

Численное моделирование теплового баланса в охлаждаемой магнитной муфте высокотемпературного герметичного насоса

12, декабрь 2014

Ломакин В. О., Петров А. И.

УДК: 62-137

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

lomakin@bmstu.ru

Введение

В настоящее время для перекачивания агрессивных, взрывоопасных и ядовитых жидкостей широко применяются герметичные центробежные насосы. Существует две основных разновидности таких насосов – с магнитной муфтой и с герметичным электродвигателем [3]. Каждый из этих двух типов насосов имеет ряд преимуществ и недостатков, однако применение насосов с магнитной муфтой для перекачивания жидкостей с высокими температурами ограничено предельной температурой магнитов муфты [4,5], которые начинают терять свои магнитные свойства при приближении температуры к температуре Кюри. Кроме того, через муфту тепло может передаваться к электродвигателю и другим элементам конструкции насоса [6].

Одним из возможных вариантов решения данной проблемы является применение встроенной системы охлаждения магнитной муфты. Такая система должна решать две основные задачи – во-первых, за счет внутренней циркуляции [2] предварительно охлажденной жидкости защищать от перегрева внутреннюю магнитную полумуфту, а во-вторых, за счет внешней принудительной циркуляции воздуха защищать от перегрева внешнюю магнитную полумуфту, внешний подшипниковый узел и/или электродвигатель.

Данная статья посвящена решению второй задачи методами гидродинамического моделирования при помощи программного пакета STAR CCM+.

Для использования в опытном высокотемпературном центробежном герметичном насосе для перекачивания горячего теплоносителя была разработана специальная конструкция внешней магнитной полумуфты и ее защитного кожуха, которая показана на рисунках 1 и 2.

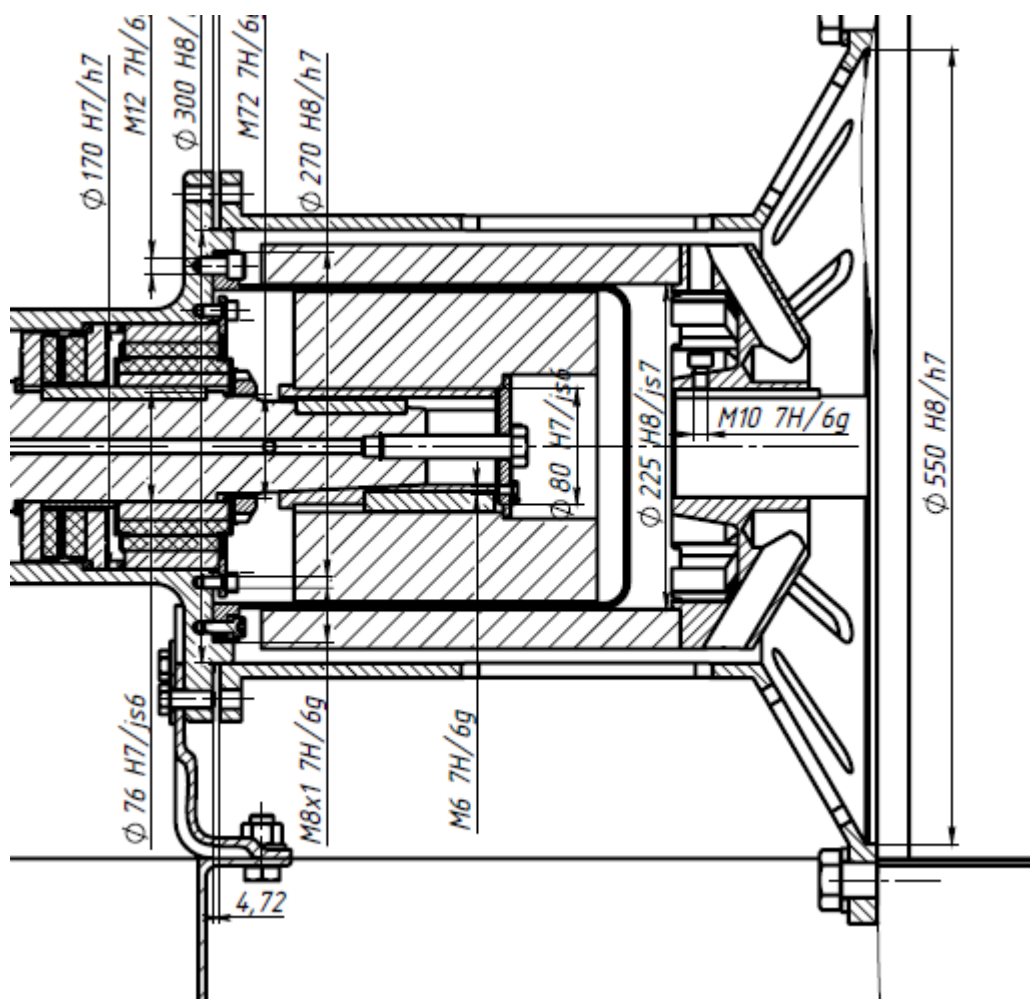


Рисунок 1 – Конструкция внешней магнитной полумуфты и ее защитного кожуха

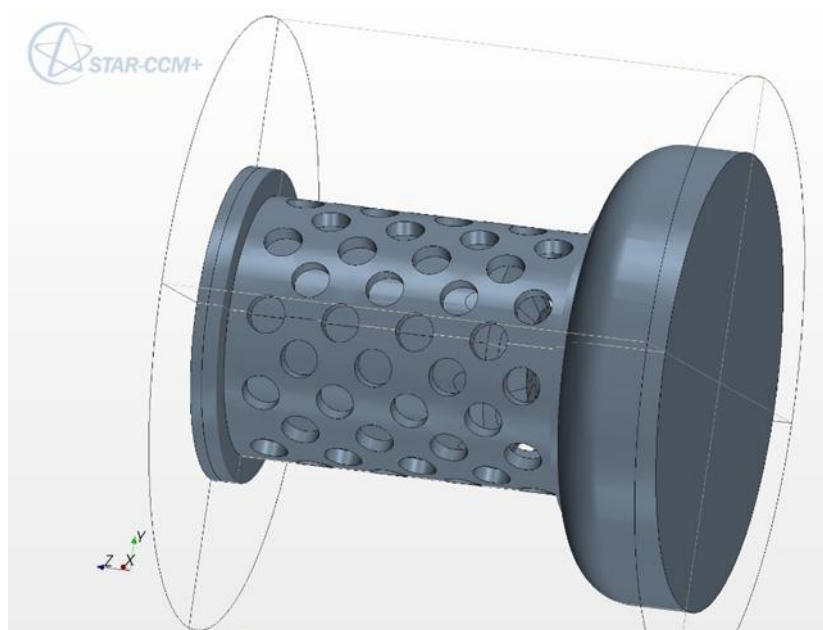


Рисунок 2 – Трехмерная расчетная модель соединения двигателя с насосом

Особенностью данной конструкции явилось наличие перфорации во внешнем корпусе магнитной полумуфты и специальных отверстий в самой полумуфте, предназначенных для обеспечения циркуляции воздуха между неподвижной герметизирующей гильзой (стаканом) и вращающейся внешней магнитной полумуфтой.

При этом внешняя полумуфта для обеспечения минимальных габаритов насоса устанавливается непосредственно на валу электродвигателя (Рисунок 1).

Предполагалось, что организация циркуляции охлаждающего воздуха в направлении от двигателя к насосу позволит снизить как температуру самой внешней полумуфты, так и снять тепловую нагрузку с двигателя, обеспечив охлаждение корпуса муфты и снизив теплопередачу через него на фланец электродвигателя. Вращение полумуфты вызывает движение холодного воздуха вдоль двигателя и обдув корпуса муфты, соединяющего двигатель с насосом

Математическая модель

Метод численного моделирования основан на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики и тепломассообмена. Течение воздуха рассчитывалось как несжимаемое, так как характерные числа Маха в задаче много меньше единицы.

Уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} + \frac{\partial (\tilde{\rho} \tilde{u}_j)}{\partial x_j} = 0;$$

$\tilde{u}_j$ - осреднённое значение скорости жидкости в проекции на j-ю ось (j=1,2,3, по j суммирование);

Уравнение изменения количества движения (осреднение по Рейнольдсу) в стационарной постановке:

$$\rho \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial t} + \tilde{u}_j \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right] = - \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right]$$

$\tilde{p}$ – осреднённое значение давления,

$\tilde{T}_{ij}^{(v)} = 2\mu \tilde{s}_{ij}$ - тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$\tilde{s}_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right]$ - тензор скорости деформации;

$\rho \langle u_i u_j \rangle$ – Рейнольдсовы напряжения;

ρ – плотность жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Уравнение теплопроводности в твердом теле (операторы осреднения отсутствуют, так как в твердом теле отсутствует турбулентность):

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right]$$

При пренебрежимо малой вязкой диссипации внутренней энергии для идеального газа уравнения переноса температуры можно записать так?

$$\frac{\partial \rho \tilde{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \tilde{u}_i \tilde{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{k}{c_p} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} (\tilde{u}_i \tilde{T})$$

Рейнольдсовы напряжения моделировались на основе k- ω SST модели турбулентности модели турбулентности, которая хорошо себя зарекомендовала при расчете динамических насосов [7].

Решение искалось в нестационарной постановке.

Расчетная сетка приведена на рисунке 3.

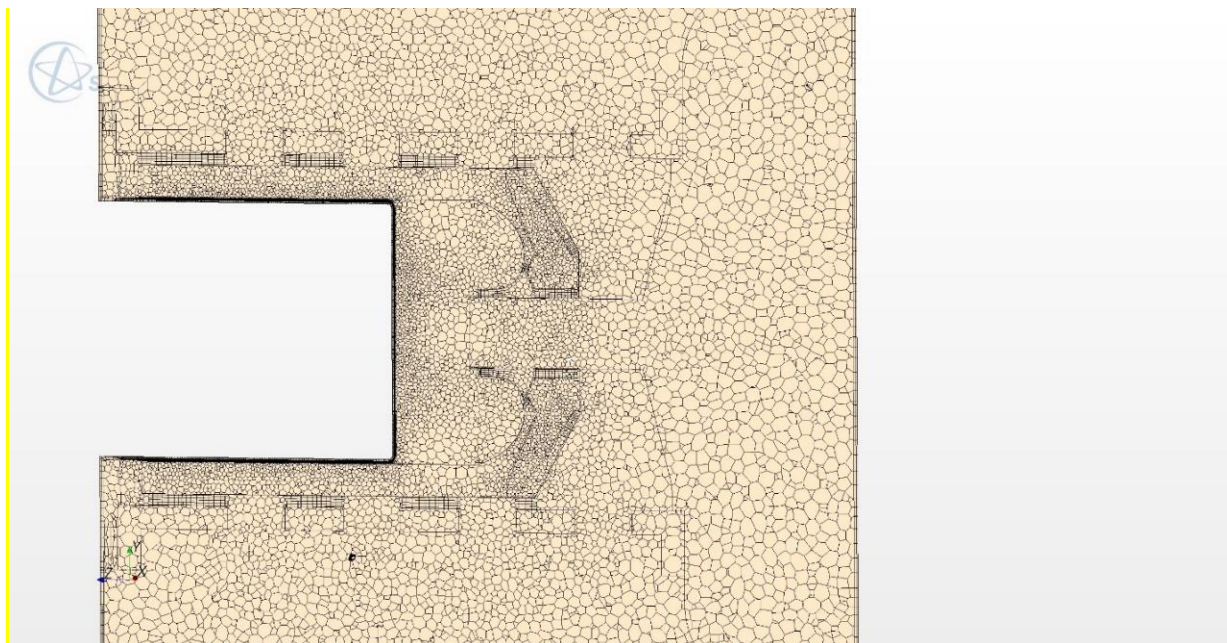


Рисунок 3 Расчетная сетка для теплового расчета

Результаты расчета

В результате моделирования были получены картины течения и распределения температуры в муфте и окружающем воздушном пространстве. Некоторые из них приведены на рисунках ниже.

При вращении полумуфты возникает течение воздуха от полумуфты в радиальном направлении, благодаря радиальным свердениям в полумуфте.

Температура стенки оболочки и насоса задавалась на 170 градусов выше температуры двигателя. Распределение температуры полученное в результате расчета показано на 5. Из приведенного рисунка видно, что при перепаде между насосом и двигателем 170 градусов температура двигателя поднимается лишь на 20 градусов.

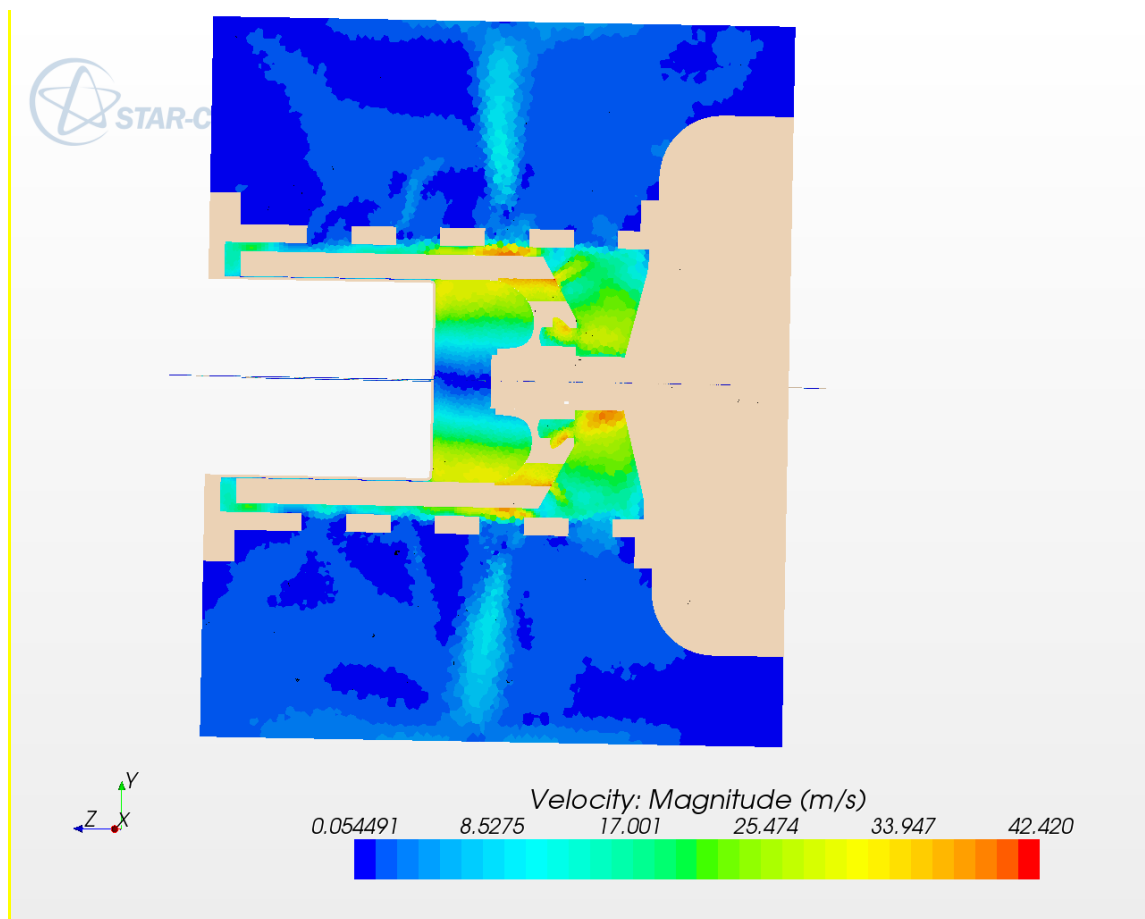


Рисунок 4 – Распределение модуля скорости при вращении полумуфты со стороны двигателя

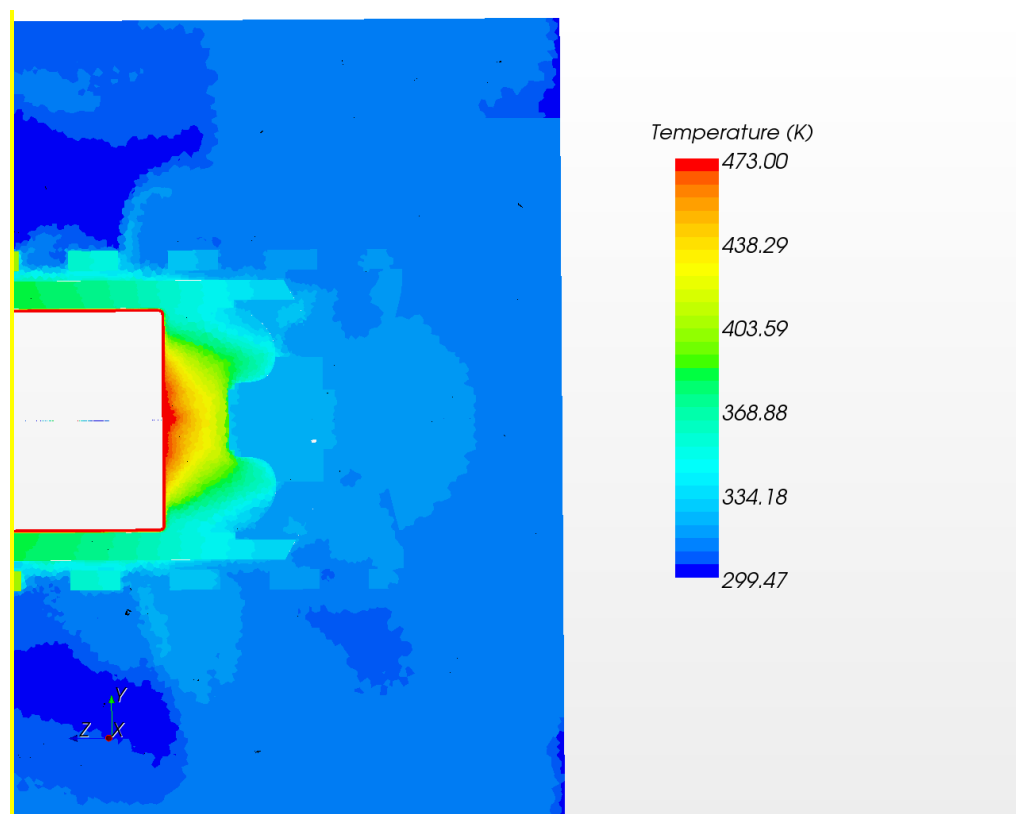


Рисунок 5 – Расчетное распределение температуры на корпусе стакана и электродвигателя

Заключение

В ходе работы показана практическая применимость математической модели расчета процесса тепломассообмена, используемой в программном комплексе STAR CCM+, к определению теплового баланса магнитной муфты с внешним воздушным охлаждением, используемой в высокотемпературном центробежном насосе.

Проведенное моделирование подтвердило принципиальную работоспособность предложенного технического решения применительно к системе тепловой защиты внешней полумуфты и приводного электродвигателя, однако требуется дополнительная экспериментальная верификация полученных результатов.

Работа проводилась на кафедре Э-10 МГТУ им. Н.Э. Баумана в рамках государственного контракта с Министерством промышленности и торговли № ГК 13411.1007499.09.051 от 13.03.13.

Список литературы

1. Patankar S. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
2. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. М., Машиностр-е, 1982г. 112 с.
3. Буренин В.В., Гаевик Д.Т., Дронов В.П., Иванов В.В. Конструкция и эксплуатация центробежных герметичных насосов. М., Машиностр-е, 1997г. 152 с.
4. Ганзбург Л.Б., Федотов А.И. Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов. Справочник.-Л., Машиностр-е, 1980г. 364 с.
5. Красильников А.Я. Особенности применения постоянных высокоэрцевитивных магнитов в магнитных муфтах. М., Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2006 г. 32 с.
6. Субботин С.П. Герметичные насосы с магнитной муфтой: теория, проектирование, создание, отработка. Минск, Современные знания, 2008 г. 222 с.
7. Ломакин В. О., Петров А. И., Кулешова М. С. Исследование двухфазного течения в осецентробежном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. DOI: 10.7463/0914.0725724