



УДК 621.313

## КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛООТДАЧИ УСТАНОВКИ ДЛЯ СЕПАРИРОВАНИЯ НЕФТИ

### HEAT TRANSFER COEFFICIENTS FOR OIL SEPARATION PLANTS

**Копелевич Лев Ефимович**  
кандидат технических наук, доцент,  
доцент кафедры электротехники  
и электрических машин,  
Кубанский государственный  
технологический университет  
kklleev@mail.ru

**Ким Владислав Анатольевич**  
студент 1 курса  
кафедры электротехники  
и электрических машин,  
Кубанский государственный  
технологический университет  
vladk-kub@mail.ru

**Артенян Корян Завенович**  
студент 3 курса  
кафедры электротехники  
и электрических машин,  
Кубанский государственный  
технологический университет  
zevs4998@mail.ru

**Аннотация.** Данная статья посвящена рассмотрению коэффициентов теплоотдачи математической модели установки для сепарирования нефти.

**Ключевые слова:** сепаратор, сепарация нефти, математическая модель.

**Kopelevich Lev Efimovich**  
Candidate of technical Sciences,  
Associate Professor,  
Associate Professor of the Department  
of Electrical Engineering and Electrical Machines,  
Kuban State Technological University  
kklleev@mail.ru

**Kim Vladislav Anatolievich**  
1st year student  
Department of Electrical Engineering  
and Electrical Machines,  
Kuban State Technological University  
vladk-kub@mail.ru

**Artenyan Koryun Zavenovich**  
3rd year student  
Department of Electrical Engineering  
and Electrical Machines,  
Kuban State Technological University  
zevs4998@mail.ru

**Annotation.** This article is devoted to the consideration of heat transfer coefficients of a mathematical model of an oil separation plant.

**Keywords:** separator, oil separation, mathematical model.

**В** ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет» на кафедре электротехники и электрических машин в рамках работ по оптимизации энергопотребления электрическими машинами на нефтегазовых промыслах была создана установка для сепарирования нефти [1–4], представленная на рисунке 1.

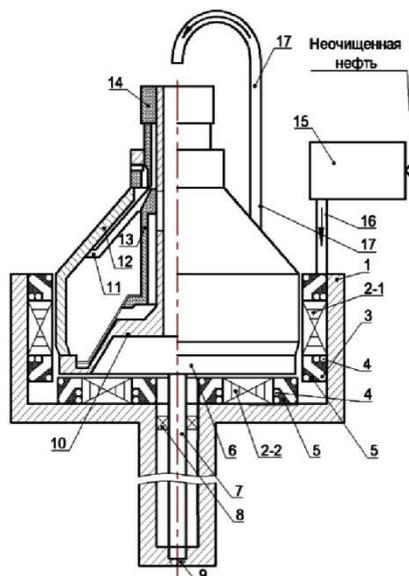
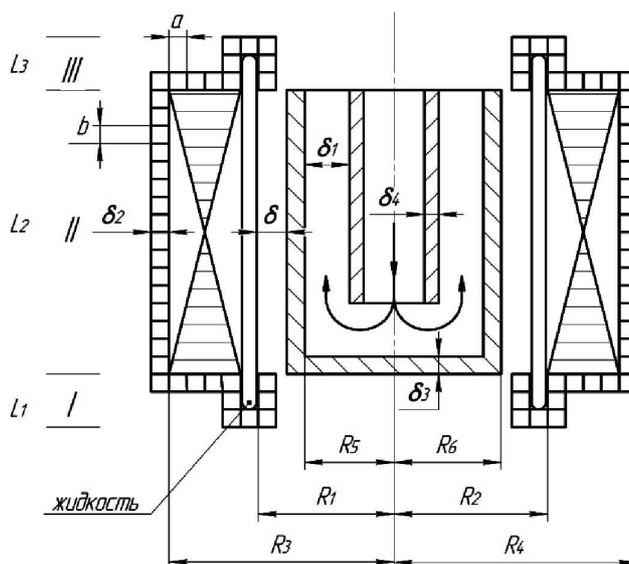


Рисунок 1 – Установка для сепарирования нефти



Установка для сепарирования нефти содержит: корпус 1 сепаратора, смонтированный в нем статор электродвигателя, состоящий из двух частей (цилиндрическая часть 2-1, аксиальная часть 2-2), с обмоткой 3 двух частей статора, вокруг лобовых частей которой установлены трубки 4, залитые компаундом 5, барабан сепаратора 6, являющийся одновременно ротором электродвигателя, жестко связанный с валом 7, подогревателя нефти 15, соединительных трубок 16 и 17. Вал 7 установлен в подшипниковых опорах 8 и 9. Барабан сепаратора 6 состоит из основания 10 с центральной трубкой, разделительных тарелок 11, крышки 12, тарелкодержателя 13, затяжного кольца 14. Соединительная трубка 16 соединяет подогреватель нефти 15 с входом трубок 4, а соединительная трубка 17 соединяет выход трубок 4 с внутренней частью барабана сепаратора 6.

На рисунке 2 схематично показана исследуемая установка для сепарирования нефти. Исследуемый двигатель представляет собой приближенную физическую модель двигателя-машины, у которого гладкий массивный ротор является рабочим органом, в каналах которого протекает продукт, являющийся одновременно хладагентом. Лобовые части обмотки статора и наружная часть сердечника статора обвиты трубопроводом, по которому протекает продукт (хладагент), на рисунке 2 стрелками схематично показано его движение.



**Рисунок 2** – Упрощенная модель установки для сепарирования нефти, для исследования тепловых переходных процессов

При составлении математической модели установки для сепарирования нефти необходимо учитывать внешние условия теплообмена (граничные условия), которые в зависимости от связей узлов машины и окружающей среды могут быть различными. Связь деталей машины с окружающей средой может быть осуществлена через одно из граничных условий: первого рода, второго рода или третьего рода. При такой постановке задачи, как она ставится в данной работе, возможно использовать или граничные условия первого рода  $T(r, z, t)$  или граничные условия третьего рода

$$-\lambda_i \frac{dT_i}{dn} = \alpha(T_i - T_j), \quad (1)$$

где  $n$  – нормаль к поверхности;  $T_i$  – температура искомого тела;  $T_j$  – температура окружающей среды;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи.

Обращение к граничным условиям первого рода упрощает решение задачи, но требует определить эти граничные условия экспериментально. Последнее не всегда возможно, а в данной задаче не дает возможности сравнить экспериментальные и расчетные данные. На основании вышеизложенного для решения постоянной задачи необходимо задаваться граничными условиями третьего рода.

Таким образом, для решения поставленной задачи необходимо определить коэффициенты теплоотдачи деталей машины с окружающим воздухом и деталей машины с протекающей жидкостью – хладагентом (продуктом).

Коэффициенты теплоотдачи зависят от физических свойств газа и жидкости, характеризуемые их коэффициентом вязкости, коэффициентом теплопроводности  $\lambda$ , плотностью вещества  $\rho$ , коэффициентом объемного расширения  $\beta$ , ускорением силы тяжести  $g$ , геометрическими размерами тела, режимом течения жидкости или газа (ниже величины с индексом «в» соответствуют величинам для воздуха, а «ж» – для жидкости). При расчете коэффициентов теплоотдачи приняты следующие допущения: теплофизические свойства системы не зависят от температуры; ротор считается с идеально гладкой поверхностью; потери в концевых частях машины не учитываются, все части ма-



шины, входящие в рассмотрение, характеризуются сильными термическими связями; лобовые части обмотки статора выполнены без загиба; считается, что каждый виток охлаждающей трубки с толщиной стенки  $\delta_2$  и сечением  $a \cdot b$  (см. рис. 2) соприкасается одной стороной с сердечником статора, а другой – с воздухом и не соприкасается с соседними витками; в технологической части ротора теплопередачей через стенку  $\delta_4$  пренебрегаем ввиду ее незначительности; при определении рода потока жидкости через охлаждающую трубку статора считаем стенки трубки цилиндрическими относительно оси трубки, а при определении коэффициента теплопередачи считаем внутренней стенку цилиндрической относительно оси машины и наружную с прямоугольным профилем; пренебрегаем подъемной силой жидкости при обтекании ею торцов сердечника статора и теплоотдачей с торцов лобовых частей обмотки; не учитывается изменение коэффициента теплоотдачи в изогнутых трубах; жидкость поступает в охлаждающую трубку со стабилизированным потоком; считаем, что турбулентного режима поворота жидкости в районе  $\delta_3$  нет.

При определении коэффициентов теплоотдачи для охлаждающей трубки статора установки для сепарирования нефти необходимо учесть, что уравнения предполагают тепловое взаимодействие обмотки и сердечника статора с жидкостью через охлаждающую трубку. Поэтому для данного случая коэффициент  $\alpha$  для уравнения вида (1) должен быть коэффициентом теплопередачи.

Коэффициенты теплопередачи от статора (обмотка и сердечник статора) к жидкости и от жидкости к воздуху возможно определить, воспользовавшись методикой [5]:

$$\alpha_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{2\lambda_{тр}} \ln \frac{R_{i1}}{R_{i2}} + \frac{1}{2\alpha' R_{i1}}\right)l}; \tag{2}$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha''} + \frac{\delta_2}{\lambda_{тр}} + \frac{1}{\alpha'}\right)}. \tag{3}$$

где  $\lambda_{тр}$  – коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлена трубка;  $L_i, R_{i1}, R_{i2}, \delta_2$  – геометрические размеры;  $\alpha', \alpha''$  – коэффициенты теплоотдачи, определяемые из критериальных уравнений. Причем:

$$R_{i1} = R_3 + \delta_2; \tag{4}$$

$$R_{i1} = \begin{cases} R_2 + \delta_2, \\ R_1 - \delta_2, \end{cases} \tag{5}$$

$$R_{i2} = L_1 - \delta_2; \tag{6}$$

$$R_{i2} = L_2 + \delta_2. \tag{7}$$

По формуле (4) определяют коэффициент теплопередачи на участке II, по (5) – на участке I и III, по (6) – на участке I от торцов сердечника статора, по (7) – на участке III от торцов сердечника статора.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha'$  в зависимости от участка машины соответствует коэффициентам  $\alpha_1$  на участке 1,  $\alpha_3$  – на участке  $R_2 - R_3$ ,  $\alpha_{12}$  – на участке 2,  $\alpha_7$  – на участке  $R_2 - R_3$  (уход хладагента из статора),  $\alpha_9$  – на участке 3. Причем  $\alpha_1 = \alpha_9$ ,  $\alpha_3 = \alpha_7$ . А в связи с допущением о пренебрежении подъемной силой жидкости при обтекании ею торцов сердечника, то  $\alpha_1 = \alpha_3 = \alpha_{12} = \alpha_7$ .

При расчете коэффициентов  $\alpha', \alpha''$  необходимо учесть режим течения жидкости (ламинарный или турбулентный), протекающей по трубке, что согласно [5] выполняется предварительным расчетом критериев Рейнольдса ( $Re$ ):

При  $18500 \cdot \left(\frac{2ab}{a+b}\right)^{0,28} \leq Re$ , ламинарный режим течения среды.

При  $18500 \cdot \left(\frac{2ab}{a+b}\right)^{0,28} > Re$ , турбулентный режим течения среды.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \tag{8}$$

где  $v$  – скорость течения среды;  $d$  – геометрический размер;  $\nu$  – вязкость среды.

Таким образом коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  определяется из выражения:

$$\alpha' = \frac{0,021 \lambda_{ж} (a+b)^{0,2} P_{гж}^{0,48} \vartheta^{0,8} \varepsilon}{2^{0,2} \cdot a \cdot b \cdot \nu_{ж}^{0,8} \cdot \rho^{0,8}}; \tag{9}$$

где  $G$  – массовый расход жидкости;  $P_{гж}$  – критерий Прандтля жидкости;  $\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий род потока жидкости;  $a$  и  $b$  – геометрические размеры сечения трубки.

При ламинарном потоке  $\varepsilon = 1$ ; при турбулентном:

$$\varepsilon = 1 + 1,8 \cdot \frac{2ab}{(a+b)R} \tag{10}$$

где  $R$  – эквивалентный размер сечения трубки выбирается в зависимости от участка (I, II, III).



При определении коэффициента теплоотдачи от трубки к воздуху воспользуемся известной формулой [5], полученной при решении критериальных уравнений:

$$\alpha'' = \frac{\lambda_B 0.6 (G_{TB} P_{TB})^{0.25}}{2R} \tag{11}$$

где  $\lambda_B$  – коэффициент теплопроводности воздуха;  $G_{TB}$  ( $g, \beta, \rho_B, \nu_B, R$ ),  $P_{TB}$  – соответственно критерий Граогафа и Прандтля для воздуха.

Так как через воздушный зазор между статором и ротором важно утилизировать тепло, выделяемое в машине для технологических нужд, то рассматриваем процессы, происходящие в зазоре машины, без осевого движения воздуха.

Существует ряд методик определения коэффициента теплоотдачи вращающегося ротора (8, 10, 11). По [6] производится учет только скорости вращения и геометрии ротора. Недостатком указанной методики является то, что не учитывается величина воздушного зазора и свободная конвекция воздуха.

По [7] учитывается величина воздушного зазора  $\delta$ , но по-прежнему без учета свободной конвекции. Представляет определенный интерес произвести учет свободной конвекции в воздушном зазоре машины. Это тем более необходимо, что до определенной критической скорости  $\omega_{кр}$  теплообмен в зазоре происходит только за счет свободной конвекции. Значения критической скорости при расчете без учета свободной конвекции определяется по [8], а при расчете свободной конвекции в зазоре по [6]:

$$\omega_{кр} = \frac{0,55 \nu_B}{R_r} \sqrt{\frac{G_{TB}}{P_{TB}}}, \tag{12}$$

где  $R_r$  – радиус ротора.

Тогда при  $\omega < \omega_{кр}$  коэффициент теплоотдачи в зазоре между статором и ротором определяется свободной конвекцией и рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{13} = \frac{0.228 (G_{TB} P_{TB})^{0.25} \lambda_B}{2\delta}, \tag{13}$$

при  $\omega > \omega_{кр}$  коэффициент теплоотдачи в зазоре машины определяется свободной и принудительной конвекцией и рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{13} = \frac{0.095 \left[ \left( \frac{R_r \omega_r \delta}{\nu_B} \right)^2 \cdot 2 + G_{TB} \right]^{0.35} \lambda_B}{2\delta}, \tag{14}$$

при расчёте коэффициента теплоотдачи принимаем величину температуры, но которую подогревается воздух, равную величине температуры воздуха в средней части длины машины.

На основании найденных коэффициентов теплоотдачи возможно смоделировать реальные электромагнитные и электромеханические процессы, протекающие в установке для сепарирования нефти.

**Литература:**

1. Пат. № 2593626 Российская Федерация, МПК7 B04B5/10, B03C5/02, B01D17/06, B01D43/00, B04B9/02. Установка для сепарирования нефти / Копелевич Л.Е.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Кубанский государственный технологический университет» (ФГБОУ ВО «КубГТУ») (RU). – № 2015110414/05. – Заявл. 2015-03-23. – Опубл. 10.08.2016. – Бюл. № 22. – 7 с.: ил.
2. Копелевич Л.Е. Эффективность установки по сепарированию нефти / Л.Е. Копелевич, Я.М. Кашин, В.А. Ким // в сб. Булатовские чтения; Материалы 1-й межд. научно-практической конференции (31 марта 2017 г.). – 2017. – Т. 5. – С. 86–90.
3. Гайтов Б.Х. Установка для сепарирования нефти / Б.Х. Гайтов [и др.] // Нефтяное хозяйство. – 2017. – № 7. – С. 90–92.
4. Гайтов Б.Х. Сепаратор для переработки нефти / Б.Х. Гайтов [и др.] // материалы Международной конференции «Actual Issues of Mechanical Engineering» 2017 (AIME 2017); серия книг «AER-Advances in Engineering Research». – 2017. – Т. 133. – С. 350–356.
5. Дорфман Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. – М. : Издательство физико-математической литературы, 1960. – 320 с.
6. Домбровский В.В. Расчеты электромагнитных и тепловых явлений при динамических режимах работы электрических машин : Задачи динамики электрических машин / В.В. Домбровский, З.М. Кучинская, Б.А. Решко. – Омск, 1987. – С. 42–47.
7. Счастливый Г.Г. Нагревание закрытых асинхронных двигателей. – Киев : Наукова думка, 1966. – 196 с.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М. : Сергия, 1977. – 343 с.

**References:**

1. Pat. № 2593626 Russian Federation, MPK7 B04B5/10, B03C5/02, B01D17/06, B01D43/00, B04B9/02. Oil separating plant / L.E. Kopelevich; applicant and patent holder Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Kuban State Technological University» (FGBOU KubGTU) (RU). – № 2015110414/05. – Declared. 2015.03.23. – Table 10.08.2016. – Bulletin № 22. – 7 p.: il.
2. Kopelevich L.E. Efficiency of the oil separation unit / L.E. Kopelevich, Y.M. Kashin, V.A. Kim // in Bulatovskie readings; Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference (March 31, 2017). – 2017. – Vol. 5 – P. 86–90.
3. Gaitov B.H. Oil separation unit / B.H. Gaitov [et al.] // Oil industry. – 2017. – № 7. – P. 90–92.
4. Gaitov B.H. Separator for oil refining / B.H. Gaitov [et al.] // Proceedings of the International Conference «Actual Issues of Mechanical Engineering» 2017 (AIME 2017); a series of books «AER-Advances in Engineering Research». – 2017. – Т. 133. – P. 350–356.
5. Dorfman L.A. Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies. – M. : Publishing house of physical and mathematical literature, 1960. – 320 p.
6. Dombrovskiy V.V. Calculations of the electromagnetic and thermal phenomena at the dynamic operating modes of the electric machines : Problems of the electric machines dynamics / V.V. Dombrovskiy, Z.M. Kuchinskaya, B.A. Reshko. – Omsk, 1987. – P. 42–47.
7. Happy G.G. Heating of closed asynchronous motors. – Kiev : Naukova dumka, 1966. – 196 p.
8. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. Fundamentals of the heat transfer. – M. : Sergiya, 1977. – 343 p.