имеют для автономных ранцевых систем жизнеобеспечения скафандров.

Из практики проектирования насосов известно, что уменьшение габаритных размеров приводит к уменьшению эффективности насосов, что объясняется увеличением относительных размеров, таких как, относительная величина шероховатости поверхности лопаток насоса, корпуса, относительный зазор и т.д., которые оказывают существенное влияние на гидравлические, дисковые потери и потери на утечки. Поэтому задача проектирования насоса для СТР сводится к минимизации массогабаритных размеров насоса при незначительном уменьшении энергетической и кавитационной его эффективности.

Основное распространение в качестве нагнетательных элементов СТР получили центробежные насосы [2]. Однако дальнейшее совершенствование СТР требует искать

решения уменьшения массогабаритных свойств и как следствие рассмотрение других типов насосов, например, осевых.

Статья посвящена проектированию малогабаритных осевых насосных агрегатов, работающих в составе СТР ЛА с подачей не более $1.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ и напором не более 3 м. Для уменьшения массогабаритных размеров предложено использовать высокооборотный электродвигатель с частотой вращения от 8000 до 12000 об/мин.

1. Осевой насос: схема и работа

Так как для СТР необходимо полное исключение утечек жидкости из гидравлического тракта, то обязательным является полная герметичность насоса и электродвигателя (ЭД). На рис.1 представлена схема осевого насоса СТР с капсулированным ЭД. Герметичность достигается тем, что все элементы насоса находятся в герметичном корпусе 2. При этом

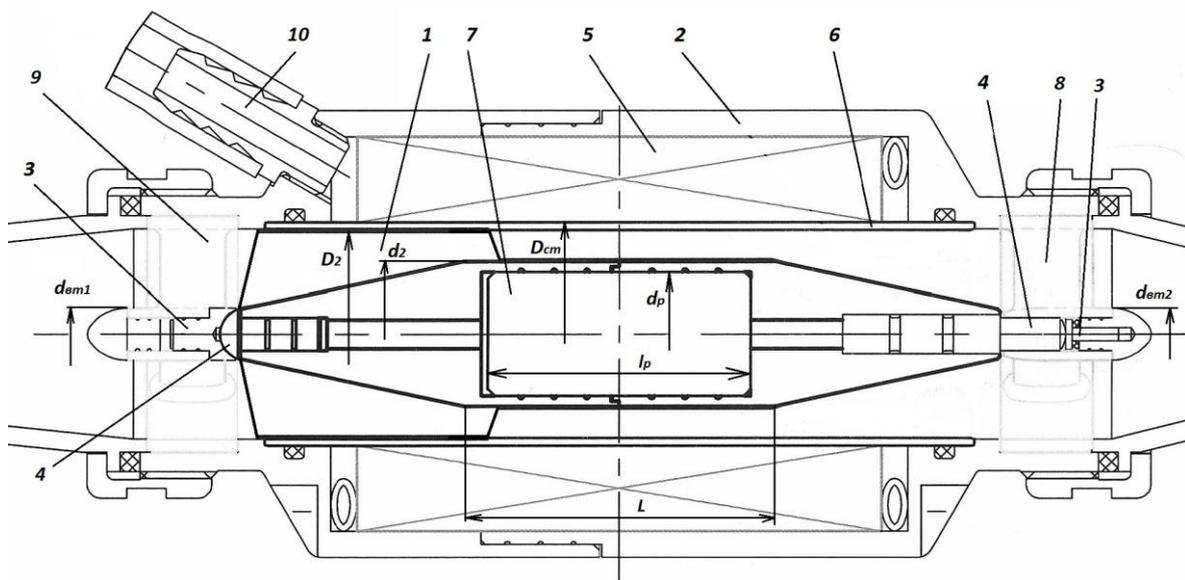


Рис. 1. Осевой насос СТР

статор ЭД отделен от проточной части насоса стаканом 6. Провода электропровода подходят к электрическим элементам через герметичный разъем 10.

Использовать известные рекомендации [3, 4, 5] по выбору основных геометрических параметров осевого насоса: диаметра периферии, втулки на входе и выходе рабочего колеса (РК) и спрямляющего аппарата (СА) не представляется возможным, т.к. на них накладываются ограничения другими узлами. Основные ограничения на выбор размеров осевого насоса оказывает электропривод, который должен обеспечивать работу насоса с мощностью до 50 Вт. Так диаметр на выходе рабочего колеса d_2 ограничен диаметром магнита d_p , а высота лопаток на выходе рабочего колеса $\partial_n = (D_2 - d_2)/2$ определяется зазором между

статором и магнитом $\delta_0 = (D_{cm} - d_p)/2$. При увеличении зазора δ_0 мощность на валу насоса резко падает, поэтому увеличивать высоту лопаток, что равнозначно увеличению диаметра D_2 , который оказывает существенное влияние на напор насоса, нельзя. Диаметры втулок на входе d_{em1} и выходе d_{em2} определяются размерами подшипниковых узлов. Кроме того длина втулки на выходе насоса L не может быть меньше длины ротора l_p , так как она обеспечивает необходимую мощность на валу насоса. Таким образом, основные габаритные размеры насоса, которые определяют его напорные характеристики, лимитируются размерами статора и ротора электродвигателя, которые в свою очередь определяются по мощности, требуемой для привода насоса. Поэтому целью работы является оптимизация оставшихся основных размеров рабочего колеса и спрямляющего аппарата насоса для обеспечения эффективной работы осевого насоса.

Осевой насос СТР (рис. 1) состоит из РК 1, закрепленного на втулке, внутри которой установлены магниты 7. Втулка работает во входном и выходном подшипниковых парах скольжения 3 и 4. Передний входной подшипниковый узел размещается в направляющем аппарате 9, представляющем три радиальных пилона. Выходной подшипниковый узел установлен в СА 8. Статор ЭД 5 постоянного тока монтируется с внешней стороны цилиндрического стакана 6 насоса. Вращающееся РК передает энергию потоку теплоносителя. Кинетическая энергия закрученного потока жидкости, выходя из РК, преобразуется в потенциальную энергию давления в СА. РК имеет две, а СА – 3 лопатки, соответственно.

2. Материалы и методы

Для численного исследования применялся коммерческий вычислительный комплекс COSMOSWorks, созданный специалистами и для нужд аэрокосмической промышленности. COSMOSWorks работает как модуль Flow Simulation известного вычислительного комплекса SolidWorks. Flow Simulation анализирует геометрию модели и создает расчетную область в виде прямоугольного параллелепипеда с моделью внутри. В программе решаются уравнения Навье-Стокса, дискретизированные на расчетной сетке. Для лучшего разрешения особенностей решения, она автоматически адаптирует расчетную сетку к решению задачи во время проведения расчета. Для решения представленной системы дифференциальных уравнений в пакете CosmosFloWorks используется метод конечных объемов, являющийся частным случаем метода конечных элементов. В расчетах теплоноситель принимается как ньютоновская несжимаемая жидкость с вязкостью $3.5 \cdot 10^{-3}$ Па*с и плотностью 1055 кг/м^3 . В

работе исследовались влияние режимов работы на эпюры распределения давления, скорости жидкости, объем и интенсивность отрывных и застойных зон в осевом насосе.

3. Результаты

Анализ полей скоростей, давлений, линий тока и траекторий движения внутри осевого насоса СТР проводился на двух режимах: расчетном режиме, когда угол атаки на среднем диаметре на входе в РК равен 0 и на режиме, когда $\dot{V} / \dot{V}_p = 0,428$. Известно, что при малых подачах, т.е. при уменьшении комплекса, характеризующего кинетическое подобие режима насоса (\dot{V} / n), где n частота вращения рабочего колеса насоса, т.е. когда (\dot{V} / n) меньше расчетного значения (\dot{V} / n)_p появляются обратные токи жидкости на входе (рис. 2), которые образуют замкнутые вихревые зоны. Частицы жидкости, находящиеся в этих зонах не

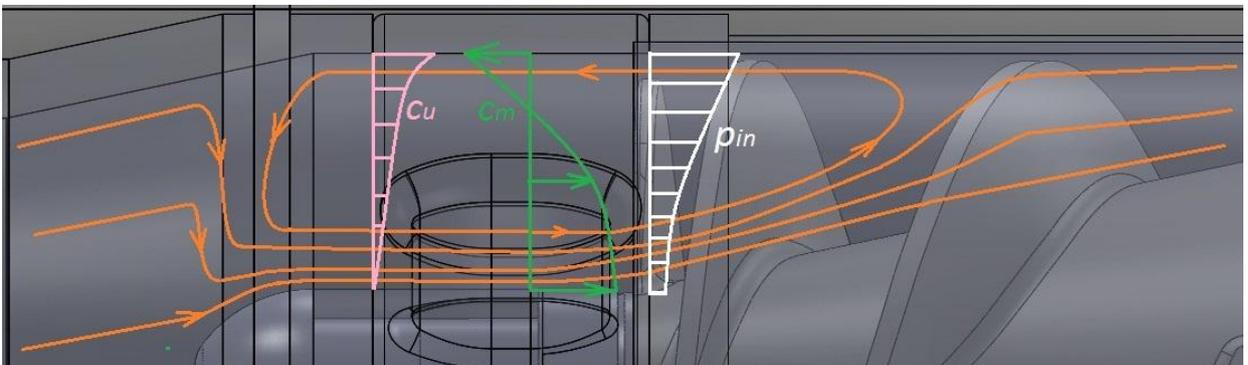


Рис. 2. Схема потока с обратными токами на входе в рабочее колесо

участвуют в процессе течения жидкости через насос. В этом случае входная область насоса не полностью заполнена потоком, движущимся от входа в насос к его выходу, проходя через всю проточную часть рабочего колеса. Оставшаяся часть входного сечения заполнена потоком, который в дальнейшем будем называть «активным».

Расход жидкости через сечение активного потока равен расходу жидкости через рабочее колесо. Такая структура потока характерна для всех типов динамических насосов: осевых и центробежных. Последствиями воздействия обратных токов являются:

1. Неравномерность поля давления (эпюра p_{in} , рис. 2) и расходной составляющей скорости на входе в рабочее колесо (эпюра c_m), проявляющееся в понижении давления и увеличении расходной составляющей скорости в центре активного потока и в повышении на периферии статического давления и уменьшении расходной составляющей скорости вследствие закрутки потока (эпюра c_u).
2. Подогрев перекачиваемой жидкости (крови) за счет обратных токов.

3. Появление автоколебательных процессов, т.е. низкочастотных колебаний жидкости во входной канюле насоса не совпадающих по частоте с частотой сокращения левого желудочка сердца.
4. Увеличение момента сопротивления на валу насоса.
5. Образование на малых расходах вихревого шнура во входном патрубке с последующим его отрывом и перемещением к выходу насоса.

Таким образом, при изменении режима работы насоса за счет уменьшения его подачи, он работает на режиме с обратными токами. Поэтому каждое из перечисленных последствий может отрицательно сказываться на работоспособности насоса и всей СТР.

Анализ проведенных расчетов показал, что режим малой подачи $\dot{V} / \dot{V}_p = 0,428$ ($\dot{V} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$) для всех рассмотренных насосов является случаем, для которого характерны три

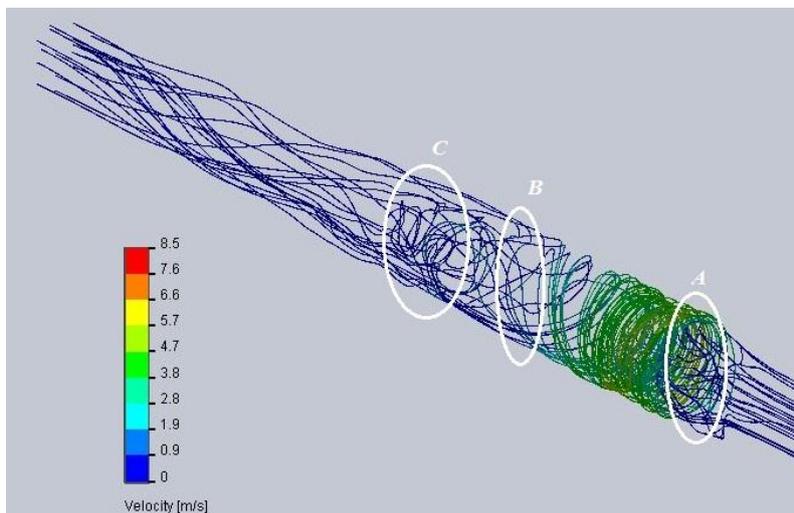


Рис. 3. Линии тока в насосе СТР при расходе $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$

четко выраженные области, когда наблюдаются сильные неравномерные потоки. На входе в насос в области периферии имеется область обратного течения (область *A*, см. рис. 3) когда частички жидкости заходят в межлопаточное пространство РК, а затем возвращаются во входной патрубке. Можно

отметить, что некоторые частицы не покидают данную область, оставаясь в ней. Во второй области *B* наблюдается «витание» частиц, особенно если зазор между РК и СА больше 5 мм. Во втулочной области СА имеет место область *C* значительных рециркуляционных потоков, которая уменьшается при увеличении числа лопаток СА. Отмечено, что чем больше

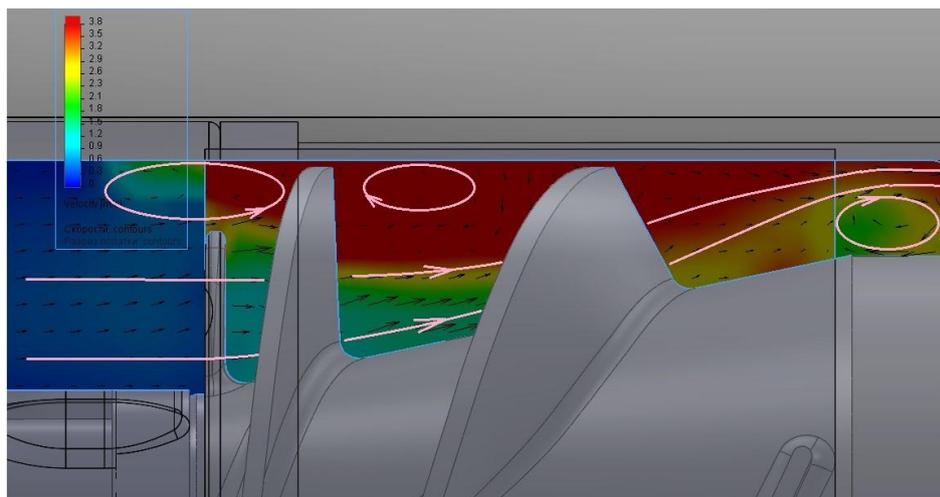


Рис. 4. Обратные токи на входе в РК при подаче $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$

величина (\dot{V} / n) отличается от $(\dot{V} / n)_p$, тем больше интенсивность обратных токов и их

воздействие на активных поток.

На рис. 4 показаны обратные токи на входе в РК. Видно, что область обратных токов характеризуется большими тангенциальными скоростями как внутри рабочего колеса, так и на входе. «Активный» или основной поток обтекает вихревые зоны.

На рис. 5 показано распределение скоростей и выделены значительные области

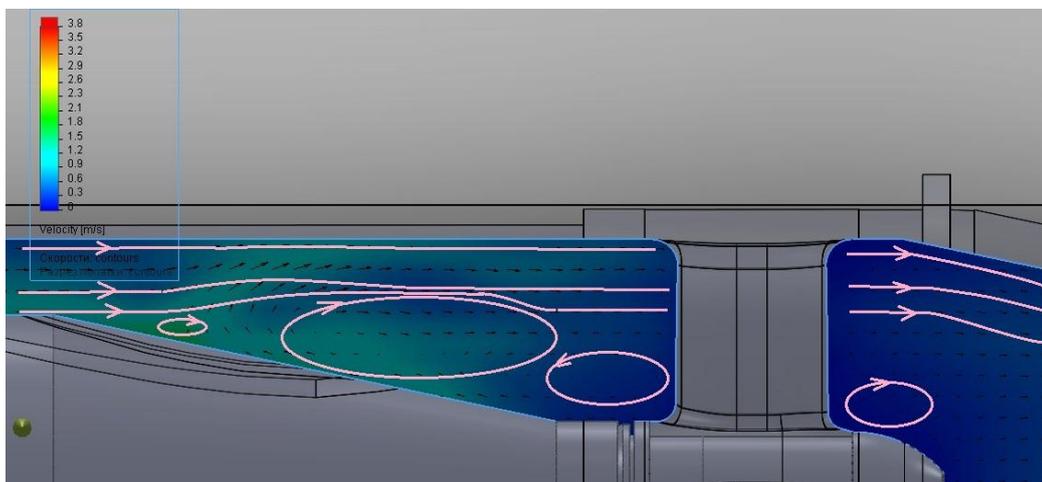


Рис. 5. Отрывные зоны в области СА при подаче $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$

отрывных течений в области СА для режима работы насоса с $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

Для расчетного режима (рис. 6) первая область обратных токов *A*) практически исчезает. Увеличивается интенсивность витания во второй области *B*).

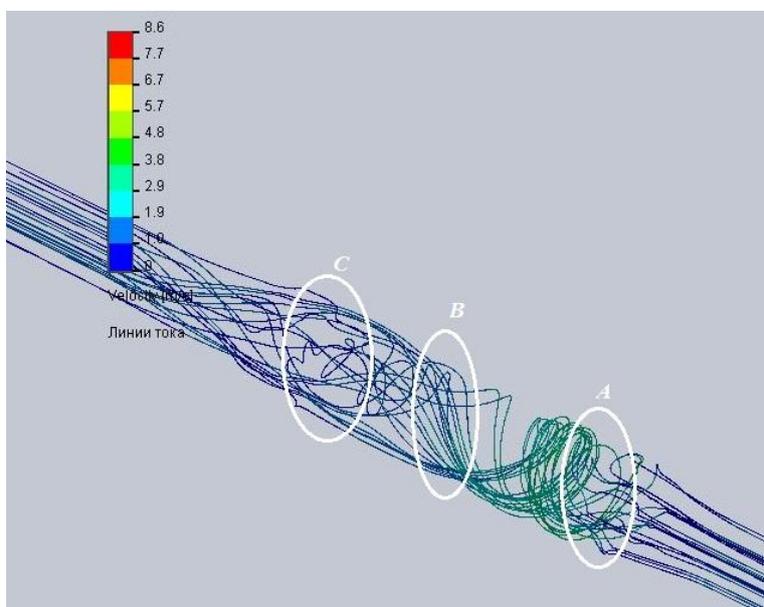


Рис. 6. Линии тока в насосе при подаче $11,7 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{с}$

Отрывные зоны внутри РК также существенно уменьшаются (рис. 7). На этом режиме

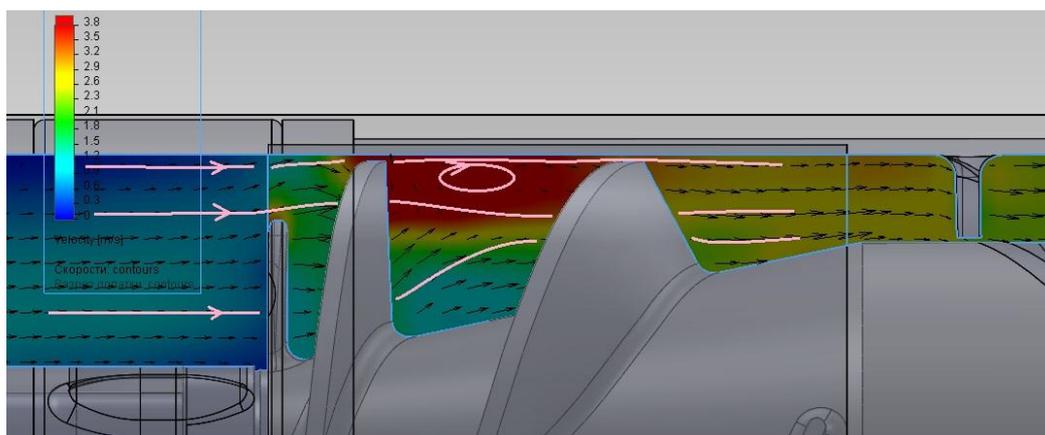
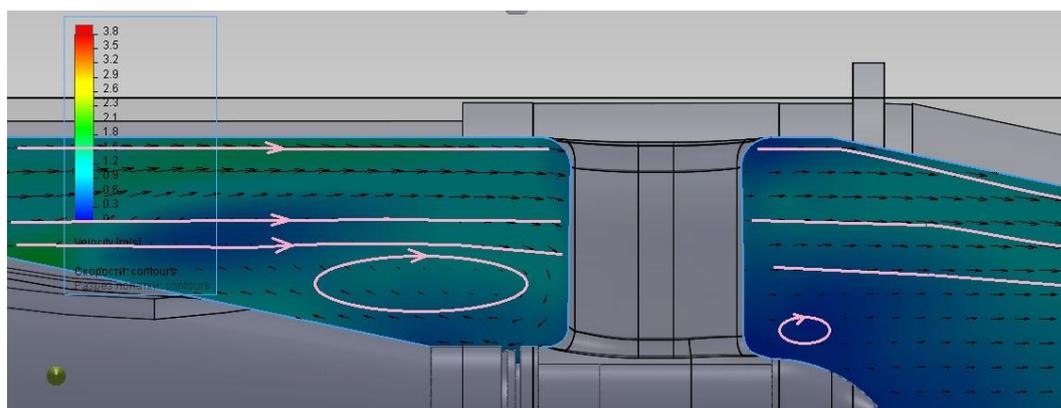


Рис. 7. Отрывные зоны в РК при подаче $11,7 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{с}$

третья область С) характеризуется тем, что часть потока выходит из СА, имея тангенциальную составляющую скорости, т.е. часть потока выходит с остаточной закруткой.

Из-за большой диффузорности СА около втулки можно заметить существенные



отрывные
течения
(рис. 8).

Рис. 8. Линии тока в СА при подаче $11,7 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3/\text{с}$

4. Обсуждение

В результате численного анализа осевого насоса СТР были выявлены особенности течения теплоносителя в нем при различных режимах его работы. Получено, что работа насоса на малых подачах, сопровождается существенными и интенсивными обратными и отрывными течения.

При значениях подач существенно отличающихся от расчетных ($\dot{V} / \dot{V}_p < 0.5$) в активном потоке появляется небольшая окружная составляющая абсолютной скорости активного потока и жидкость, следовательно, будет входить в межлопаточные каналы РК с отрицательными углами атаки. Получено также, что при этом также уменьшается статическое давление в активном потоке, и оно становится существенно ниже давления перед РК. Это объясняется сужением активного потока вихревой зоной, закруткой вихревой

зоны и тратами энергии активного потока на поворот обратных токов. При этом давление резко повышается в зоне обратных токов.

Образование обратных потоков связано с тем, что при работе насоса жидкость всегда организует течение с минимальными потерями, что вытекает из второго закона термодинамики в его адаптации к гидродинамике лопаточных машин. Именно образование обратных токов и отвечает такому характеру течения. Не трудно показать, что минимальные потери энергии достигаются, если поток натекает на лопатки под углом равным углу установки лопатки (угол атаки равен 0, что соответствует расчетному режиму работы). Если бы на входе РК не было бы обратных токов, то при малых подачах поток натекал бы на лопатки с отрицательными углами атаки, т.е. появление обратных токов неизбежное и обязательное явление сопровождающее течение на нерасчетных малых подачах.

Структура потока в вихревой зоне очень сложна и имеет трехмерную картину. При этом число обратных токов равно числу лопастей насоса. Обратные токи перемешиваются между собой и примерно на расстоянии одного диаметра всасывающего трубопровода от колеса, образуя общий кольцевой поток. Действие центробежных сил на жидкость в застойной зоне у тыльной стороны лопасти, образующейся при повышенных значениях угла атаки, является прямой причиной образования обратных токов. Размеры области обратных токов динамически изменяются от максимальных при малых подачах до минимальных для расчетных подач.

Библиографический список

1. Малоземов В.В., Кудрявцева Н.С. Оптимизация систем терморегулирования космических аппаратов. М.: Машиностроение, 1988, 134 с.
2. Бобков А.В. Центробежные насосы систем терморегулирования космических аппаратов: Владивосток, Дальнаука, 2003. 217 с.
3. Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. Б.В.Овсянникова и В.Ф.Чебаевского. М., Машиностроение, 1975, 336 с.
4. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1986.
5. Хаустов А.И., Овсянников Б.В.: Экспериментальные результаты влияние основных параметров на эффективность и кавитационную устойчивость насосов: Труды конференции по ракетным двигателям, стр. 40-41, МАИ, 1987.

Сведения об авторах

Хаустов Александр Иванович, профессор Московского авиационного института (национального исследовательского университета), д. т.н., профессор, e-mail: sinna8@post.ru

Шашкин Игорь Николаевич , инженер Competence Team Drainage and Sewage Компании WILO SE, e-mail: igor.shashkin@mail.ru

Киндеев Михаил Игоревич , студент Московского авиационного института (национального университета), e-mail: bizo0304@mail.ru

Работа выполнена в Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете).