

УДК 536.2

Моделирование теплоотвода от погружного электродвигателя с магнитной муфтой

Р.Р. Гизатуллин¹, М.П. Пещеренко², С.Н. Пещеренко¹

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, 614990, Россия

²АО "Новомет-Пермь", Пермь, 614065, Россия

e-mail: gizatullin.rr@novomet.ru

Поступила в редакцию 06.07.2018

После доработки 29.12.2018

Принята к публикации 17.01.2019

Предложена методика численного моделирования отвода тепла от погружного электродвигателя и магнитной муфты. В магнитной муфте тепло выделяется только за счет внутреннего трения в зазорах ротор–статор, в погружном электродвигателе – еще и за счет электромагнитных потерь. Вычислены поля температур и давлений при различных способах охлаждения. Определены параметры системы охлаждения магнитной муфты. Показано, что со стороны погружного электродвигателя следует ограничиться прокачкой минимального количества масла, необходимого только для смазки подшипников магнитной муфты. Тепло отводится прокачкой скважинной жидкости (смеси воды и нефти) со стороны насоса. Причем при эффективной вязкости скважинной жидкости менее 0.06 Па·с подача может быть не более 3–5 м³/сут. Если эффективная вязкость скважинной жидкости более 0.06 Па·с, ее необходимо сепарировать перед закачкой в магнитную муфту, иначе создаваемое жидкостью давление на защитную гильзу муфты превысит 0.3 МПа, что существенно ограничивает выбор диэлектрических материалов, применяемых для изготовления гильзы.

Ключевые слова: магнитная муфта, герметичный ПЭД, вязкая нефть, внутреннее трение, теплопередача.

Введение

Основным способом повышения конструкционной надежности погружных электродвигателей (ПЭД) является обеспечение их герметичности. Для этого есть две возможности. Первая состоит в том, чтобы заключить по отдельности ротор и статор в собственные герметичные оболочки [1]. Недостатком этого способа является увеличение зазора между ротором и статором и неизбежное уменьшение коэффициента полезного действия двигателя. Вторая – поместить ПЭД целиком в герметичный корпус, а вращение от ПЭД к насосу передавать с помощью магнитной муфты [2]. При таком подходе требуется решить проблему отвода тепла от магнитной муфты. Основных источников тепла два: нагрев индукционными токами и вязкое трение охлаждающей жидкости в узких

проточных каналах. Первый источник можно исключить, если изготовить разделительную диафрагму из неэлектропроводного материала. Критерием эффективности теплоотвода является поддержание температуры магнитов муфты ниже их точки Кюри.

Отводить тепло можно прокачкой масла через магнитную муфту со стороны ПЭД и прокачкой охлаждающей жидкости со стороны насоса. Для выбора рациональной схемы теплоотвода был выполнен ее расчет средствами вычислительной гидродинамики для типичной конструкции установки электроцентробежного насоса 7А габарита для морской добычи нефти (подача 1600 м³/сут, мощность 450 кВт). В начале была изучена возможность охлаждения магнитной муфты только путем прокачки масла со стороны ПЭД или только смеси вода–нефть со стороны насоса. Затем был проведен тепло-

вой расчет ПЭД без магнитной муфты. В заключение провели совместный расчет двигателя и магнитной муфты. Расчеты позволили выбрать схему теплоотвода, найти ограничения на потоки и теплофизические свойства охлаждающих жидкостей.

Методика моделирования теплоотвода

Теплоотвод моделировался численно с помощью пакета ANSYS Fluent. Жидкость считали несжимаемой. Решалась следующая система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса [3, 4]:

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0;$$

- уравнение движения:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right];$$

- уравнение теплопроводности:

$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = a \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + q_V.$$

Для замыкания уравнений выбрали SST модель турбулентности, которая обычно применяется при решении задач о движении жидкости с теплообменом [5–7]. Данная модель была введена Ментером в 1993 г. [8] и представляет собой сочетание моделей $k-\varepsilon$ и $k-\omega$: в пристеночной области используется $k-\omega$ модель, во внешнем потоке используется $k-\varepsilon$ модель. Уравнения переноса кинетической энергии турбулентных пульсаций k и удельной скорости диссипации ω имеют вид:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],$$

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \gamma \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}.$$

Эмпирические константы модели определяются через соответствующие константы $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ моделей с помощью весовой функции F_1 :

$$\sigma_k = F_1 \sigma_{k_1} + (1 - F_1) \sigma_{k_2},$$

$$\sigma_\omega = F_1 \sigma_{\omega_1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega_2},$$

$$\beta = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2.$$

Индексы «1» и «2» относятся соответственно к константам $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ моделей:

$$\sigma_{k_1} = 0.85, \sigma_{\omega_1} = 0.5, \beta_1 = 0.075,$$

$$\sigma_{k_2} = 1.0, \sigma_{\omega_2} = 0.856, \beta_2 = 0.0828,$$

а остальные константы равны:

$$\beta^* = 0.09, \gamma = \frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_\omega l^2}{\sqrt{\beta^*}}, Pr_t = 0.9.$$

Весовая функция определяется следующим образом:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4),$$

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{\omega y^2} \right); \frac{4 \rho \sigma_{\omega_2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right],$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega_2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right).$$

Здесь y – расстояние от рассматриваемой точки до ближайшей точки твердой поверхности.

Для получения расчетной схемы был применен метод конечных объемов. Выбрали второй порядок аппроксимации дифференциальных уравнений. Для решения стационарной задачи использовали метод установления. Шаг по времени задавали условием $C \leq 5$ (предельное значение для Fluent [9]), где C – число Куранта.

Условием применения модели SST является ограничение по безразмерному параметру Y^+ ($Y^+ < 5$) [9], который определяет величину первого (пристеночного) элемента расчетной сетки. По этой причине, а также из-за того, что каналы, в которых течет жидкость, узкие и длинные, при построении сетки для расчетных областей муфты и двигателя использовали структурированные гексаэдрические элементы со сгущением в пристеночных областях. Для муфты при-

менялись 2D-элементы (общее количество ~100 000), для двигателя – 3D-элементы (общее количество ~650 000).

Использовали следующие граничные условия: расход на входе ($Q_{вх}$) и открытая граница на выходе ($P=0$). На входе указывали температуру жидкости $T_{вх}$.

Считали, что тепло выделялось равномерно во всем объеме жидкости (источник тепла – внутреннее трение) и во всем объеме проводников (источник тепла – омические потери).

Для скорости задавали условие прилипания на твердых стенках. Часть стенок вращалась с частотой 100 Гц (поверхности внешней и внутренней полумуфт, ротор электродвигателя), остальные были неподвижны.

Выделение тепла за счет внутреннего трения жидкости в проточных каналах $N_{ж}$ вычисляли следующим образом:

$$N_{ж} = \frac{\eta}{2} \int_V \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 dV + \rho \int_V \varepsilon dV,$$

где первое слагаемое – скорость диссипации энергии в осредненном потоке [10] (считали, что продольный градиент скорости много меньше, чем поперечный: $|\partial u / \partial z| \ll |\partial u / \partial r|$), второе – в турбулентных вихрях, η – динамическая вязкость жидкости, V – объем проточного канала, ρ – плотность жидкости, ε – скорость

диссипации кинетической энергии турбулентности. Тепловыделения в каналах магнитной муфты и погружного электродвигателя для разных жидкостей представлены в табл. 1, где b – обводненность.

Свойства материалов представлены в табл. 2, где для скважинной жидкости приведена эффективная вязкость и средние значения плотности, теплоемкости и теплопроводности, которые вычисляли по правилу смесей.

В электродвигателе часть подводимой в единицу времени энергии N превращается в тепло. Суммарные тепловые потери $N_q = N(1 - \eta)$, где η – КПД электродвигателя. Тепловые потери складываются из потерь на внутреннее трение в жидкости $N_{ж}$, трение в подшипниках $N_{п}$, нагрев проводников статорной обмотки N_R и потерь на вихревые токи $N_{в}$ или электромагнитные потери $N_{эм}$. Поскольку при анализе теплового состояния электродвигателя нас интересовала температура изоляции статорной обмотки, то приняли, что все потери возникают из-за нагрева проводов обмотки N_R . Следовательно, $N_q = N(1 - \eta) = N_R$.

Охлаждение магнитной муфты прокачкой масла со стороны ПЭД

Конструкция магнитной муфты и направления потоков охлаждающих жидкостей представ-

Таблица 1. Тепловыделение в проточных каналах

Проточный канал	Охлаждающая жидкость	$N_{ж}$, кВт
Магнитная муфта, со стороны насоса	Вода	1.3
	Скважинная жидкость, $\eta=0.37$ Па·с, $b=35\%$	27.6
	Скважинная жидкость, $\eta=0.06$ Па·с, $b=35\%$	5.4
Магнитная муфта, со стороны двигателя	Масло	9.9
ПЭД	Масло	1.1

Таблица 2. Свойства жидкостей и материалов стенок проточных каналов

Материал	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Динамическая вязкость, Па·с
Вода	972	4190	0.669	0.000355
Скважинная жидкость, $\eta=370$ сП, $b=35\%$	940	2770	0.319	0.370
Скважинная жидкость, $\eta=60$ сП, $b=35\%$	940	2770	0.319	0.060
Масло	791	1990	0.134	0.008
Медь	8980	381	388	–
Электр. изоляция	2500	1380	0.300	–
Сталь	8030	503	16.3	–

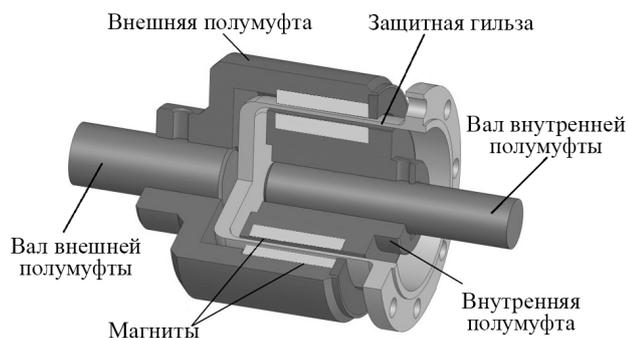


Рис.1. Конструкция магнитной муфты

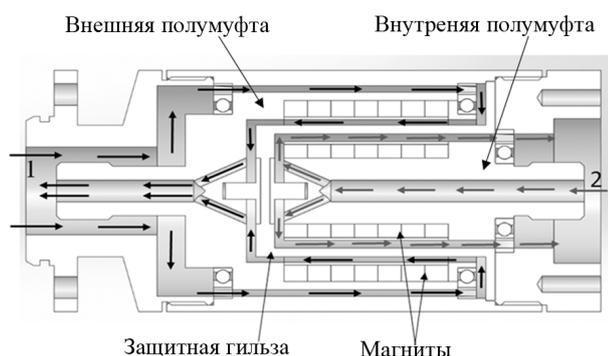


Рис. 2. Схема охлаждения магнитной муфты: 1 – поток масла со стороны ПЭД; 2 – поток охлаждающей жидкости со стороны насоса

лены на рис. 1 и рис. 2 соответственно. Вдоль защитной гильзы охлаждающие жидкости текут во встречных направлениях.

Со стороны насоса прокачивали скважинную жидкость, т.е. смесь воды и нефти (вязкость нефти 0.37 Па·с, обводненность смеси 35%, температура 80 °С). Скорость прокачки выбрали равной ~0.1 м/с (соответствует подаче 3.3 м³/сут). Это типичная величина скорости жидкости, необходимая для смазки подшипников.

Со стороны ПЭД подачу масла взяли примерно на порядок больше (32.5 м³/сут), температуру масла положили равной 150 °С.

Вычисленное распределение температуры по длине магнитов приведено на рис. 3. Видно, что максимальная температура внутренней полумуфты 282 °С, внешней полумуфты 176 °С. Поскольку минимальная температура Кюри магнитов Sa-Co порядка 200 °С – теплоотвод не достаточен.

Распределение давлений по длине гильзы приведено на рис. 4. Видно, что максимальный перепад давления составил $\Delta p_{\max} = 1.8$ МПа, что накладывает существенные ограничения на прочность материала гильзы (гильза изготавливается из диэлектрика). Давление на гильзу со

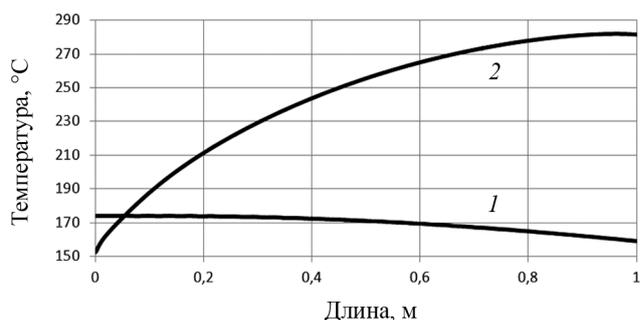


Рис. 3. Распределение температуры постоянных магнитов: 1 – на внешней; 2 – на внутренней полумуфте

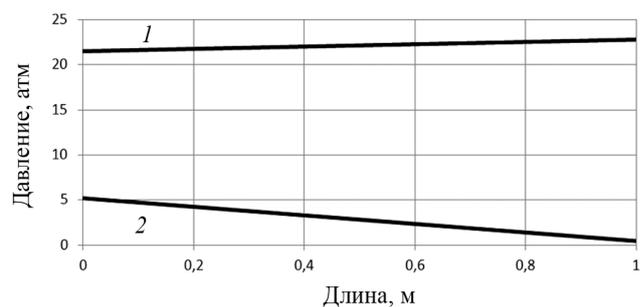


Рис. 4. Распределение давлений по длине защитной гильзы: 1 – со стороны ПЭД; 2 – со стороны насоса

стороны масла оказалось выше. Для выравнивания давлений можно было бы увеличить давление, а значит и подачу охлаждающей жидкости со стороны насоса. Однако это, как будет показано ниже, обеспечит отвод всего тепла от муфты. Дополнительного теплоотвода прокачкой масла со стороны ПЭД не потребуется. Поэтому отвод тепла прокачкой только масла со стороны ПЭД невозможен.

Охлаждение магнитной муфты скважинной жидкостью со стороны насоса

Со стороны насоса можно прокачивать как исходную скважинную жидкость, так и сепарированную скважинную жидкость с увеличенной концентрацией воды в нефти. В последнем случае теплоотвод будет выше. Были проведены расчеты при фиксированных подачах масла со стороны ПЭД (6.5 м³/сут, 150 °С) и охлаждающей жидкости со стороны насоса (16 м³/сут, 80 °С). Варьировали вязкость охлаждающей жидкости (эффективная вязкость 0.37, 0.06 и 0.001 Па·с) и обводненность (35, 80 и 100%). Полученные результаты приведены в табл. 3, где $T_{1\max}$ – максимальная температура магнитов

Таблица 3. Зависимость T_{\max} полумуфт и Δp_{\max} от свойств охлаждающей жидкости

Вязкость, Па·с	$b, \%$	$T_{1\max}, ^\circ\text{C}$	$T_{2\max}, ^\circ\text{C}$	$\Delta p_{\max}, \text{МПа}$
0.37	35	158	149	2.3
0.06	35	153	95	0.3
0.06	80	149	95	0.3
0.001	100	149	92	0.1

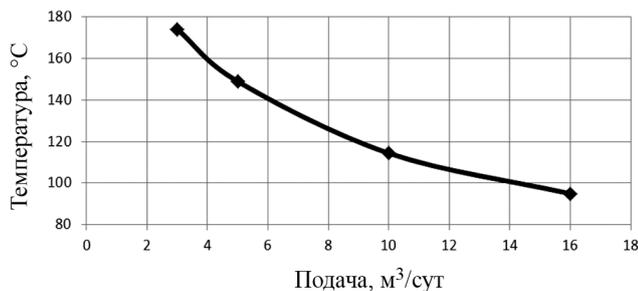


Рис. 5. Зависимость максимальной температуры магнитов от подачи жидкости вязкостью 0.06 Па·с со стороны насоса

внешней полумуфты, $T_{2\max}$ – внутренней полумуфты.

Видно, что температура магнитов во всех случаях была ниже точки Кюри. Максимальный перепад давления на защитном экране муфты (Δp_{\max}) при $\eta \leq 0.06$ Па·с не превышал нескольких атмосфер, что также является приемлемым значением. Однако, если вязкость охлаждающей жидкости 0.37 Па·с, то $\Delta p_{\max} = 2.3$ МПа, что может привести к разрушению защитной гильзы. В этом случае для охлаждения магнитной муфты следует сепарировать скважинную жидкость, уменьшать в ней концентрацию нефти, а значит и эффективную вязкость.

Зафиксировав вязкость жидкости, прокачиваемой со стороны насоса, на уровне 0.06 Па·с, варьировали ее подачу. Была получена зависимость температуры магнитов внутренней полумуфты от подачи (рис. 5). Видно, что при 3–5 м³/сут температура магнитов остается ниже точки Кюри (~200 °С). Поэтому можно считать, что это и есть минимальная подача охлаждающей жидкости со стороны насоса.

Течение в зазоре между корпусом и внешней полумуфтой

Течение жидкости в каналах с вращающейся стенкой определяется числом Тейлора [10, 11]:

$$Ta = \frac{U_i d}{\nu} \sqrt{\frac{d}{R_i}},$$

где U_i – окружная скорость внутреннего цилиндра относительно внешнего; d – ширина зазора между внутренним и внешним цилиндром; R_i – радиус внутреннего цилиндра; ν – кинематическая вязкость жидкости.

При малых скоростях вращения, когда $Ta \geq 41.3$, реализуется ламинарное течение с вихрями Тейлора. При $Ta > 400$ течение становится полностью турбулентным, хаотическим [12, 13].

В магнитной муфте между корпусом и внешней полумуфтой $R_i=0.059$ м, $d=0.001$ м, $\omega=100$ Гц, $\nu=1.3 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Число Тейлора $Ta=371$. Течение содержит вихри (рис. 6). Также из рис. 6 видно, что часть линий тока расположена между вихрями, обгибает вихри. Это линии тока характеризуют течение продольной прокачки вдоль гильзы.

Между защитным экраном и внутренней полумуфтой $R_i=0.03951$ м, $d=0.001115$ м, $\omega=100$ Гц, $\nu=3.9 \cdot 10^{-4}$ м²/с. Число Тейлора $Ta=11.8$. Вихрей нет, линии тока имеют вид спиралей. Реализуется только продольная прокачка жидкости.

Предварительный тепловой расчет ПЭД

Считали, что статор ПЭД имеет 24 паза для размещения обмотки и однороден в направлении оси вращения вала. На рис. 7 приведена конструкция ПЭД (ячейка периодичности) в сечении, перпендикулярном оси вращения. Расчет проводился в 3D-постановке. Длина расчетной области ПЭД равна 8 м, внутри паза находится 8 медных проводников. На границах расчетной ячейки задавали условия периодичности. Паз за-

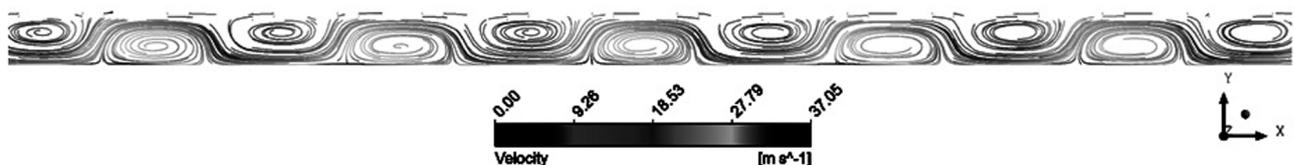


Рис. 6. Вихри Тейлора в зазоре между корпусом и внешней полумуфтой



Рис. 7. Геометрия расчетной области ПЭД

заполнен изоляцией с эффективными свойствами (см. табл. 2). Кольцевой канал между ротором и статором и центральный канал в вале ротора заполнены маслом. Боковая поверхность корпуса ПЭД и нижний торец корпуса омываются сквжинной жидкостью.

Для верификации расчетной модели проведен тепловой расчет ПЭД в стендовых условиях: в водяной скважине и при отсутствии принудительной прокачки масла внутри двигателя. ПЭД находился в обсадной колонне диаметром 240 мм (ее стенки считали теплоизолированными). Боковая поверхность ПЭД омывалась водой с температурой 80 °С и подачей 1600 м³/сут. Внутри ПЭД равномерно по его длине выделялось 27 кВт тепла (потребляемая мощность 450 кВт, КПД 94 %). Частота вращения ротора ПЭД 100 Гц.

Основной вычисляемой величиной является температура электроизоляции проводов статора. Максимальное значение температуры достигается в средней части паза, вверху ПЭД. Расчеты показали, что ее наибольшее значение равно ~120 °С, т.е. перегрев относительно сквжинной жидкости составляет ~40 °С. Эти величины соответствуют типичным результатам стендовых испытаний и подтверждают достоверность расчетов.

Затем был проведен тепловой расчет ПЭД в сквжинной жидкости при обводненности 35%, эффективной вязкости 0.06 и 0.37 Па·с, подаче 1600 м³/сут и температуре 80 °С. Частота вращения ротора ПЭД равна 6000 об/мин, равномерно по его длине также выделялось 27 кВт тепла. В отличие от предыдущего примера, внутри ПЭД осуществля-

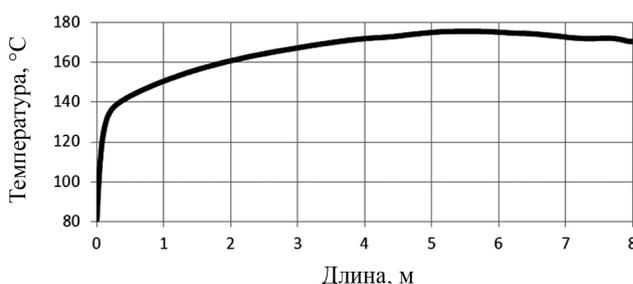


Рис. 8. Распределение температуры электроизоляции статора по длине ПЭД, сквжинная жидкость с $b=35\%$, $\eta=0.06-0.37\text{Па}\cdot\text{с}$

лась прокачка масла с подачей 2 м³/сут. Масло двигалось сверху вниз по отверстию внутри вала и снизу вверх по концентричному зазору между ротором и статором. В этом расчете мы считали, что масло, поступающее из магнитной муфты в отверстие внутри вала, имеет температуру сквжинной жидкости, т.е. 80 °С. В следующем разделе, при совместном расчете ПЭД и магнитной муфты, мы учтем, что в действительности температура масла была выше.

Расчеты показали, что распределение температуры внутри ПЭД практически не зависит от вязкости, а зависит от теплопроводности и теплоемкости жидкости, которые определяются обводненностью. Максимальная температура электроизоляции равнялась 178 °С, перегрев составил 58 °С (рис. 8).

В зазоре между ротором и статором ПЭД: $R_f=0.0315\text{ м}$, $d=0.001\text{ м}$, $\omega=6000\text{ об/мин}$, $\nu=3.7\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$. Число Тейлора $Ta=953$, течение турбулентное, вихри Тейлора не наблюдаются.

Совместный расчет охлаждения ПЭД и магнитной муфты

Погружной электродвигатель и магнитная муфта имеют общий канал, по которому течет масло (рис. 9). Это значит, что температура масла на входе в муфту равна температуре мас-

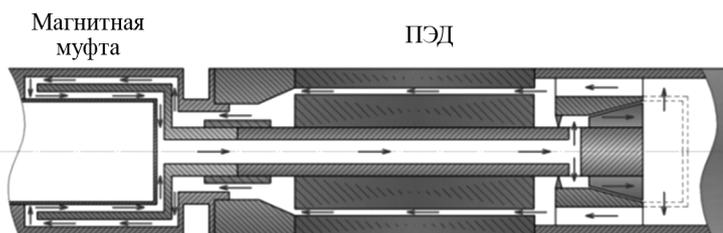


Рис. 9. Циркуляция масла по замкнутому каналу ПЭД-муфта

ла на выходе из ПЭД и температура на входе в ПЭД равна температуре на выходе из муфты.

Алгоритм совместного расчета ПЭД и магнитной муфты содержит следующие этапы:

1. Проводили стационарный тепловой расчет ПЭД при температуре масла на входе, равной 80 °С. Находили температуру масла на выходе из ПЭД.
2. Затем проводили стационарный расчет муфты с прокачкой масла со стороны ПЭД и с начальной температурой из этапа 1. Определяли температуру масла на выходе из муфты.
3. Проводили стационарный расчет ПЭД при температуре масла на входе, равной температуре из этапа 2. Находили температуру масла на выходе ПЭД.
4. Повторяли этапы 2 и 3 до достижения сходимости по температуре масла.

По данному алгоритму было рассчитано два варианта охлаждения ПЭД и магнитной муфты:

- *Вариант 1.* ПЭД омывается скважинной жидкостью с $\eta=0.37$ сП, $b=35\%$. Магнитная муфта со стороны насоса охлаждается водой с подачей 16 м³/сут и температурой 80 °С, со стороны ПЭД – маслом с подачей 2 м³/сут.
- *Вариант 2.* ПЭД и магнитная муфта со стороны насоса охлаждаются скважинной жидкостью с $\eta=0.06$ сП, $b=35\%$. Со стороны ПЭД такая же прокачка масла, как в варианте 1.

Результаты расчетов по варианту 1 представлены в табл. 4. Видно, что после четвертой и пятой итерации температура масла на выходе из ПЭД примерно одинаковая (167–169 °С). На выходе из магнитной муфты – совпадает и равна 131 °С.

Получили, что максимальная температура магнитов, охлаждаемых жидкостью со стороны насоса равна 90 °С, а охлаждаемых маслом ПЭД – 165 °С. Максимальная разница давлений на внутренней и внешней стенке гильзы 0.1 МПа. Максимальная температура изоляции в пазу статора ПЭД 183 °С. Давление, необходимое для прокачки масла по замкнутому контуру ПЭД–муфта, равно 0.2 МПа.

Результаты расчетов по варианту 2 представлены в табл. 5. Видно, что также после четвертой и пятой итерации температура масла на выходе из ПЭД примерно одинаковая (168–169 °С). На выходе из магнитной муфты – совпадает и равна 135 °С.

Таблица 4. Изменение температуры масла на входе/выходе в ПЭД/муфту

Номер итерации	Расчетная область	Температура масла на входе, °С	Температура масла на выходе, °С
1	ПЭД	80	153
2	муфта	153	120
3	ПЭД	120	167
4	муфта	166	131
5	ПЭД	131	169

Таблица 5. Изменение температуры масла на входе/выходе в ПЭД/муфту

Номер этапа	Расчетная область	Температура масла на входе, °С	Температура масла на выходе, °С
1	ПЭД	80	155
2	муфта	155	126
3	ПЭД	126	168
4	муфта	168	135
5	ПЭД	135	169

Максимальная температура магнитов, охлаждаемых жидкостью со стороны насоса, равна 95 °С, а охлаждаемых маслом ПЭД – 165 °С. Максимальная разница давлений на внутренней и внешней стенке гильзы составляет 0.3 МПа. Максимальная температура изоляции в пазу статора ПЭД 183 °С. Давление, необходимое для прокачки масла по замкнутому контуру ПЭД–муфта, равно 0.2 атм.

Оба варианта охлаждения дали приемлемые результаты по температурам постоянных магнитов муфты, электроизоляции ПЭД и разнице давлений на защитной гильзе.

Заключение

Предложена методика численного моделирования отвода тепла от ПЭД и магнитной муфты. В магнитной муфте тепло выделяется только за счет внутреннего трения в зазорах ротор–статор, в ПЭД – еще и за счет электромагнитных потерь. Вычислены поля температур и давлений при различных способах охлаждения. Определены параметры системы охлаждения магнитной муфты:

- со стороны ПЭД следует ограничиться прокачкой минимального количества масла, необходимого только для смазки подшипников;
- тепло следует отводить прокачкой скважинной жидкости (смеси воды и нефти) со сто-

роны насоса, при $\eta \leq 0.06$ Па·с подача должна быть не менее 3–5 м³/сут;

- если эффективная вязкость скважинной жидкости более 0.06 Па·с, ее необходимо сепарировать перед закачкой в магнитную муфту.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Богданов А.А.** Погружные центробежные электронасосы для добычи нефти (расчет и конструкция). М.: Изд-во «Недра», 1968. 272 с.
2. **Araux G.L., Buchanan S.E.** Sealed ESP Motor System. Patent US 6863124, 2002.
3. **Гарбарук А.В., Стрелец М.И., Шур М.Л.** Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. 88 с.
4. **Багуддинова А.Г., Золотоносов Я.Д., Мустакимова С.А.** Математическая модель сопряженной задачи теплообмена закрученного турбулентного течения жидкости в пружинно-витом канале на основе модели турбулентности Ментера // Известия Казанского государственного архитектурно-строительного университета. 2012. №2. С. 105–111.
5. **Harrison K.L., Bogard D.G.** Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT2008, June 9–13, 2008, Berlin, Germany.
6. **Mongia H.C.** Gas Turbine Combustor Liner Wall Temperature Calculation Methodology // AIAA Paper 2001-3267.
7. **Vieser W., Esch T., Menter F.** Heat Transfer Prediction using Advanced Two-Equation Turbulence Models // CFX-VAL10/0602 May 2002.
8. **Menter F.R.** Zonal Two-Equation $k-\omega$ Turbulence Model for Aerodynamic Flows // AIAA Paper 1993-2906, 1993.
9. **ANSYS FLUENT Theory Guide.** Release 14.0. Ansys Inc., 2011.
10. **Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.** Теоретическая физика. Т. VI. Гидродинамика. М.: Физматлит. 2001. 736 с.
11. **Дразин Ф.** Введение в теорию гидродинамической устойчивости. М.: Физматлит. 2005. 288 с.
12. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. 744 с.
13. **Аржаник А.Р., Михайличенко Ю.П., Сотириади Г.Н.** Постановка демонстраций ячеек Бенара и вихрей Тейлора // Физическое образование в вузах. 2000. Т. 6. № 4. С. 60–67.

Modelling of heat removing from submersible motor with magnetic clutch

R.R. Gizatullin¹, M.P. Peshcherenko², S.N. Peshcherenko¹

¹ Perm national research polytechnic university, Perm.

² "Novomet-Perm", Perm.

e-mail: gizatullin.rr@novomet.ru

The main method of structural reliability increase of submersible motors (SM) is their airtightness ensuring. There are two possibilities for this. The first one consists in enclosing rotor and stator in individual sealed shells. The disadvantage of this method is gap increasing between rotor and stator, and, thus, the unavoidable motor efficiency reduction. The second possibility consists in encasing the whole motor in the sealed case, and transferring rotation from the SM to the pump by the magnetic clutch.

The article suggests the technique of numerical modeling of heat removal from motor and magnetic coupling. The heat release in magnetic coupling occurs only due to the internal friction in the rotor-stator gaps, while in SM the electromagnetic losses should be accounted for also. The temperature and pressure field were computed for various cooling methods. The magnetic clutch cooling system parameters were determined. It was demonstrated that the oil pumping, necessary for the clutch bearings lubrication only, should be limited to its minimum from the MS side. The heat is removed by the borehole fluid (a water and oil mixture) from the pump side.

Moreover, with a borehole fluid effective viscosity of less than 60 Pa·s, the supply may be no more than 3–5 м³/day. If the of the borehole fluid effective viscosity is more than 60 Pa·s, it should be separated before pumping into the magnetic clutch, otherwise the pressure created by the liquid on the protective sleeve of the clutch will exceed 0.3 MPa, which significantly limits the selection of dielectric materials employed for making the sleeve.

Keywords: magnetic coupling, hermetic motor, viscous oil, internal friction, heat transfer.

REFERENCES

1. **Bogdanov A.A.** *Pogruzhnye tsentrobezhnye elektronasosy dlya dobychi nefii (raschet i konstruktsiya)* [Electrosubmersible centrifugal pumps for oil production (design and construction)]. Moscow: Nedra, 1968. 272 p. In Russ.
2. **Araux G.L., Buchanan S.E.** *Sealed ESP Motor System.* Patent US 6863124, 2002.

3. **Garbaruk A.V., Strelets M.I., Shur M.L.** *Modelirovanie turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techenij* [Modeling of turbulence in the calculation of complex flows]. St.Peterburg: Publishing house of the Polytechnic University, 2012. 88 p. In Russ.
4. **Bagoutdinova A.G., Zolotonosov Ya.D., Mustakimova S.A.** Matematicheskaya model' sopryazhennoj zadachi iteploobmena zakruchennogo turbulentnogo techeniya zhidkosti v pruzhinno-vitom kanale na osnove modeli turbulentnosti Mentera [Mathematical model of the interfaced problem of heat exchange of the twirled turbulent current on a liquid in the spring-twisted channel based on the Menter turbulence model]. *Izvestiya Kazanskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta – News of the Kazan state university of architecture and engineering*, 2012, no. 2, pp. 105–111. In Russ.
5. **Harrison K.L., Bogard D.G.** Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT2008*, June 9–13, 2008, Berlin, Germany.
6. **Mongia H.C.** *Gas Turbine Combustor Liner Wall Temperature Calculation Methodology*. AIAA Paper 2001-3267.
7. **Vieser W., Esch T., Menter F.** *Heat Transfer Prediction Using Advanced Two-Equation Turbulence Models*. CFX Technical Memorandum CFX-VAL10/0602, ANSYS Inc, 2002.
8. **Menter F.R.** *Zonal Two-Equation $k-\omega$ Turbulence Model for Aerodynamic Flows*. AIAA Paper 1993-2906, 1993.
9. **ANSYS FLUENT Theory Guide**. Release 14.0. Ansys Inc., 2011.
10. **Landau L.D., Lifshitz E.M.** *Teoreticheskaya fizika. T. VI. Gidrodinamika* [Course of theoretical physics. VI. Hydrodynamics]. Moscow: Fizmatlit, 2001. 736 p. In Russ.
11. **Drazin P.G.** *Introduction to Hydrodynamic Stability*. Cambridge University Press, 2002. 258 p.
12. **Schlichting H.** *Teoriya pogranichnogo sloya* [Boundary-layer theory]. Moscow: Nauka, 1969. 744 p. In Russ.
13. **Arzhanik A.R., Mikhaylichenko Yu.P., Sotiriadi G.N.** Postanovka demonstratsij yacheek Benara i vikhrej Tejlora [Production of demonstration Bernard cells and Taylor vortices]. *Fizicheskoe obrazovanie v vuzakh – Physical education in universities*, 2000, vol. 6, no. 4, pp. 60–67. In Russ.