

## Электротехника

УДК 621.313;621.5.09

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОДШИПНИКОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

**Ю.Н. Иванников, Ю.А. Макаричев**

Самарский государственный технический университет  
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

**Аннотация.** Динамика внедрения электромагнитных подшипников в качестве опор нагнетателей газоперекачивающих агрегатов (ГПА) ПАО «Газпром» демонстрирует стабильный рост с 2005 года. В связи с этим становится все более актуальным вопрос повышения эксплуатационных характеристик электромагнитных подшипников: увеличения надежности, уменьшения потребляемой мощности, массы и габаритных размеров. И как следствие – вопрос тепловых перенапряжений в результате повышения удельных электромагнитных нагрузок. Численное моделирование электромагнитных и тепловых процессов методом конечных элементов с использованием специализированного программного обеспечения позволяет значительно повысить точность требуемых расчетов и, следовательно, надежность и безотказность работы ГПА. В статье приведены результаты анализа геометрической модели электромагнитного подшипника газоперекачивающего агрегата СМП-16 «Волга», выявлены особенности течения теплоносителя системы охлаждения ЭМП. Рассмотрены подходы к пристеночному моделированию турбулентных течений и определены наиболее подходящие к целям моделирования модели турбулентности. В результате анализа особенностей эксплуатации электромагнитного подшипника для моделирования газодинамических процессов выбрана модель турбулентности, даны рекомендации к построению сетки конечных элементов и определены граничные условия модели.

**Ключевые слова:** электромагнитный подшипник, нагнетатель газоперекачивающего агрегата, охлаждение электромагнитного подшипника, газодинамические процессы, модель турбулентности.

Согласно статистике Министерства транспорта РФ за январь-июнь 2018 года [3] на долю трубопроводного транспорта приходится 15,77 % от всех грузоперевозок в РФ (около 590,5 млн т). При этом основой газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является турбокомпрессор, который, как и любая вращающаяся машина, имеет в своем устройстве подшипники. Как правило, это гидродинамиче-

---

*Иванников Юрий Николаевич, ассистент кафедры «Электромеханика и автомобильное электрооборудование».*

*Макаричев Юрий Александрович (д.т.н.), заведующий кафедрой «Электромеханика и автомобильное электрооборудование».*

ские (масляные) подшипники. Их широкое применение в качестве опор компрессоров ГПА обосновано положительными качествами, такими как высокая несущая способность, относительно небольшой зазор и, как следствие, небольшой зазор в уплотнениях, и т. д. Однако применение масла в качестве рабочего агента вызывает ряд серьезных проблем, таких как увеличение расходов на обслуживание системы смазки, в том числе доставку масла в труднодоступные районы, обслуживание системы охлаждения, подогрева и фильтрации масла, увеличение сопутствующих потерь масла, загрязнение окружающей среды, увеличение потерь на трение с увеличением частоты вращения и, наконец, увеличение риска возгорания. Свободными от этих недостатков являются электромагнитные подшипники (ЭМП). Кроме того, анализ причин остановов ГПА [5] показывает, что на долю подшипников приходится 7,4 % всех отказов, на долю маслосистемы 17,9 % и на долю системы КИПиА – 40,5 %. Применение активных электромагнитных подшипников за счет уменьшения сети масляных магистралей (в том числе оборудования охлаждения, подогрева и контроля состояния) позволяет снизить число отказов, вызванных сбоем в маслосистеме и оборудовании КИПиА, ответственных за маслосистему, тем самым повысить надежность ГПА.

Лидером по производству и внедрению электромагнитных подшипников в РФ является ФГУП «НПП ВНИИЭМ». На конец 2009 года получен положительный опыт эксплуатации компрессоров мощностью 12–25 МВт с ЭМП на действующих газовых магистралах [6, 15].

По состоянию на 2016 год на предприятиях ПАО «Газпром» эксплуатируется 273 ГПА, оснащенных электромагнитным подвесом. При этом с 2005 года парк компрессоров, оснащенных ЭМП, только возрастает (рис. 1) [7].

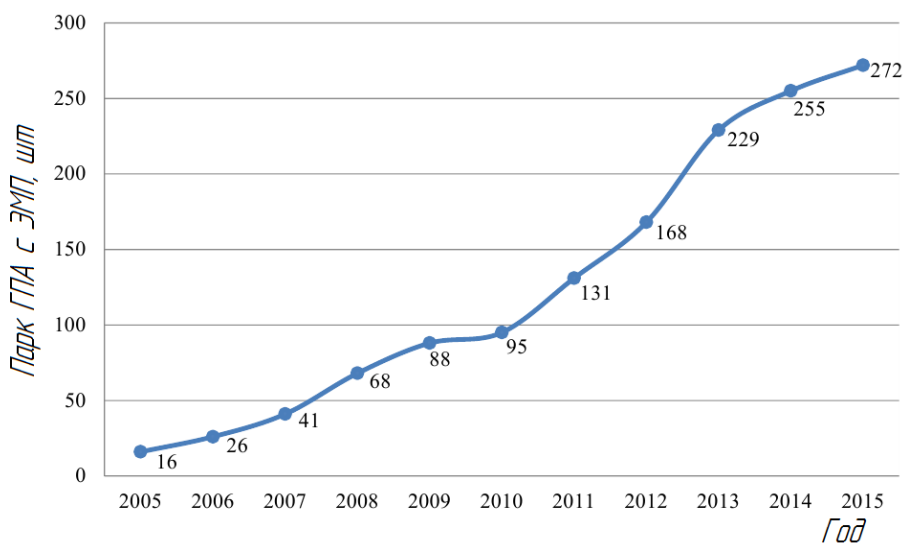


Рис. 1. Динамика роста парка ГПА с электромагнитным подвесом

Текущая тенденция к увеличению ГПА с электромагнитным подвесом демонстрирует интерес потребителей мощного, высокоскоростного компрессорного оборудования к более надежным и экологически чистым решениям. Безусловно, электромагнитный подвес имеет и свои недостатки [1, 8], такие как более низкая несущая способность, большие геометрические размеры и масса. Это делает актуальными вопросы совершенствования как системы управления, так

и механической части ЭМП. Можно выделить несколько основных направлений оптимизации ЭМП:

- снижение массы и габаритных размеров;
- минимизация потребляемой мощности;
- повышение надежности ЭМП.

Решение этих проблем возможно за счет совершенствования электромеханической части и системы управления. Силовая часть ЭМП (электромагниты) представляет собой динамичную электромеханическую и тепловую систему. Поэтому решение поставленных задач требует учета множества зачастую противоречивых физических факторов и, как следствие, тщательного междисциплинарного анализа.

Номинальный режим работы электромагнитного подшипника характеризуется потерями энергии, которые выделяются в виде тепла. Наиболее подвержены температурному воздействию электроизоляционные материалы; так, при превышении температуры, установленной классом изоляции, значительно сокращается их срок службы [2, 9, 10, 14] вплоть до частичного или полного разрушения структуры материала. Локальные перегревы обмотки значительно сокращают надежность ЭМП и могут вызвать незапланированный останов нагнетателя, повышая издержки. Следовательно, учет и анализ тепловых процессов – одна из важнейших и актуальных задач совершенствования ЭМП.

Минимизация габаритов, массы и потребляемой мощности ЭМП невозможна без определения тепловой нагрузки машины, которая зависит от ряда факторов, таких как величина и форма объемных тепловыделений (сосредоточенных, распределенных); расположение стоков тепла по отношению к истокам; физические свойства теплопроводящих материалов и эффективность стоков [2, 9, 10]. Поэтому при определении температурного поля электрической машины заданной геометрии необходимо решить ряд задач:

- 1) определение величины объемных тепловыделений в активных частях машины – обмотках и магнитопроводе;
- 2) определение коэффициента теплоотдачи с охлаждающей поверхности;
- 3) расчет температурного поля машины.

Аналитическое решение рассмотренных задач зависит от начальных условий, геометрической модели, постановки задачи (двумерная или трехмерная). Задачи типа 1 и 3 в двумерной постановке дают удовлетворительные результаты и не требуют значительных вычислительных усилий при допущении линейности физических свойств материалов. При этом решение задачи в трехмерной постановке с введением нелинейностей в уравнения значительно усложняет аналитическое решение.

Для задачи типа 2 (определение коэффициента теплоотдачи с поверхности) также существуют аналитические решения с использованием критериев подобия [2]. Однако подобные решения дают удовлетворительные результаты только для ограниченного типа задач (например, теплоотдача в канале, на орбренной поверхности при обдуве вентилятором и т. п.). В общем случае теплоотдача с поверхности является функцией множества переменных, таких как природа возникновения конвекции (свободная или вынужденная), режим течения (ламинарный, переходный или турбулентный), теплофизические свойства теплоносителя (плотность ( $\rho$ ), теплопроводность ( $\lambda$ ), кинематическая вязкость ( $\nu$ ), теплоемкость ( $c$ )), геометрические размеры и форма обтекаемой поверхности и т. п.

В общем случае нестационарное течение сжимаемой вязкой жидкости может быть описано известной [12, 4] системой уравнений, в которую входят уравнения Навье – Стокса, уравнение неразрывности и состояния (связывающее между собой давление, плотность и температуру), а также эмпирической зависимостью между коэффициентом вязкости ( $\mu$ ) и температурой ( $T$ ). В общем виде эта система уравнений не может быть решена, так как не могут быть определены граничные условия в неустановившемся движении вязкой жидкости [13].

Для сложной геометрии со значительным градиентом давления и наличием множества вихреобразующих элементов (например, внезапное сужение, расширение канала) задача многократно усложняется и поле скоростей в пространстве (и коэффициент теплоотдачи с прилегающих поверхностей) может быть найдено только численным моделированием процессов. В подобных инженерных расчетах часто используется специализированное программное обеспечение (*Ansys-Fluent*, *Comsol* и т. п.), в основе которого лежат уравнения Навье – Стокса.

На сегодняшний день не существует универсальной математической модели для разрешения всего многообразия существующих задач газо- и гидродинамики [4]. Выбор модели течения среды зависит от множества факторов: общепринятых методик для определенного класса задач, геометрии потока, требуемого уровня точности, вычислительных мощностей и т. д.

Рассмотрим решение этой актуальной задачи на примере расчета температурных полей осевых (ОЭМП) и радиальных (РЭМП) электромагнитных подшипников газонагнетателя магистрального ГПА. В качестве объекта исследования был выбран ЭМП СМП-16 «Волга».

Электромагнитный подшипник СМП-16 «Волга» УНЦ16-76/1.44 имеет принудительное воздушное охлаждение за счет забора воздуха от магистралей пневмогазовой установки.

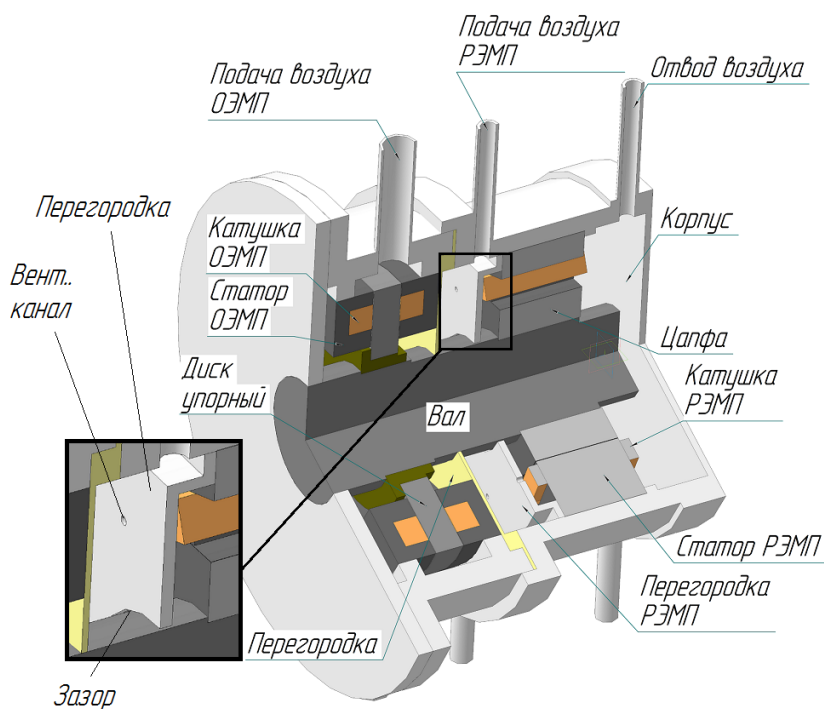


Рис. 2. Геометрическая модель электромагнитного подшипника ГПА

На рис. 2 можно проследить путь, который проходит воздух при охлаждении РЭМП. Пройдя через отверстие «подача воздуха РЭМП», теплоноситель попадает в камеру, которая образуется из-за наличия перфорированной перегородки, установленной на пути следования потока. Перегородка представляет собой металлическую пластину с отверстиями напротив межполюсных каналов и образует в радиальном направлении зазор с валом нагнетателя (по величине этот зазор больше, чем рабочий зазор в РЭМП). Из камеры охлаждающий воздух течет через воздушный зазор перегородки и частично через отверстия. Затем через межполюсное пространство и воздушный зазор электромагнитного подшипника попадает в торцевую камеру РЭМП. После этого через «отвод воздуха» теплоноситель отводится в атмосферу.

Уравнения движения текучей среды могут быть значительно упрощены, если принять допущение, что текучая среда несжимаема. Для охлаждения активных частей в качестве теплоносителя используется воздух, у которого модуль объемной упругости относительно мал. При определенных условиях, когда динамическое давление мало по отношению к модулю объемной упругости, газообразную среду можно рассматривать как несжимаемую [12]. Основанием для допущения о несжимаемости среды является условие

$$\frac{1}{2} Ma^2 \ll 1, \quad (1)$$

где  $Ma$  – число Маха.

В инженерных расчетах с достаточной степенью точности число Маха, при котором воздух можно рассматривать как несжимаемую среду, можно принять равным  $Ma = 0,303$  [12]. В электромагнитном подшипнике нагнетателя неизвестна скорость воздушного потока в зазоре и межполюсных каналах. Источником вынужденного течения воздуха является избыточное давление пневмогазовой магистрали  $P_{nom} \approx 5$  атм и вращение ротора с частотой  $n_{nom} = 5300$  об/мин. С учетом геометрии каналов, величины давления и частоты вращения скорость течения воздуха в РЭМП не превышает 80 м/с. Руководствуясь неравенством (1), принимаем, что теплоноситель РЭМП – среда несжимаемая.

Таким образом, уравнения, описывающие движение текучей среды, могут быть упрощены:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + (\bar{u} \cdot \text{grad}) \bar{u} = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \cdot \text{div grad}(\bar{u}), \\ \text{div}(\bar{u}) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

где  $\bar{u}$  – вектор скорости потока;

$p$  – давление;

$\bar{F}$  – вектор напряженности массовых сил.

Нагнетатель СМП-16 «Волга» – вращающаяся машина с горизонтально расположенным валом. Главная особенность работы ЭМП рассматриваемого нагнетателя состоит в том, что вес ротора является основной составляющей статической нагрузки на РЭМП. Для компенсации веса ротора верхняя пара магнитов питается номинальным током, значительно превышающим ток катушек противоположащей пары магнитов. Для создания требуемой жесткости подвеса и линейности его тяговой характеристики токи обмоток противоположащих полюсов алгебраически складываются из тока смещения и управляющего тока. Управляющий ток противоположных катушек имеет разный знак по отношению к току смеще-

ния. На рис. 3 показана кривая распределения магнитной индукции в зазоре РЭМП для случая, когда основную долю статической нагрузки подшипника составляет вес ротора.

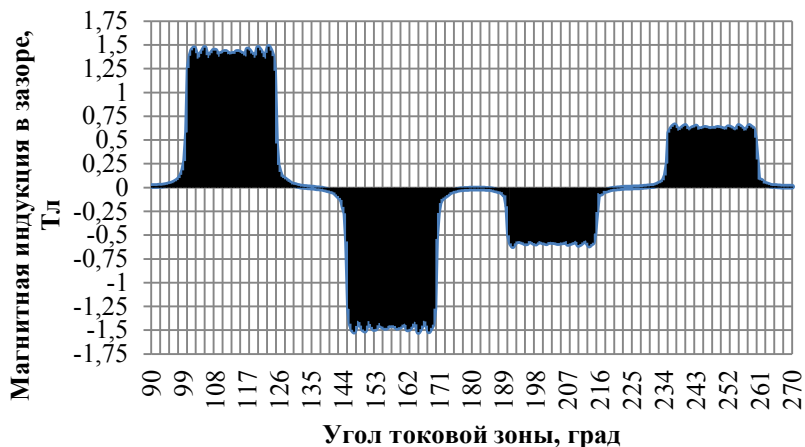


Рис. 3. Магнитная индукция по длине воздушного зазора

Таким образом, вращение ферромагнитной цапфы ротора происходит в переменном магнитном поле, в результате чего в теле цапфы выделяются значительные потери на перемагничивание и вихревые токи, распределенные неравномерно по объему цапфы [11].

Так как теплоноситель обдувает поверхность ротора через воздушный зазор и межполюсное пространство, а вращение ротора способствует перемешиванию охлаждающего воздуха и повышению теплоотдачи с поверхности ротора, значительная часть теплового потока отводится теплоносителем в окружающую среду. Однако из-за относительно небольшой величины воздушного зазора тепловой поток от ротора будет дополнительно подогревать статор и обмотки электромагнитов.

Результатом численного моделирования газодинамической задачи является распределение коэффициента теплоотдачи ( $\alpha$ ) на поверхностях активных частей электромагнитного подшипника для последующего использования результатов в тепловом расчете ЭМП. Геометрическая модель представляет собой радиальный и осевой электромагнитные подшипники, расположенные в одном корпусе и разделенные перегородкой.

По данным технической документации на электромагнитный подвес СМП-16 «Волга» была создана трехмерная геометрическая модель (см. рис. 2) узла электромагнитного подвеса свободного конца вала компрессора, включающая в себя комплект ОЭМП и комплект радиального электромагнитного подшипника. Согласно схеме пневмогазовой установки РЭМП и ОЭМП имеют раздельное воздушное охлаждение с давлением в магистралях, равным  $P_{ном}$ . Поэтому для упрощения сеточной модели аэродинамические процессы, происходящие в РЭМП и ОЭМП, считаем независимыми друг от друга. Особенностью модели является наличие вращающихся частей – вала с упорным диском в ОЭМП и цапфой в РЭМП. Частота вращения ротора нагнетателя  $n_{ном}$ . После прохода воздуха по каналам РЭМП и ОЭМП осуществляется сброс теплоносителя в атмосферу.

При определении коэффициента теплоотдачи с поверхности наибольший интерес представляет поле скоростей теплоносителя вблизи твердой стенки. При-

стеночное моделирование значительно влияет на точность численных расчетов, поскольку стенки являются основным источником турбулентности [4]. Именно в пристеночной области переменные уравнений переноса имеют большие градиенты. Поэтому точное представление течения потока пристеночной области в значительной степени определяет турбулентные течения.

Пограничный слой принято делить на две области: внутренний (*inner layer*) и внешний слои (*outer layer*) [4]. Внутренняя область составляет около 20 % толщины пограничного слоя и содержит около 80 % энергии турбулентных пульсаций. Многочисленные эксперименты показали, что для повышения точности расчета пристеночная область может быть разделена на три слоя [4]. Для ближайшего к стенке слоя (*viscous sublayer*) характерно преобладание молекулярного переноса над турбулентным, поток здесь практически ламинарный. Наиболее отдаленная область внутреннего слоя (*fully turbulent* или *log-law region*) – турбулентная или логарифмическая область, здесь преобладает турбулентный перенос. И, наконец, средняя область (*buffer layer*), где одинаково важны эффекты молекулярного и турбулентного переноса.

Известные модели течений [4]  $k-\epsilon$ ,  $RSM$  и  $LES$  в первую очередь предназначены для моделирования ядра потока, то есть потока на некотором отдалении от стенки. В свою очередь, для моделирования пристеночных течений были разработаны модели *Spalart-Allmaras* и  $k-\omega$ , которые рационально использовать при условии достаточно разрешенной сетки [4].

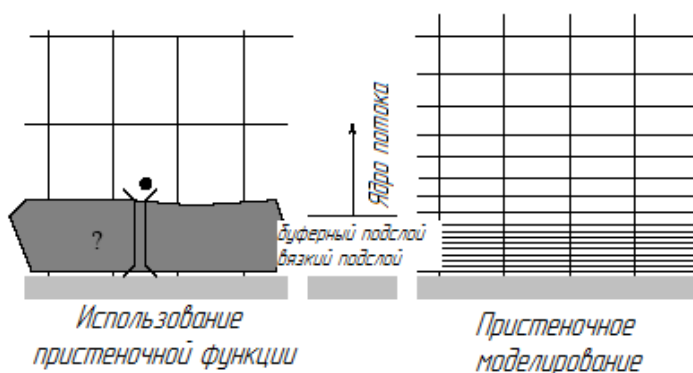


Рис. 4. Наиболее распространенные подходы для моделирования пристеночных областей

Рассмотрим два подхода (рис. 4) к моделированию процессов, протекающих в пристеночных областях [4].

В первом подходе (*Wall Function Approach*) область, в которой преобладает молекулярный перенос, не разрешена. Вместо этого используются так называемые пристеночные функции (*wall function*) – полуэмпирические уравнения, позволяющие связать области с преобладанием вязкости с областью, в которой преобладает турбулентность. Применение пристеночных функций позволяет учесть влияние стенок на основной поток без непосредственного моделирования пристеночных областей, что значительно экономит вычислительные ресурсы и время.

Второй подход (*Near-Wall Model* – пристеночное моделирование) основан на непосредственном численном моделировании процессов, происходящих вблизи стенки. Для этого в модель турбулентности, описывающей основной поток, вно-

сятся дополнительные уравнения. Здесь основное внимание уделяется качеству сетки в пристеночных областях, от которого непосредственно зависит точность решения. Этот подход более ресурсоемок, однако он позволяет выполнять непосредственное моделирование процессов вблизи стенки.

Точность решения задачи во многом определяется реальным видом течения среды и выбранной моделью турбулентности. Поэтому при выборе модели необходимо руководствоваться наличием в геометрической модели следующих вихреобразующих элементов: градиента давления, внезапных сужений и расширений канала, температурной неоднородности, шероховатости, вращающейся стенки и т. п. Значительно влияет на возникновение турбулентных течений наличие острых кромок при внезапном сужении или расширении канала. Из рис. 2 видно, что перфорированная перегородка является подобным источником турбулентности.

Вращающийся ротор с точки зрения его воздействия на поток также является источником турбулентности. Экспериментальные исследования [12] двух коаксиально расположенных цилиндров, один из которых (внутренний) вращается, показывают, что в результате воздействия центробежной силы происходит отрыв и турбулизация потока в пограничном слое.

Существенное влияние на процессы, происходящие в пограничном слое, оказывает температура. С точки зрения турбулизации пограничного слоя эта зависимость неоднозначна. Так, в случае, когда температура потока превышает температуру стенки, внешний поток оказывает стабилизирующее воздействие на пограничный слой. С другой стороны, когда температура стенки превышает температуру потока – пограничный слой дестабилизируется [12]. Так, для нагретой пластины, обдуваемой воздухом, критическое число Рейнольдса снижается примерно в два раза при изменении температуры стенки от 40 до 120 °С. В электромагнитном подшипнике имеет место ситуация, при которой воздух охлаждает активные части электромагнитного подшипника, отводя избыточное тепло за пределы корпуса РЭМП. С этой точки зрения поверхности катушек, и в особенности цапфы ротора, оказывают возмущающее действие на устойчивость пограничного слоя.

На основании анализа геометрии подшипника и условий течения теплоносителя допускаем, что поток воздуха в зазоре и межполюсных каналах РЭМП имеет турбулентную природу.

Отводя тепло от нагретых поверхностей, воздух подогревается, что значительно влияет на его теплофизические свойства, и в особенности на плотность и коэффициент вязкости, которые входят в уравнение (2). Таким образом, при решении задачи необходимо учитывать повышение температуры теплоносителя. Пакет программ *Ansys Fluent* позволяет производить подобный междисциплинарный расчет. В свойствах блоков геометрической модели есть возможность задать объемное тепловыделение и теплофизические свойства соответствующего материала.

Турбулентность значительно влияет на толщину пограничного слоя. С увеличением величины турбулентности, как правило, увеличивается и толщина пограничного слоя. На рис. 5 показан вид пограничного слоя. Величина  $U_\infty$  представляет собой скорость ядра потока (на большом расстоянии от стенки  $BC$ ). Толщина пограничного слоя ( $h$ ) непостоянна в направлении потока и увеличивается от переднего края стенки (точка  $B$ ) к заднему краю (точка  $C$ ). Обычно на переднем крае в пограничном слое течение ламинарное.



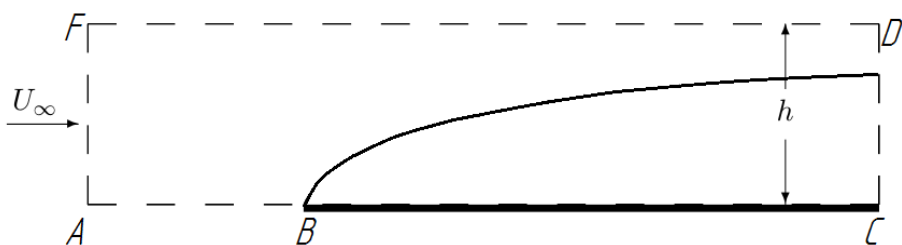


Рис. 5. Толщина пограничного слоя

Для удовлетворительного разрешения течения в пограничном слое толщина первой ячейки сетки может быть найдена из уравнения

$$y^+ = \frac{\Delta y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (3)$$

где  $y^+$  – безразмерная величина, характеризующая расстояние до стенки. В модели  $k-\omega$  рекомендуется принять ее  $y^+ < 1$ ;

$\Delta y$  – расстояние от середины первой ячейки до стенки;

$\tau_w$  – касательное напряжение на стенке:

$$\tau_w = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0}.$$

Поскольку турбулентность играет важнейшую роль в переносе среднего импульса и остальных величин потока, то для повышения точности необходимо генерировать сеточную модель таким образом, чтобы мелкие завихрения (в пределах заданной точности) сложного турбулентного потока были разрешены. В связи с сильным взаимодействием осредненного течения с турбулентностью численное моделирование турбулентных потоков более чувствительно к качеству сеточной модели, нежели ламинарные потоки.

Такие факторы, как подача – отвод сжатого воздуха, градиент давления, шероховатости стенки, вращение ротора и температура стенки, существенно влияют на уровень турбулентности (в пограничном слое) и форму профиля скорости потока. Особенностью течений в каналах по сравнению с внешними течениями является ограниченность размеров пограничного слоя размерами канала.

Геометрическая модель ЭМП имеет следующие особенности:

- 1) течение теплоносителя осуществляется в замкнутом пространстве;
- 2) теплоноситель подается под высоким давлением;
- 3) модель имеет внезапные сужения и расширения каналов;
- 4) в модели присутствуют вращающиеся и нагретые стенки;
- 5) в качестве теплоносителя используется воздух.

Следовательно, для моделирования потока воздуха в электромагнитном подшипнике из известных моделей рационально выбрать модель турбулентности *Standard k- $\omega$*  в нестационарной постановке. Так как коэффициент теплоотдачи с поверхности зависит от скорости потока теплоносителя, омывающего эту поверхность, то предпочтителен подход пристеночного моделирования потока (*Near-Wall Model*).

Наличие перегородки на входе в каналы электромагнитного подшипника существенно влияет на форму потока, следовательно, более предпочтительным является трехмерное моделирование процессов течения теплоносителя.

Так как течение реальной жидкости характеризуется «прилипанием» к стенке, то в качестве граничных условий необходимо задать отсутствие нормальной и касательной составляющей скорости потока на стенке:

$$u_n = 0; \quad u_\tau = 0.$$

В *Ansys Fluent* это условие может быть задано во вкладке *Shear Condition* установкой значения *NoSlip*.

В качестве источников течения потока задаем: избыточное давление (*pressure-inlet*) на поверхностях, соответствующих подаче воздуха (см. рис. 3), атмосферное давление на выходе (*pressure-outlet*), частоту вращения ротора (*Moving Wall*).

На основании анализа расположения основных источников тепловыделения и стоков теплового потока следует уделять особое внимание качеству сетки в воздушном зазоре и межполюсном пространстве. Сетку конечных элементов необходимо сгущать вблизи стенки для разрешения мельчайших вихрей в пределах вычислительных возможностей ЭВМ. Для генерации сетки вблизи стенки следует воспользоваться инструментом *Inflation*, размер первой ячейки может быть найден по формуле (3). Следует избегать при этом слишком быстрого роста величины ячейки в направлении, перпендикулярном поверхности (*expansion ratio* < 1,2).

Вычислительные возможности имеющихся ЭВМ из-за большого количества элементов модели и значительного числа элементов сетки ограничивают точность решения. Поэтому в геометрической модели рассматривается только воздушное пространство РЭМП и ОЭМП, а на поверхностях активных частей подшипника заданы предполагаемые температуры. Температура потока на входе –  $T_{in}$ , температура поверхностей обмоток –  $T_{coil}$ , температура цапфы ротора –  $T_{rot}$ .

Результаты численного моделирования послужат начальными условиями для расчета температурного поля электромагнитного подшипника газоперекачивающего агрегата. Кроме того, может быть дана оценка эффективности охлаждения с точки зрения интенсивности охлаждения и использования охладителя.

Вывод: учитывая геометрию охлаждающих каналов, схему подачи и отведения воздуха, наличие вращающихся частей в электромагнитных подшипниках нагнетателей ГПА, в качестве расчетной модели турбулентности теплоносителя следует выбрать модель *Standard k- $\omega$*  в нестационарной постановке. Данная модель реализуема на ПК последнего поколения и обладает достаточной точностью, необходимой для получения исходных данных, которые будут приняты в качестве начальных условий при дальнейшем моделировании тепловых процессов ЭМП.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Макаричев Ю.А., Стариков А.В. Теоретические основы расчета и проектирования радиальных электромагнитных подшипников. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 150 с.
2. Борисенко А.И., Костиков О.Н., Яковлев А.И. Охлаждение промышленных электрических машин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.
3. Транспорт России. Информационно-статистический бюллетень. Январь-июнь 2018 года. Доступ из статистики – Министерство транспорта Российской Федерации [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mintrans.ru/ministry/results/180/documents>

4. AnsysFluent 12.0 TheoryGuide [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main\\_pre.htm](http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm), свободный (дата обращения: 20.11.2018).
5. *Борисков К.Ф., Плотников П.Н.* Комплексный анализ аварийных остановов газоперекачивающих агрегатов на компрессорных станциях // Труды Второй науч.-техн. конф. молодых ученых Уральского энергетического института. – Екатеринбург: УрФУ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2017. – 410 с.
6. *Сарычев А.П.* Особенности и опыт создания электромагнитных подшипников для серии компрессоров газоперекачивающих агрегатов // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – М.: Научно-производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, 2009. – 53 с.
7. О достигнутой надежности систем электромагнитного подвеса ротора ЦБК газоперекачивающих агрегатов ПАО «Газпром» // Материалы совещания по вопросу повышения надежности систем электромагнитного подвеса роторов ЦБК, эксплуатируемых на объектах ПАО «Газпром». 6 – 8 апреля 2016 г., Калининград, КГПА.
8. *Журавлев Ю.Н.* Активные магнитные подшипники: теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.
9. *Гуревич Э.И.* Тепловые испытания и исследования электрических машин. – Л.: Энергия, 1977. – 296 с.
10. *Филиппов И.Ф.* Вопросы охлаждения электрических машин. – М.–Л.: Энергия, 1964. – 334 с.
11. *Макаринчев Ю.А., Иванников Ю.Н.* Моделирование температурных полей радиального электромагнитного подшипника // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2014. – № 3(43). – С. 139–145.
12. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
13. *Коротких А.Г., Шаманин И.В.* Основы гидродинамики и теплообмена в ядерных реакторах: Учеб. пособие. – Томск: Томский государственный университет, 2007. – 117 с.
14. *Копылов И.П.* Проектирование электрических машин: Учеб. пособие для вузов / И.П. Копылов, Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков и др.; Под ред. И.П. Копылова. – М.: Энергия, 1980. – 496 с.
15. *Макриденко Л.А.* Состояние и перспективы развития электромагнитных подшипников в ФГУП «НПП ВНИИЭМ» / Л.А. Макриденко, А.П. Сарычев, В.П. Верещагин и др. // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – М.: Научно-производственная корпорация «Космические системы мониторинга, информационно-управляющие и электромеханические комплексы» имени А.Г. Иосифьяна, 2011. – С. 3–12.

*Статья поступила в редакцию 20 сентября 2018 г.*

## **STATEMENT OF PROBLEM FROM COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS OF ELECTROMAGNETIC BEARING COOLING OF A GAS COMPRESSOR UNIT**

***Yu. Ivannikov, Yu. A. Makarichev***

Samara State Technical University  
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

*Abstract. Dynamic of electromagnetic bearing incorporation in the capacity of a supercharger for the gas compressor unit (GCU) from PAO “Gazprom” demonstrates incremental increase beginning from 2005. Wherefore problem of electromagnetic bearing (EMB) performance build-up (reliability growth, power reduction, mass reduction, dimensional specifications reduction etc.) become progressively important. As a consequence, thermal effect problem along of specific electromagnetic load increase become on the front burner. Magnetic, thermal and fluid dynamic numerical simulation by finite-element method by custom-made software allows computational accuracy to advance as consequence reliability GCU. The results of geometry model EMB analysis for the gas compressor unit*

---

*Yu. Ivannikov, Assistant.*

*Yu. A. Makarichev (Dr. Sci. (Techn.)), Professor.*

presented in this paper. It is educed singularity of heat carrier flow in cooling system of electromagnetic bearing. Near-wall modeling approach for turbulence flow and the most relevant turbulent model was analyzed. The turbulence mode and near-wall approach was selected according to operational features of electromagnetic bearing, an introduction was given for meshing and boundary conditions were determined.

**Keywords:** electromagnetic bearing, supercharger, gas compressor unit, EMB cooling, fluid dynamic, turbulence model.

#### REFERENCES

1. *Makarichev Yu.A., Starikov A.V.* Theoretical science of calculation and development of radial electromagnetic bearing. Moscow: Energoatomizdat, 2009. – 150 p.
2. *Borisenko A.I., Kostikov O.N., Yakovlev A.I.* Cooling of industrial electrical mashines. Moscow: Energoatomizdat, 1983. – 296 p.
3. Transport of Russia. Informative and statistical bulletin. January-June 2018. Access from statistic – Ministry of Transport of the Russian Federation. Source: <https://www.mintrans.ru/ministry/results/180/documents>
4. AnsysFluent 12.0 TheoryGuide [Electronic source]. – Access mode: [http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main\\_pre.htm](http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/main_pre.htm), free. – (accessed date: 20.11.2018).
5. *Boriskov K.F., Plotnikov P.N.* Complex analysis and statistics of emergency shutdown of gas turbines at compressor station. Writings of Second Science and Technology Conference of young scientist from Ural Federal University. Yekaterinburg: FSAEI HE “The Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin”, 2017. – 53 p.
6. *Sarychev A.P.* Special feature and experience practice of electromagnetic bearing creation for gas compressor unit. Joint Company ‘Research and Production Corporation ‘Space Monitoring Systems, Information & Control and Electromechanical Complexes’ named after A. G. Iosifian’, 2009. – 53 p.
7. About achieved reliability for electromagnetic suspension system at gas compressor unit from PAO “Gazprom”. Meeting material on the reliability growth question for operating electromagnetic suspension at PAO “Gazprom”. At 2016 April 6–8, Kaliningrad, KGPA.
8. *Zhuravlev Yu.N.* Active magnetic bearing: theory, calculation, appliance. – Saint Petersburg: Politehnica, 2003. – 206 p.
9. *Gurevich E.I.* Thermal tests and research of electrical machines. L., “Energiya”, 1977. – 334 p.
10. *Filippov I.F.* The questions of electrical machines cooling. M.–L., “Energiya”, 1964. – 334 p.
11. *Makarichev Yu.A., Ivannikov Yu.N.* Modeling of temperature fields of the radial electromagnetic bearing. Vestnik of Samara State Technical University. Technical science series № 3(43) – 2014. p. 139–145.
12. *Schlichting H.* Boundary-layer theory. – M.: “Nauka”, 1974. – 712 p.
13. *Korotkih A.G., Shamanin I.V.* Fundamentals of fluid flow dynamics and heat transfer for nuclear reactor. Study guide. – Tomsk: Tomsk State University, 2007. – 117 p.
14. *Kopylov I.P.* Designing of electrical machines. University study guide / I.P. Kopylov, F.A. Gorayninov, B.K. Klokov and others.; Edited by I.P. Kopylov. – M.: “Energiya”, 1980. – 496 p.
15. *Makridenko L.A.* Current state and development trends of electromagnetic bearing from FGUP “NPP VNIEM”. L.A. Makridenko, A.P. Sarychev, V.P. Vereshchagin and other. Joint Company ‘Research and Production Corporation ‘Space Monitoring Systems, Information & Control and Electromechanical Complexes’ named after A. G. Iosifian’, 2011. – p. 3–12.