

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОЛКАТЕЛЕЙ

Л. Н. ВЭРЭШ, Э. М. ГУСЕЛЬНИКОВ, В. А. ЖАДАН, Д. И. САННИКОВ

(Представлена объединенным семинаром кафедр электрических машин и аппаратов
и общей электротехники)

На основании общих положений метода эквивалентных тепловых схем, исходя из особенностей температурного поля, можно составить эквивалентную тепловую схему замещения электрогидравлического толкателя (рис. 1). В эквивалентной схеме рассматриваются 5 тел: 1 — обмотка статора; 2 — короткозамкнутая клетка вместе с зубцами ротора; 3 — масло, заполняющее внутреннее пространство электрогидравлического толкателя; 4 — корпус двигателя; 5 — корпус гидротолкателя. Три первых тела имеют внутреннее тепловыделение, причем для маслозаполненных двигателей значительную долю составляют механические потери.

Мощность источников тепла:

$$\begin{aligned}P_1 &= P_{м1} + \frac{P_{ст}}{2}; \\P_2 &= P_{м2} + P_{д}; \\P_3 &= P_{мех} + P_{г}; \\P_4 &= \frac{P_{ст}}{2},\end{aligned}\tag{1}$$

где

$P_{м1}$ — потери в обмотке статора;
 $P_{м2}$ — потери в обмотке ротора;
 $P_{мех}$ — механические потери в двигателе;
 $P_{д}$ — добавочные потери;
 $P_{г}$ — потери в гидротолкателе;
 $P_{ст}$ — потери в стали статора.

Тепловые связи между телами определяются тепловыми проводимостями λ , общее выражение для которых:

1) в случае теплоотдачи с поверхности —

$$\Lambda_k = \alpha_k \cdot S_k,\tag{2}$$

2) в случае перехода теплового потока через твердое тело —

Теплоотдача от торцевых поверхностей ротора к маслу выражается критериальным уравнением

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{t_1}}{Pr_{t_2}} \right)^{0,25} \quad (4)$$

Для простоты пользования формула (4) представлена в виде зависимости $\alpha_T = f(v_p, d_a)$ (рис. 3),

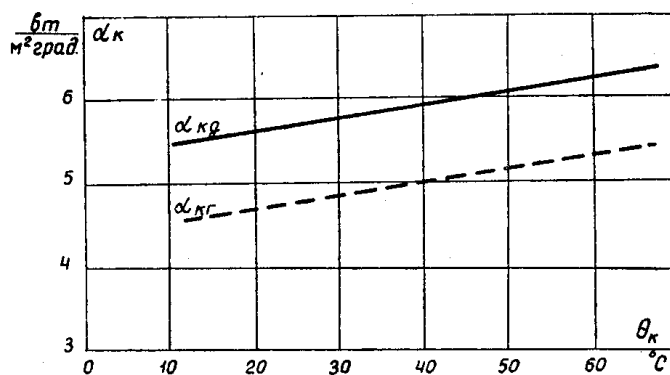


Рис. 2. Зависимость коэффициентов конвективной теплоотдачи корпуса двигателя и гидротолкателя от перегрева $\alpha_{kd} = f(\theta_k)$ и $\alpha_{kg} = f(\theta_k)$

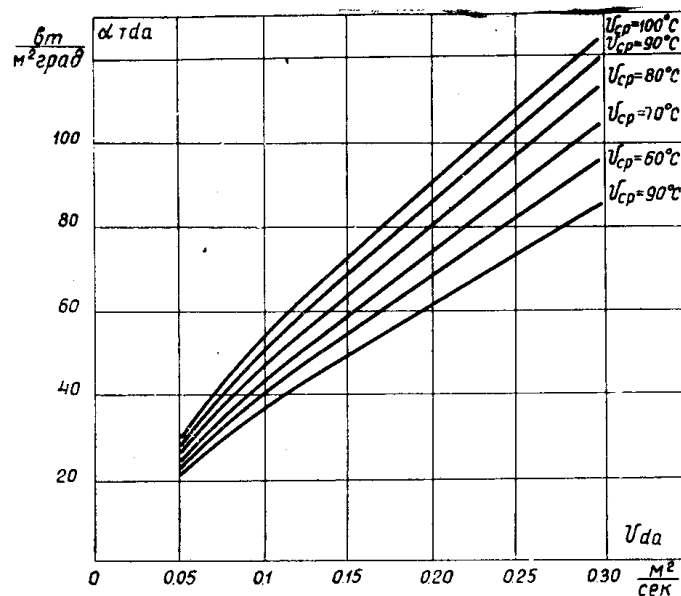


Рис. 3. Теплоотдача торцевой поверхности ротора к маслу $\alpha_T da = f(v da)$

где

v_p — окружная скорость ротора,
 d_a — диаметр ротора (определяющий размер).

Теплоотдача в зазоре между ротором и статором в значительной степени определяется режимом течения жидкости. Она рассчитывается по критериальной зависимости для турбулентного режима течения жидкости при вращении внутреннего цилиндра [4]

$$Nu_{\delta} = Re_{\delta} \frac{v_2}{v_1}, \quad (5)$$

где

v_1 и v_2 — окружные скорости жидкости у поверхности цилиндров. Путем преобразования уравнение (5) приводится к виду

$$\alpha_{\delta_{cp}} = \alpha_{\delta} \frac{v_p}{5,5}. \quad (6)$$

Зависимость $\alpha_{\delta} = f(v_{cp})$ представлена на рис. 4, где v_{cp} представляет собой температуру масла в зазоре.

Величина коэффициента теплоотдачи лобовой части обмотки статора $\alpha_{\Delta 1}$ определяется в функции скорости течения жидкости и температуры. Эта зависимость в общем виде выражается критерияльным уравнением

$$Nu = C Re^n Pr^m. \quad (7)$$

Зависимость $\alpha_{\Delta 1} = f(v_p)$ при различной температуре масла дана на рис. 5.

Аналогичным путем получена зависимость коэффициента теплоотдачи масла к корпусу в области лобовой части $\alpha_{ak} = f(v_p)$, показанная на рис. 6.

Рис. 4. Теплоотдача в зазоре $\alpha_{\delta} = f(\theta_{cp})$

Определение средних температур отдельных частей гидротолкателя удобно выполнять методом преобразований схемы *a* (рис. 1) путем последовательного исключения узлов 2, 1, 3. По окончательной схеме *д* рассчитываются перегревы корпусов двигателя и гидротолкателя

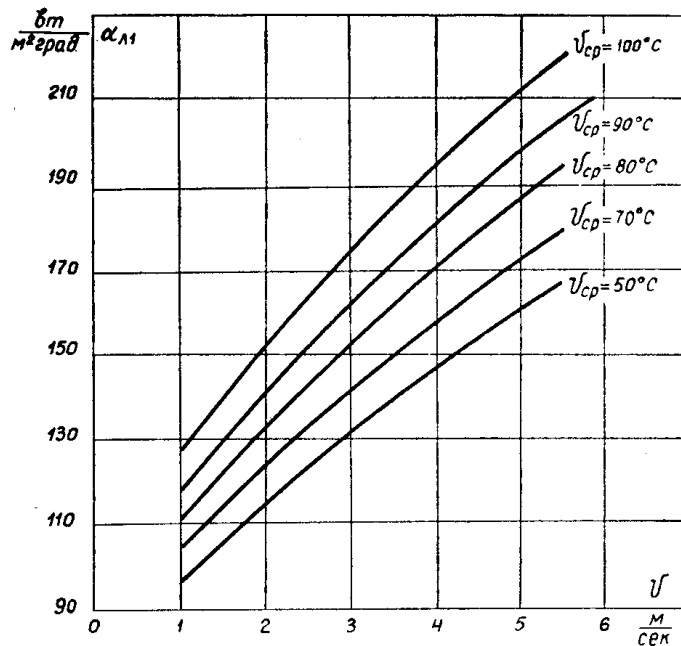
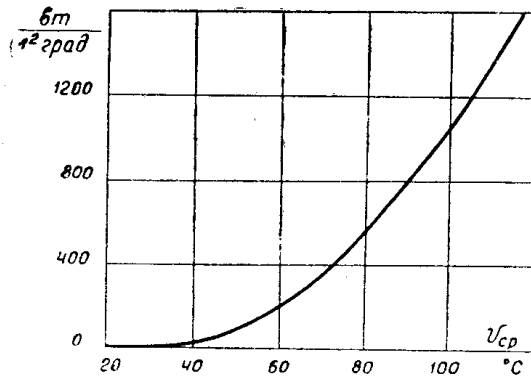


Рис. 5. Теплоотдача лобовой части обмотки к маслу $\alpha_{\Delta 1} = f(v)$

$$\theta_{\text{кд}} = \frac{P_4''(\Lambda_a + \Lambda_{50}) + P_5' \Lambda_a}{\Lambda_a(\Lambda_{40} + \Lambda_{50}) + \Lambda_{40} \Lambda_{50}}, \quad (8)$$

$$\theta_{\text{кг}} = \frac{P_4'' \Lambda_a + P_5'(\Lambda_a + \Lambda_{40})}{\Lambda_a(\Lambda_{40} + \Lambda_{50}) + \Lambda_{40} \Lambda_{50}}. \quad (9)$$

Затем из схем *г* и *в* определяются перегревы масла и обмотки статора

$$\theta_{\text{м}} = \frac{P_3'' + \theta_{\text{кг}} \Lambda_{35} + \theta_{\text{кд}} \Lambda_{44'}}{\Lambda_{35} + \Lambda_{34}}, \quad (10)$$

$$\theta_0 = \frac{P_1' + \theta_{\text{кд}} \Lambda_{14} + \theta_{\text{м}} \Lambda_{13'}}{\Lambda_{14} + \Lambda_{13}}. \quad (11)$$

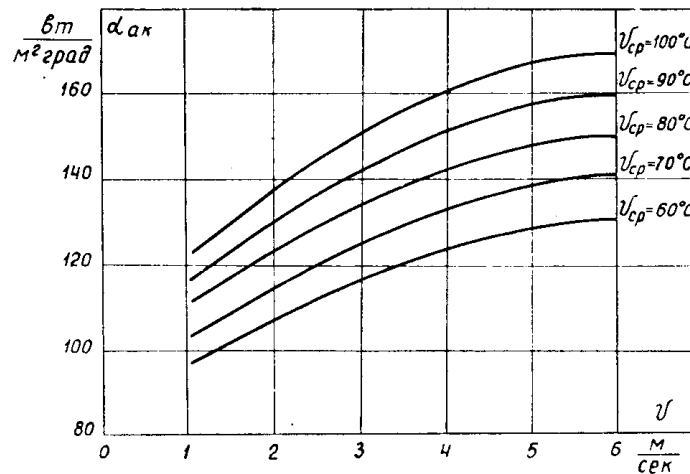


Рис. 6. Теплоотдача масла к корпусу в области лобовой части $\alpha_{\text{ак}} = f(\nu)$

Пример расчета гидротолкателя ТГМ-50.

Исходные данные: $P_{\text{н}} = 0,2$ кВт; $\eta = 0,67$; $n = 3000$ об/мин; $d_{\text{а}} = 0,0552$ м; $P_{\text{м1}} = 16,3$ Вт; $P_{\text{м2}} = 10,8$; $P_{\text{ст}} = 24$ Вт; $P_{\text{мех}} = 18$ Вт; $P_{\text{д}} = 2,9$ Вт; $P_{\text{г}} = 66$ Вт.

Поверхности охлаждения орбренного корпуса двигателя и гидротолкателя для расчета конвекции и излучения: $S_{\text{кд}} = 0,107$ м²; $S_{\text{лд}} = 0,057$ м²; $S_{\text{кг}} = 0,198$ м²; $S_{\text{лг}} = 0,137$ м².

Площади торцевых поверхностей ротора, зазора, лобовых частей статора и внутренних поверхностей корпуса двигателя и гидротолкателя: $S_{\text{т}} = 0,0088$ м²; $S_{\text{з}} = 0,0087$ м²; $S_{\text{л1}} = 0,0239$ м²; $S_{\text{ак}} = 0,0332$ м²; $S_{\text{мг}} = 0,0852$ м².

Тепловые проводимости, рассчитанные по методике [1, 3]: в зазоре между статором и корпусом $\Lambda_{\Delta} = 52$ Вт/град, между корпусами двигателя и гидротолкателя $\Lambda_{\Delta_1} = 0,79$ Вт/град, ярма и зубцов статора $\Lambda_j = 42$ Вт/град, $\Lambda_z = 8,8$ Вт/град, изоляции обмотки статора в пазовой и лобовой части $\Lambda_{\text{и}} = 9,5$ Вт/град, $\Lambda_{\text{ил}} = 16,3$ Вт/град.

Проводимость утечки на установочную плиту от корпуса двигателя $\Lambda_y = 0,1$ Вт/град.

Задаваясь предварительно перегревами корпусов двигателя и гидротолкателя $\theta_{\text{кд}} = \theta_{\text{кг}} = 50^\circ\text{C}$, определяем по рис. 2 коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{к}} = 6,05$ Вт/м² град. и $\alpha_{\text{кг}} = 5,15$ Вт/м² град.

Коэффициент теплоотдачи излучением двигателя и гидротолкателя

$$T_1 = 273 + 27 = 300^\circ \text{ K};$$

$$T_2 = 300 + 50 = 350^\circ \text{ K};$$

$$\alpha_{\text{лд}} = \alpha_{\text{лг}} = \frac{5,77 \cdot 0,72}{50} (3,5^4 - 3,0^4) = 5,68 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Суммарные коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_{\Sigma \text{д}} = 6,05 + 5,68 \frac{0,0508}{0,107} = 9,06 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$\alpha_{\Sigma \text{г}} = 5,15 + 5,68 \frac{0,137}{0,198} = 9,05 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Суммарные проводимости к окружающему воздуху двигателя —

$$\Lambda_{\text{кд}} = 9,06 \cdot 0,107 = 0,97 \text{ вт/град},$$

гидротолкателя —

$$\Lambda_{\text{кг}} = 9,05 \cdot 0,198 = 1,79 \text{ вт/град}.$$

Задаемся предварительно температурой масла $v_{\text{ср}} = 90^\circ$ и по рис. 3—6 определяем коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{т}} = 1810 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$; $\alpha_{\delta} = 605 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$; $\alpha_{\text{л1}} = 184 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$; $\alpha_{\text{ак}} = \alpha_{\text{мг}} = 151 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Соответствующие проводимости —

$$\Lambda_{\text{л2}} = 1810 \cdot 0,0088 = 16 \text{ вт/град};$$

$$\Lambda_{\delta} = 605 \cdot 0,0087 = 5,25 \text{ вт/град};$$

$$\Lambda_{\text{лм}} = 184 \cdot 0,0239 = 4,4 \text{ вт/град};$$

$$\Lambda_{\text{ак}} = 151 \cdot 0,0332 = 5,05 \text{ вт/град},$$

$$\Lambda_{\text{мг}} = 151 \cdot 0,0852 = 12,8 \text{ вт/град}.$$

Мощность источников тепла —

$$P_1 = 16,3 + 12 = 28,3 \text{ вт};$$

$$P_2 = 10,8 + 2,9 = 13,7 \text{ вт};$$

$$P_3 = 18 + 66 = 84 \text{ вт};$$

$$P_4 = 12 \text{ вт}.$$

Преобразование схемы замещения:

схема б

$$\Lambda_{12} = \frac{2 \Lambda_{\text{з}} \cdot \Lambda_{\delta}}{2 \Lambda_{\text{з}} + \Lambda_{\delta}} = \frac{2 \cdot 8,8 + 5,25}{2 \cdot 8,8 + 5,25} = 4,4;$$

$$\Lambda_{13} = \frac{\Lambda_{\text{ил}} \cdot \Lambda_{\text{лм}}}{\Lambda_{\text{ил}} + \Lambda_{\text{лм}}} = 3,47;$$

$$\Lambda_{40} = \Lambda_{\text{кд}} + \Lambda_{\text{у}} = 1,07;$$

схема в

$$P_1' = P_1 + P_2 \frac{\Lambda_{12}}{\Lambda_{12} + \Lambda_{23}} = 28,3 + 13,7 \frac{4,04}{4,04 + 15,9} = 31,47 \text{ вт};$$

$$P_3' = P_3 + P_2 \frac{\Lambda_{23}}{\Lambda_{12} + \Lambda_{23}} = 84 + 13,7 \frac{15,9}{4,04 + 15,9} = 94,9 \text{ вт};$$

$$\Lambda_{13}' = \Lambda_{13} + \frac{\Lambda_{12} \cdot \Lambda_{23}}{\Lambda_{12} + \Lambda_{23}} = 3,47 + \frac{4,04 \cdot 15,9}{4,04 + 15,9} = 6,69;$$

схема з

$$P_3'' = P_3' + P_1' \frac{\Lambda_{13}'}{\Lambda_{13}' + \Lambda_{14}} = 94,9 + 31,47 \frac{6,69}{6,69 + 4,9} = 113,11 \text{ вт};$$

$$P_4' = P_4 + P_1' \frac{\Lambda_{14}}{\Lambda_{13}' + \Lambda_{14}} = 12 + 31,47 \frac{4,9}{6,69 + 4,9} = 25,5 \text{ вт};$$

$$\Lambda_{34}' = \Lambda_{34} + \frac{\Lambda_{13}' \cdot \Lambda_{14}}{\Lambda_{13}' + \Lambda_{14}} = 5,05 + \frac{6,69 \cdot 4,9}{6,69 + 4,9} = 7,88;$$

схема д

$$P_4'' = P_4' + P_3'' \frac{\Lambda_{34}'}{\Lambda_{34}' + \Lambda_{35}} = 25,5 + 113,1 \frac{7,88}{7,88 + 12,8} = 68,5 \text{ вт};$$

$$P_5' = P_3'' \frac{\Lambda_{35}}{\Lambda_{34}' + \Lambda_{35}} = 113,1 \frac{12,8}{7,88 + 12,8} = 70 \text{ вт};$$

$$\Lambda_a = \Lambda_{45} + \frac{\Lambda_{34}' \cdot \Lambda_{35}}{\Lambda_{34}' + \Lambda_{35}} = 0,786 + \frac{7,88 \cdot 12,8}{7,88 + 12,8} = 5,66.$$

Расчет перегревов:

$$\theta_{\text{кл}} = \frac{68,5(5,66 + 1,79) + 70 \cdot 5,66}{5,66(1,79 + 1,07) + 1,79 \cdot 1,07} = 50,2^\circ \text{C};$$

$$\theta_{\text{кр}} = \frac{70(5,66 + 1,07) + 68,5 \cdot 5,66}{5,66(1,79 + 1,07) + 1,79 \cdot 1,07} = 47,4^\circ \text{C};$$

$$\theta_{\text{м}} = \frac{113,1 + 50,2 \cdot 7,88 + 47,4 \cdot 12,8}{7,88 + 12,9} = 53,7^\circ \text{C};$$

$$\theta_0 = \frac{31,47 + 53,7 \cdot 6,69 + 50,2 \cdot 4,9}{6,69 + 4,9} = 55,2^\circ \text{C}.$$

Перегревы корпуса двигателя и гидротолкателя, масла и обмотки, полученные экспериментальным путем — $\theta_{\text{кл}} = 49,4^\circ \text{C}$; $\theta_{\text{кр}} = 47,6^\circ \text{C}$; $\theta_{\text{м}} = 54,8^\circ \text{C}$; $\theta_0 = 55,5^\circ \text{C}$, мало отличаются от расчетных значений.

Выводы

1. Предлагаемый графический метод определения коэффициентов теплоотдачи для маслonaполненных электрогидравлических толкателей является достаточно точным и удобным для практических расчетов.
2. Наибольшее влияние на точность теплового расчета оказывают коэффициенты теплоотдачи корпуса двигателя и гидротолкателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Г. Счастливый. Нагревание закрытых асинхронных электродвигателей. Киев. «Наукова думка», 1966.
 2. Г. Готтер. Нагревание и охлаждение электрических машин. М., Госэнергоиздат, 1961.
 3. В. А. Жадан, Ю. В. Копылов, Д. И. Санников. Методика теплового расчета закрытых асинхронных двигателей малой мощности. Известия ТПИ, т. 212, 1971.
 4. Л. А. Дорфман. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. ГИФМЛ, 1960.
-