

**ВЛИЯНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРОВ МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА,
ЗАПОЛНЕННЫХ ЖИДКИМ ДИЭЛЕКТРИКОМ, НА ПОТЕРИ
ТРЕНИЯ**

В. П. Морозкин

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин
и общей электротехники)

Возникновение ряда областей применения машин постоянного тока, заполненных жидким диэлектриком, требует оценки их энергетических показателей и обоснования выбора главных размеров. Особенностью работы таких машин является значительный рост механических потерь трения при вращении якоря в жидкости. Если в погружных электродвигателях переменного тока эти потери можно уменьшить увеличением отношения длины ротора к диаметру, то в машинах постоянного тока этот путь ограничивается с ростом соотношения $\frac{l}{D}$ ухудшением коммутации. Поэтому при проектировании таких машин необходимо учитывать влияние геометрии якоря на потери трения. Рассмотрим эти потери.

Все механические потери машины можно разбить на две части:

— потери трения боковых поверхностей якоря и коллектора — это потери дискового трения;

— потери трения цилиндрических поверхностей якоря и коллектора.

Потери трения боковых поверхностей якоря и коллектора можно считать равными потерям трения диска диаметром, равным диаметру якоря.

Мощность дискового трения на обеих сторонах диска равна (1):

$$P = 9,81 \cdot C_m \cdot \rho \cdot \frac{\omega^3}{2} \cdot R^5, (вт), \quad (1)$$

где

C_m — коэффициент момента трения,

R — радиус якоря, m ,

ω — угловая скорость якоря, $\frac{1}{сек}$,

ρ — плотность жидкости, $\frac{кг}{м^3}$.

Коэффициент трения C_m является функцией числа Рейнольдса (Re), равного для вращающегося диска $Re = \frac{\omega \cdot R^2}{\nu}$, где ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости диэлектрика.

Для режимов течения, соответствующих ($10^4 < Re < 10^8$), коэффициент равен

$$C_m = 0,982(\lg Re)^{-2,53}. \quad (2)$$

Формула (2) для удобства расчетов нами выражена явной зависимостью C_M от Re с достаточной точностью:

$$C_M = \frac{0,139}{Re^{0,19}}. \quad (3)$$

Подставляя значение C_M в (1) и выражая Re через n , D , получим для мощности дискового трения

$$P = 2,82 \cdot 10^{-14} \cdot \rho \cdot n^{2,81} \cdot D^{4,62} \cdot \nu^{0,19}, \quad (4)$$

где n — скорость вращения, $\frac{об}{мин}$,

D — диаметр диска,

ν — вязкость, $\frac{м^2}{сек}$.

Потери трения вращающихся цилиндрических частей якоря и коллектора составляют основную часть потерь трения, поэтому рассмотрим более подробно методику определения этих потерь.

При вращении кругового цилиндра в вязкой несжимаемой среде напряжение трения τ на поверхности цилиндра может быть выражено, как и для случая осесимметричного течения жидкости, в виде [3]:

$$\tau = \mu \left(\frac{dv}{dr} - \frac{v}{r} \right) = \mu \cdot r \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right), \quad (5)$$

где μ — динамическая вязкость жидкости,

v — окружная скорость элемента dr жидкости.

В более общем случае уравнение (5) можно записать в виде [1]:

$$\frac{\tau}{\rho} = -\varepsilon \cdot r \cdot \frac{d}{dr} \left(\frac{v}{r} \right), \quad (6)$$

где ε — кинематический коэффициент турбулентной вязкости. Уравнение (6) в приведенном виде не может иметь практического значения, так как неизвестен закон распределения скоростей вблизи цилиндров.

Многочисленными опытными данными установлено [1], что характер течения в пристеночных областях вблизи цилиндров сходен с характером распределения скоростей в ламинарном подслое на поверхности плоской пластины. Поэтому задача определения напряжения трения на поверхности цилиндра сводится к определению градиента скорости в ламинарном пограничном слое. Эта задача решена для случая турбулентного движения в трубах, и получены все закономерности связи касательных напряжений с профилем скоростей в трубе. Касательное напряжение у стенки трубы в турбулентном потоке получено в виде [2]:

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{8} \cdot \rho \cdot v_{ср}, \quad (7)$$

где

λ — коэффициент сопротивления при турбулентном движении жидкости в трубах,

$v_{ср}$ — средняя по сечению скорость потока.

Коэффициент λ является функцией числа Re :

а) для ламинарного движения ($Re < Re_{кр}$)

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (8)$$

б) для турбулентного движения (формула Никурадзе)
($Re_{кр} < Re < 10^7$)

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}} \quad (9)$$

Число Re для цилиндрической поверхности активной части якоря равно

$$\text{Re} = \frac{v}{2} \cdot \frac{2\delta}{v} = \frac{\omega \cdot r \cdot \delta}{v}, \quad (10)$$

где δ — зазор между полюсом и якорем.

Мощность трения цилиндрических поверхностей определяется по формуле

$$P = 9,81 \cdot \omega \cdot M = 9,81 \cdot \tau_0 \cdot 2\pi r^2 \cdot l \cdot \omega \quad (\text{вт}). \quad (11)$$

На основании соотношений (7÷11) мощность потерь активной части определяется:

а) для ламинарного режима

$$P = 8,45 \cdot 10^{-8} \cdot \rho \cdot D^3 \cdot l \cdot \pi^2 \cdot v \cdot \delta^{-1} \quad (\text{вт}), \quad (12)$$

б) для турбулентного режима

$$P = 4,42 \cdot 10^{-17} \cdot \rho \cdot l \cdot \pi^3 \cdot D^4 + 5,55 \cdot 10^{-14} \cdot \rho \cdot l_0 \cdot \pi^{2,75} \cdot D^{3,763} \cdot v^{0,237} \cdot \delta^{-0,237}, \quad \text{вт}. \quad (13)$$

Для лобовых частей якоря потери трения можно определить по (13) как для активной части якоря, введя эквивалентный зазор δ_3 между лобовыми частями и элементами станины (рис. 1). Поверхность коллекто-

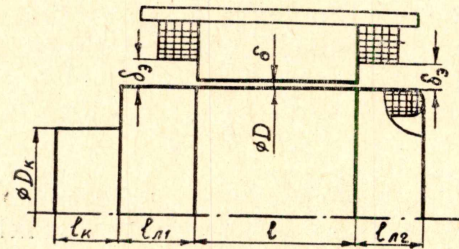


Рис. 1. Эскиз машины

ра с коллекторными канавками представляет собой шероховатую поверхность с относительной шероховатостью, равной

$$\Delta = \frac{k}{R_k}, \quad (14)$$

где k — глубина коллекторных канавок,
 R_k — радиус коллектора.

В этом случае коэффициент сопротивления λ не зависит от числа Re и определяется по формуле (15), [2]:

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{R_k}{k} + 1,74\right)^2}, \quad (15)$$

а мощность трения в соответствии с (11) и (15):

$$P = 1,38 \cdot 10^{-14} \cdot \rho \cdot \frac{D_k^4 \cdot l \cdot \pi^3}{\left(2 \lg \frac{R_k}{k} + 1,74\right)^2}, \quad (\text{вт}). \quad (16)$$

Для выражения суммы потерь трения в функции главных размеров машины введем следующие общепринятые для машин размерности согласно рис. 1:

- D — диаметр якоря и лобовых частей, см,
 l — длина якоря, см,
 $k \cdot l$ — общая длина лобовых частей, см,
 $c \cdot D, m \cdot l$ — диаметр и длина коллектора, см,
 n — скорость вращения якоря (об/мин),
 δ, δ_3 — зазоры, см.

Введя вышеуказанные размерности и сложив потери отдельных частей, получим зависимость общих потерь трения от главных размеров машины и свойств жидкого диэлектрика для турбулентного режима течений в виде:

$$\begin{aligned}
 P_{\Sigma} = & 10^{-14} \cdot \rho \cdot D^{3,5} \cdot l \cdot n^{2,75} \cdot \nu^{0,2} [2,82 \cdot n^{0,06} \cdot D^{1,1} \cdot l^{-1} \cdot \nu^{-0,01} + \\
 & + 4,42 \cdot 10^{-3} \cdot n^{0,25} \cdot D^{0,5} \cdot \nu^{-0,2} (1 + k) + 5,55 \cdot n^{0,013} \cdot D^{0,263} \cdot \nu^{0,037} \rightarrow \\
 & \rightarrow \delta^{-0,237} (1 + k \left(\frac{\delta}{\delta_3} \right)^{0,227}) + \frac{1,38 \cdot D^{0,5} \cdot n^{0,25}}{\left(2 \lg \frac{R_k}{k} + 1,74 \right)^2} \cdot c^4 \cdot m \cdot \nu^{-0,2}] \text{ (вт)}.
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Следует отметить, что формула (17) справедлива только в том случае, если все вращающиеся поверхности являются гидродинамическими гладкими, т. е. шероховатость поверхностей менее толщины ламинарного пограничного слоя, которая обычно составляет десятые доли миллиметра. Увеличение шероховатости поверхностей приводит к росту потерь трения, при этом коэффициент сопротивления λ , как и для коллектора, перестает зависеть от числа Рейнольдса и определяется только шероховатостью поверхностей (15). В формуле (17) выражение, заключенное в скобки, имеет слабую зависимость от параметров машины, в частности, при вязкости жидкого диэлектрика $10^{-6} \div 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$ для машин с диаметром якоря от 10 до 50 см в диапазоне скоростей $n=1000 \div 4000 \text{ об/мин}$ оно находится в пределах (40 ± 4) . Обозначив это выражение символом s и считая для машин постоянного тока

$$P_3 = \frac{D^2 \cdot l \cdot n \cdot \alpha \cdot A \cdot B_{\delta}}{6,1 \cdot 10^8} \text{ , (вт)} \tag{18}$$

получим формулу относительных потерь трения якоря машин постоянного тока, заполненных жидким диэлектриком:

$$\frac{\Delta P}{P_3} = \frac{P_{\Sigma}}{P_3} = \Delta \eta = \frac{6,1 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot D^{1,5} \cdot n^{1,75} \cdot s \cdot \nu^{0,2}}{\alpha \cdot A \cdot B_{\delta}} \text{ ,} \tag{19}$$

где α — коэффициент полюсного перекрытия,

A — линейная нагрузка, а/см,

B_{δ} — индукция в воздушном зазоре, гс.

Как следует из (19), относительные потери трения якоря при прочих равных условиях уменьшаются с ростом электромагнитных нагрузок машины, поэтому максимум к.п.д. машин постоянного тока при работе в среде жидкого диэлектрика смещается в сторону больших нагрузок. На рис. 2 приведена зависимость к.п.д. реальной машины от нагрузки, снятая при работе на воздухе и в керосине (при температуре керосина $+20^{\circ}\text{C}$). На воздухе максимум к.п.д. находится при $P=9,5 \text{ кВт}$ ($A=260 \text{ а/см}$), в керосине — при $P=13 \text{ кВт}$ ($A=385 \text{ а/см}$).

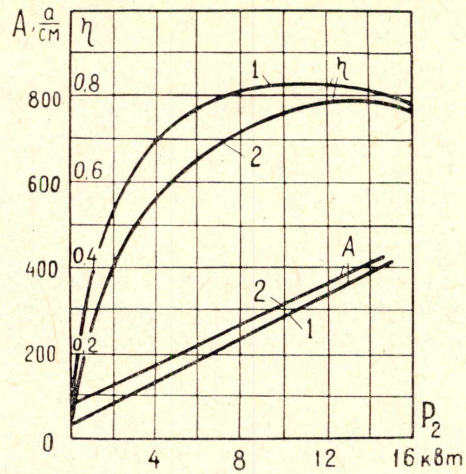


Рис. 2. Зависимость к. п. д. машины от мощности и линейной нагрузки. 1 — на воздухе, 2 — в керосине

Выводы

1. Относительные потери трения машин постоянного тока, заполненных жидким диэлектриком, возрастают с ростом вязкости жидкого диэлектрика, а также диаметра якоря и скорости вращения, т. е. мощности машины.

2. Максимум к.п.д. таких машин смещается в сторону больших электромагнитных нагрузок.

3. Для уменьшения потерь трения необходимо выбирать соотношение $\frac{l}{D}$ максимально возможным по условиям коммутации и все вращающиеся поверхности выполнять гидродинамически гладкими.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. А. Дорфман. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. Физматгиз, 1960.
2. И. Л. Повх. Техническая гидромеханика. «Машиностроение», 1964.
3. П. Г. Лойцянский. Ламинарный пограничный слой. М., Физматгиз, 1962.