

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ ОРЕБРЕННОГО УЧАСТКА КОРПУСА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ НА МОДЕЛИ

Ю. В. КОПЫЛОВ, Д. И. САННИКОВ

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

Одной из основных задач при современном проектировании электрических машин является увеличение их мощности с сохранением высоты оси вращения в основном за счет повышения использования электротехнических материалов, что приводит к увеличению греющих потерь на единицу объема машины, а следовательно, и к повышению температуры отдельных частей.

Одним из путей снижения температуры является увеличение поверхности охлаждения оребрением. Для выбора наиболее выгодной геометрии оребрения необходимо иметь зависимость коэффициента теплоотдачи оребренной части поверхности станины  $\alpha$  от соотношения высоты и шага ребер. Эта зависимость может быть получена только опытным путем.

Целью исследования является определение данной зависимости для двигателей серии 4А с высотой оси вращения 132 мм и длиной станины 270 мм. Чтобы расширить возможности изменения параметров оребрения, вместо целой станины брались сегменты оребренной поверхности с шириной, равной  $\frac{1}{6}$  окружности станины. При такой ширине сегментовидный элемент может быть заменен плоским рабочим элементом для удобства его изготовления.

Устройство установки для опытного определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  показано на рис. 1.

Оребренный участок, или рабочий элемент 3, выполнен в виде плоской пластины с продольными ребрами. Длина элемента равна длине корпуса машины.

Для исследования влияния густоты оребрения число ребер на рабочих элементах изменяется от 2 до 8, т. е. отношение высоты ребра к шагу изменяется от 0,85 до 3,14.

Рабочий элемент устанавливается над основным нагревателем 4, равным по ширине и длине рабочему элементу. Чтобы скомпенсировать утечку тепла основного нагревателя вниз, имеется компенсирующий нагреватель 6, установленный под основным. Между основным и компенсирующим нагревателями проложен теплоизоляционный слой 5. Основания нагревателей и теплоизоляционный слой выполнены из асбоцементной плиты толщиной 10 мм. Нагреватели выполнены из нихрома, уложенного виток к витку по поверхности асбоцементной плиты. Величина необходимой мощности компенсатора подбирается таким образом,

чтобы разность температур между термопарами, расположенными симметрично с обеих сторон теплоизолирующего слоя, была равна нулю. Нагревательный блок установлен в корытообразном основании 8, выполненном из алюминия. Высота стенок равна высоте нагревательного слоя. Между боковой стенкой основания и нагревательным блоком для уменьшения отсоса тепла со всех сторон имеется слой стекловаты 7 шириной 50 мм.

Температура рабочего элемента измеряется с помощью 15 термопар, расположенных равномерно в его плоской части, и 15 термопар — в вершинах ребер.

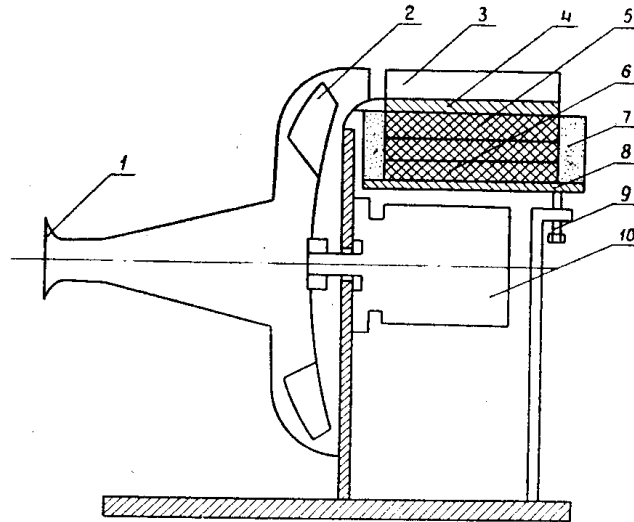


Рис. 1. Установка для исследования теплоотдачи ребренной поверхности

Расходомерный узел состоит из вентилятора, приводимого во вращение машиной постоянного тока, и диффузора с заслонкой, позволяющей изменять расход воздуха при постоянной скорости вращения вентилятора. Расход воздуха измеряется микроманометром 11. На выходе расходомерного узла установлена спрямляющая решетка.

Расходная скорость  $v_p$  вычисляется по формуле

$$v_p = \frac{V}{S},$$

где

$V$  — расход воздуха,  $\frac{м^3}{сек}$  ;

$S$  — площадь вентиляционного окна,  $м^2$ .

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле

$$\alpha = \frac{P_1}{\theta_p S}, \frac{вт}{м^2 град},$$

$$\theta_p = \theta_{ст} - \Delta\theta_b - \theta_b,$$

где

$P_1$  — мощность, передаваемая от основного нагревателя к рабочему элементу;

$\theta_p$  — средний перегрев рабочего элемента;

- S — поверхность охлаждения;
- $\Theta_{\text{в}}$  — температура окружающего воздуха;
- $\Delta\Theta_{\text{в}}$  — подогрев воздуха в вентиляторе;
- $\Theta_{\text{ст}}$  — средняя температура рабочего элемента.

На первом этапе экспериментальных исследований была определена утечка теплового потока через боковые поверхности нагревателей. Для этого поверхность рабочего элемента была практически полностью теплоизолирована.

Поток, направленный вниз, компенсировался нижним нагревателем. Мощность основного нагревателя  $P_0$  в этом случае равна мощности утечки через боковые грани нагревательного блока. По перегреву последнего  $\Theta_0$  и мощности  $P_0$  определяется проводимость боковой утечки

$$G_{y0} = \frac{P_0}{\theta_0}.$$

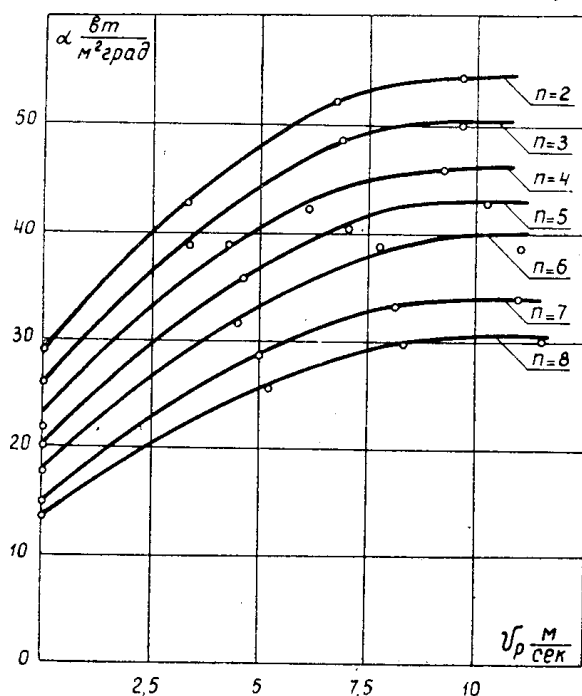


Рис. 2. Зависимость  $\alpha = f(v_p)$  для рабочих элементов с различным числом ребер  $n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

В последующем мощность утечки учитывалась по формуле

$$P_1 = P_0 - G_{y0} \cdot \theta_n,$$

где

- $P_1$  — мощность, переданная рабочему элементу;
- $P_0$  — мощность нагревателя;
- $\theta_n$  — перегрев нагревательного блока.

Коэффициент теплоотдачи определялся при двух скоростях вращения вентилятора 1500 и 3000 об/мин. На каждой скорости проведено по 4 режима с различными расходными скоростями  $v_p$ . Для 1500 об/мин скорость изменялась от 0 до 10 м/сек, для 3000 об/мин — от 0 до 25 м/сек.

Полученные зависимости  $\alpha$  от скорости воздуха  $v_p$  представлены на рис. 2 и 3 соответственно для скорости вращения вентилятора 1500 и 3000 об/мин. Результаты исследований показали, что при увеличении расходной скорости  $\alpha$  сильно увеличивается до определенной величины. Дальнейшее увеличение расходной скорости при постоянной скорости вращения вентилятора не увеличивает коэффициента теплоотдачи. Увеличение скорости вращения вентилятора при постоянной расходной скорости приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи.

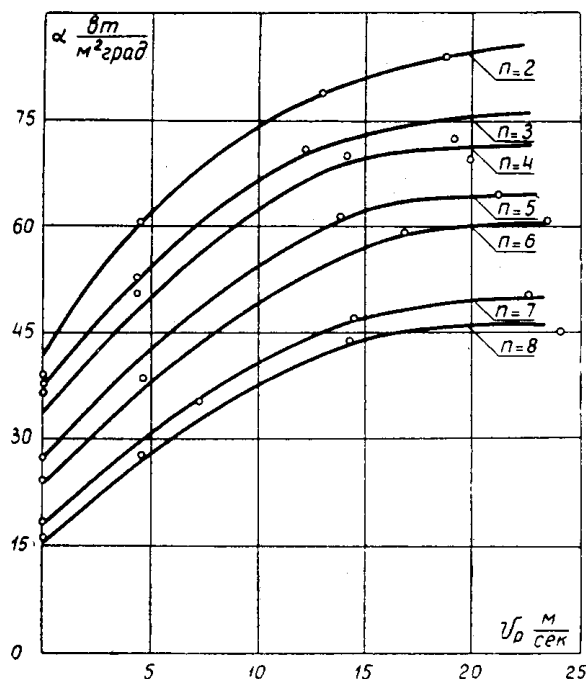


Рис. 3. Зависимость  $\alpha=f(v_p)$  для рабочих элементов с различным числом ребер  $n=3000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

На основании анализа результатов эксперимента получены критерические уравнения теплоотдачи ребренной поверхности для исследуемой модели участка станины двигателя

$$Nu = Nu_0 + C_p(Re_p - \Delta Re)^m + C_0 Re_0^n.$$

Здесь

$$Nu = \frac{\alpha d_r}{\lambda} \quad \text{— критерий Нуссельта;}$$

$$d_r = \frac{4 S_k}{\Pi_k} \quad \text{— гидравлический диаметр канала;}$$

$S_k$  — площадь сечения канала;

$\Pi_k$  — «смоченный» периметр канала;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды;

$$Re_p = \frac{v_p d_r}{\nu} \quad \text{— критерий Рейнольдса для расходной скорости;}$$

$\nu$  — кинематическая вязкость среды;

$$Re_0 = \frac{v_0 d_r}{\nu} \quad \text{— критерий Рейнольдса для окружной скорости вен-}$$

тилятора;

$v_0$  — окружная скорость вентилятора;

$m = f\left(\frac{h}{d_r}\right)$  — показатель степени;

$Nu_0$  — критерий теплоотдачи при естественной конвекции.

Данное уравнение справедливо для начальных участков зависимостей  $\alpha = f(v_p)$  до начала перегиба кривой.

Значение коэффициентов уравнения сведены в табл. 1.

Таблица 1

$n$	$n_p$	$Nu_0$	$C_p$	$m$	$C_0$	$n$	$\Delta Re$
1500	2	13,0	1,15	0,4	0,035	0,625	$0,5 \cdot 10^4$
	3	9,4	0,30	0,52	0,067	0,570	$0,4 \cdot 10^4$
	4	6,85	0,47	0,46	0,129	0,520	$0,3 \cdot 10^4$
	5	5,2	0,54	0,65	0,43	0,395	$0,25 \cdot 10^4$
	6	4,05	0,145	0,55	0,36	0,38	$0,2 \cdot 10^4$
	7	3,8	0,12	0,54	0,27	0,37	$0,18 \cdot 10^4$
	8	3,0	0,0027	0,68	0,265	0,36	$0,15 \cdot 10^4$
	3000	2	13,0	1,45	0,4	0,0375	0,625
3		9,4	0,26	0,52	0,067	0,57	$0,4 \cdot 10^4$
4		6,85	0,5	0,46	0,129	0,52	$0,3 \cdot 10^4$
5		5,20	0,043	0,65	0,43	0,395	$0,26 \cdot 10^4$
6		4,05	0,13	0,55	0,36	0,38	$0,2 \cdot 10^4$
7		3,80	0,11	0,54	0,27	0,37	$0,18 \cdot 10^4$
8		3,00	0,0024	0,68	0,265	0,36	$0,15 \cdot 10^4$

### Вывод

Результаты проделанных опытов позволяют выбрать оптимальную расходную скорость воздуха  $v_p$  и выполнять тепловой расчет машин с высотой оси вращения 132 мм и длиной станины 270 мм при различной густоте оребрения.