

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра электромеханики и электромеханических систем

621.313(07)
М778

Н.Д. Монюшко, Г.В. Помогаев

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Учебное пособие

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2009

УДК 621.313(07)
М778

Одобрено
учебно-методической комиссией энергетического факультета

Рецензенты:
А.В. Буторин, М.А. Лютов

Монюшко, Н.Д.
М778 Тепловой расчет закрытых электрических машин: учебное пособие /
Н.Д. Монюшко, Г.В. Помогаев. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 63 с.

Пособие предназначено для студентов специальностей 140601 – «Электромеханика», 140609 – «Электрооборудование летательных аппаратов» и 180103 – «Менеджмент в электромеханике», изучающих дисциплины «Конструкции, методы расчета и проектирования электромагнитных устройств и электромеханических преобразователей энергии», «Электрические машины систем автоматики и бытовой техники» и выполняющих курсовые и дипломные проекты по этим дисциплинам. Рассмотрены как теоретические, так и практические вопросы тепловых расчетов закрытых электрических машин на основе тепловых схем замещения.

Учебное пособие представляет интерес для специалистов, занимающихся проектированием электрических машин, как общепромышленного назначения, так и электрических машин малой мощности для систем автоматики и бытовой техники.

УДК 621.313(07)

©Издательство ЮУрГУ, 2009

Введение

При проектировании машин малой и средней мощности проблеме их охлаждения не уделяется такого внимания, как при расчете крупных электрических машин, а вопросы нагрева и охлаждения этих машин часто решаются без использования новейших достижений аэродинамики и теплопередач.

Установленная мощность машин малой и средней мощности массовых серий в несколько раз превышает мощность турбо и гидрогенераторов и, так как экономичность и надежность их существенно ниже чем у крупных электрических машин, то это приводит к большим потерям материальных ресурсов.

Асинхронные двигатели (АД) закрытого обдуваемого исполнения, особенно с короткозамкнутым ротором, а также закрытые двигатели постоянного тока типа **4ПБ** и **4ПО** за последние 40...50 лет получили широкое распространение в качестве основного общепромышленного привода мощностью от нескольких сотых до нескольких сотен киловатт благодаря повышенной устойчивости к неблагоприятным внешним воздействиям.

Сложные условия теплоотвода в закрытых машинах по сравнению с защищенными и открытыми, необходимость достижения высоких технико-экономических показателей машин массовых и специальных серий послужили серьезным стимулом для развития исследований тепловых процессов и разработке методов расчета закрытых электрических машин. Результатом этого явилось создание различных методик, из которых наиболее совершенной можно считать методику с использованием тепловых схем, важнейшей особенностью которых является учет взаимного воздействия всех частей электрической машины, а также модульность тепловых схем замещения (ТСЗ).

ТСЗ позволяют оценить тепловую напряженность неоднородных частей электрической машины при любом характере нагрузки и различных условиях теплообмена на поверхности охлаждения. Особенно это важно на стадии проектирования.

В учебной литературе по проектированию электрических машин также не уделяется должного внимания и при расчетах используются упрощенные тепловые схемы замещения, которые не позволяют представить общее тепловое состояние электрической машины, особенно это, касается закрытых электрических машин.

Даже в самом последнем учебнике [11] вопросам теплового расчета закрытых электрических машин не уделяется должного внимания и у автора этой книги есть мнение, что тепловой расчет по ТСЗ производить нежелательно и это идет вразрез с общей тенденцией. Одной из причин нежелательного использования ТСЗ автор считает сложный характер течения охлаждающего воздуха, а также указывает на сложность и трудоемкость расчета по ТСЗ. Указывается также на неоднородность слоистых изоляционных материалов, невозможность учета воздушных включений, неизбежность допустимых технологических отклонений (например,

неравномерный воздушный зазор между статором и ротором). Отметим также, что во многих случаях вполне обосновано применение упрощенных методов, основанных на использовании коэффициентов теплоотдачи (КТО), полученных опытным путем.

На наш взгляд такая постановка задачи является некорректной и даже ошибочной. Как при упрощенном тепловом расчете, а также при тепловом расчете по полной ТСЗ используются одни и те же значения теплопроводности материалов и значений КТО, которые получены опытным путем. Что касается трудности и сложности тепловых расчетов по ТСЗ, то это также не соответствует действительности. Компьютерная реализация ТСЗ позволяет эффективно и с наименьшими затратами времени оптимизировать и прогнозировать тепловое состояние на стадии проектирования. Современные ЭВМ и широко известные методы позволяют решать системы из нескольких сотен уравнений. Тепловые расчеты по полным ТСЗ выполняются на кафедре «Электромеханики и электромеханических систем» ЮУрГУ как при курсовом, так и дипломном проектировании. Студенты даже со средней подготовкой успешно справляются с этой задачей.

Тепловые расчеты по полной ТСЗ позволяют выделить «узкие места» в тепловом состоянии электрической машины. При модульном методе составления ТСЗ можно учитывать много факторов, влияющих на нагрев электрической машины. Логично было бы выполнить тепловые расчеты по полной ТСЗ и по упрощенным методикам, сопоставить их результаты и сделать выводы.

Непосредственной задачей теплового расчета является оценка теплового состояния машины, т.е. определение температур активных частей машины с целью проверки выполнения требований по допустимому уровню нагрева, указанных в ГОСТ или техническом задании на проектирование.

В настоящем пособии рассмотрен тепловой расчет асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором, степенью защиты **IP44** или **IP54** по полной ТСЗ для номинального режима работы *S1*.

В пособии сделана попытка использовать значения коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов теплопередачи, которые получены разными авторами, и на примерах расчета сделать некоторые рекомендации.

Глава 1

Источники тепловыделения

Источниками теплоты в электрических машинах являются активные части (обмотки и сердечники), подшипники и щеточно-коллекторный узел; следует учитывать также трение вращающихся деталей о среду внутри машины и вентиляционные потери. Потери определяются в ходе электромагнитного расчета при проектировании электрической машины и при тепловом расчете предполагаются заданными.

Обычно потери разбиваются на четыре группы:

1. Механические потери: а) на трение щеток, б) на трение в подшипниках, в) вентиляционные потери, связанные с перемещением охлаждающей среды.
2. Электрические потери: а) в обмотках статора и ротора, б) в скользящем контакте щеток.
3. Магнитные потери: а) на гистерезис, б) на вихревые токи.
4. Добавочные потери в обмотках и в стали.

Так как потери подробно рассматриваются и рассчитываются в электромагнитном расчете, то здесь только отмечаются особенности их расчета и указываются места их выделения при составлении тепловых схем замещения.

1.1. Механические потери

Нагрев коллектора и колец обусловлен потерями в скользящем контакте $p_{щ.к.}$, которые складываются из потерь на трение $p_{тр.щ.}$ и электрических потерь в щеточном контакте $p_{эл.щ.}$,

$$p_{щ.к.} = p_{тр.щ.} + p_{эл.щ.}$$

Местом выделения их является поверхность коллектора. Потери в подшипниках определяются в зависимости от типа подшипника и место выделения их сам подшипник. Вентиляционные потери на трение деталей о воздух распределены по всему объему машины, и учет их производится через подогрев воздуха в машине.

1.2. Электрические потери

При тепловом расчете электрические (джоулевые) потери в обмотках должны быть рассчитаны при предельной допустимой температуре для принятого класса нагревостойкости изоляции. Если в электромагнитном расчете эти потери были рассчитаны для условной рабочей температуры (согласно ГОСТ 183–74 $t_{раб}^0 = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ – класс нагревостойкости изоляции **В** и $t_{раб}^0 = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$ – классы нагревостойкости **Ф** и **Н**), то в тепловом расчете электрические потери в обмотках необходимо увеличивать на коэффициент k_p ,

$$k_{\rho} = \frac{\rho_{пр.доп}}{\rho_{усл.раб}}.$$

Значения этого коэффициента:

кл. В	кл. F	кл. H
$k_{\rho} = \frac{\rho_{120}}{\rho_{75}} = 1,15$	$k_{\rho} = \frac{\rho_{140}}{\rho_{115}} = 1,07$	$k_{\rho} = \frac{\rho_{165}}{\rho_{115}} = 1,15$

При составлении ТСЗ электрические потери в обмотке статора подразделяются на электрические потери в пазовой части $p_{эл.а1}$ и на электрические потери в лобовой части $p_{эл.л1}$. Потери в этих частях обмотки рассматриваются как сосредоточенные и места выделения их принимаются середины соответствующих участков пазовых и лобовых частей обмотки статора.

Аналогично поступают с электрическими потерями в обмотке ротора: $p_{эл.а2}$ и $p_{эл.л2}$.

1.3. Магнитные потери

Основные магнитные потери в зубцах и спинке сердечника статора являются распределенными по всему объему зубцов и по всему объему спинке сердечника статора. При составлении ТСЗ они рассматриваются как сосредоточенные и выделяются в центре зубца и по середине высоты спинки сердечника статора. Добавочные магнитные потери в стали статора и ротора связаны со вторичными процессами электромагнитного характера и эти потери в зубцах статора прибавляются к основным магнитным потерям в зубцах статора:

$$p_{z1} = p_{мг.осн.z1} + p_{мг.доб.z1}.$$

Магнитные потери в зубцах ротора равны добавочным магнитным потерям в зубцах ротора:

$$p_{z2} = p_{мг.доб.z2}.$$

1.4. Добавочные потери

Добавочные нагрузочные потери, которые принимаются в асинхронных машинах как 0,5 % от подводимой мощности, делятся на две равные части и добавляются к электрическим потерям в пазовых частях обмотки статора и ротора.

Глава 2

Картина тепловых потоков в закрытом асинхронном двигателе и принцип составления тепловых схем замещения

2.1. Картина тепловых потоков в асинхронном двигателе

Электрические потери в обмотке статора, магнитные потери в зубцах и спинке сердечника статора частично передаются к охлаждающему корпусу статора (станине) путем теплопроводности через сердечник статора и стык между сердечником статора и станиной к корпусу статора, а частично во внутрь машины внутренним циркулирующим воздухом (рис. 2.1).

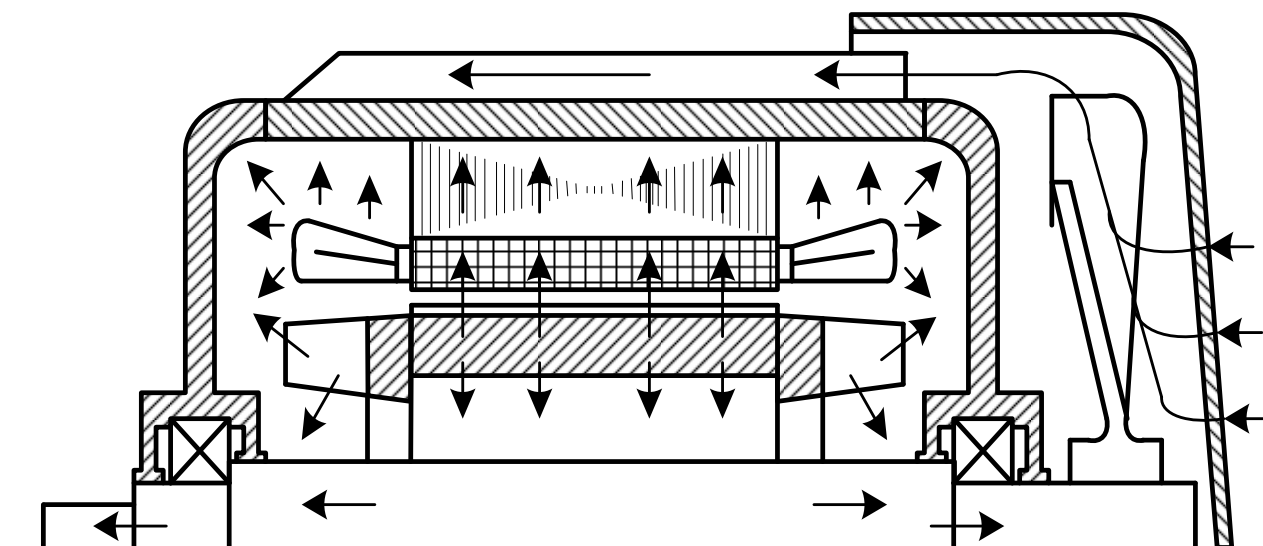


Рис. 2.1. Схема передачи греющих потерь в закрытых электрических машинах

Потери, выделяющиеся в роторе, также посредством циркулирующего воздуха снимаются с торцевых частей обмотки ротора и передаются в воздух внутри машины, а другая часть потерь в роторе передается через воздушный зазор в статор. Как показывают расчеты, небольшая доля потерь в роторе, через сердечник ротора, передается к валу, но в большинстве методик этот путь не учитывается.

Потери, снятые с лобовых частей обмоток статора и ротора, передаются далее к подшипниковым щитам и корпусу статора.

Суммарные греющие потери всего двигателя, в конечном счете, снимаются с наружной поверхности подшипниковых щитов и наружной поверхности станины в окружающую среду.

2.2. Принцип составления тепловых схем замещения

Чтобы составить тепловую схему замещения (ТСЗ) необходимо знать источники потерь и их выделения. Затем на чертежах общего вида с продольными и поперечными разрезами следует показать все возможные пути движения тепловых потоков от более нагретой точки к менее нагретой. На пути движения этих возможных тепловых потоков выделяются участки с теплообменами, теплопроводностью и теплоотдачей и вычисляются соответствующие тепловые сопротивления.

На рис. 2.2 и рис. 2.3 представлены эскизы продольного и поперечного сечений электродвигателя и показаны пути движения тепловых потоков и тепловые сопротивления согласно рассмотренной выше картины тепловых потоков в машине. Источники выделения потерь на этих схемах представлены черными квадратами, а узловые точки – черными точками.

Так как между тепловыми и электрическими процессами существует полная аналогия, то ТСЗ составляются аналогично электрической схеме. Источники тепловыделения выполняют роль ЭДС и на ТСЗ показаны кружочками. Пути передачи тела показаны в виде ветвей с сопротивлениями R . Тепловые потоки изображены стрелками. Маленькие зачеркнутые точки представляют узловые точки без источников выделения тепла.

На рис. 2.4 представлена полная ТСЗ, но с рядом допущений: исключен тепловой поток, идущий из сердечника ротора к валу и не учитывается тепловой поток, идущий в поперечном направлении по зубцам и спинке сердечника статора к торцевым поверхностям сердечника статора. Эти поверхности практически не обдуваются, так как они закрыты лобовыми частями обмотки статора, а также теплопроводность электротехнической стали в поперечном направлении пакета сердечника статора на порядок ниже, чем в продольном направлении.

ТСЗ решается точно также как и электрическая схема. На основании закона Фурье $t_1^0 - t_2^0 = Q_{12}R_{12}$ и первого закона Кирхгофа составляется система уравнений, которая решается на ЭВМ. Систему уравнений удобнее записать по преобразованной ТСЗ, представленной на рис. 2.5. Все тепловые сопротивления на схеме рис. 2.4 будут подробно рассмотрены ниже при соответствующих теплообменах между отдельными частями машины.

Из решения системы уравнений получаем значения температур в точках, где имеет место тепловыделение, а также в узловых точках, где нет источников тепла. Кроме температур получаем тепловые потоки по всем ветвям схемы.

На ТСЗ указываются наиболее вероятные направления тепловых потоков. В том случае, если направление выбрано неверно, то при решении системы уравнений значения этих потоков будут отрицательными.

В основе образования ТСЗ лежит модульный принцип, т.е. можно добавлять новые ветви, как с источниками потерь, так и без них или исключать некоторые ветви.

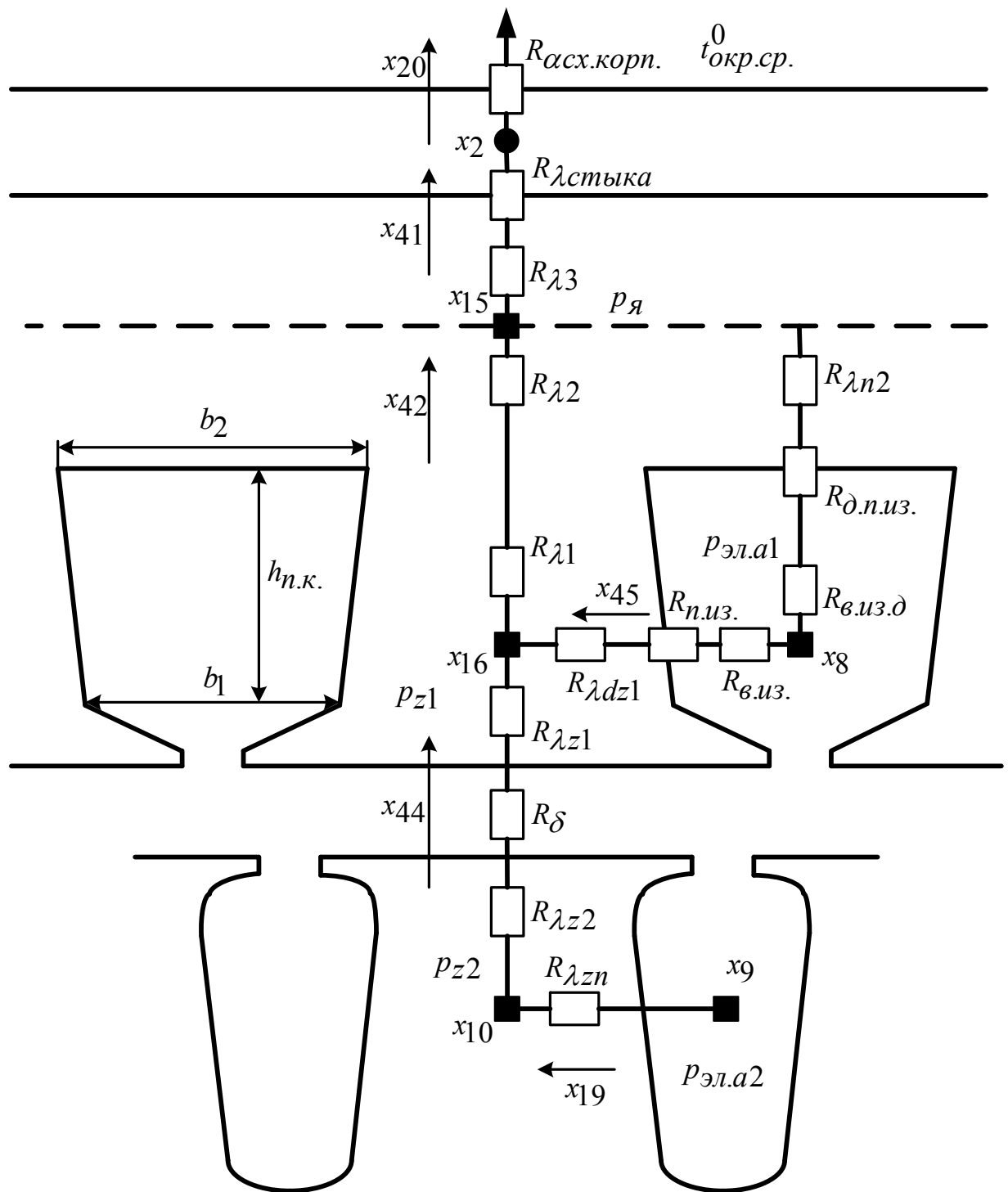
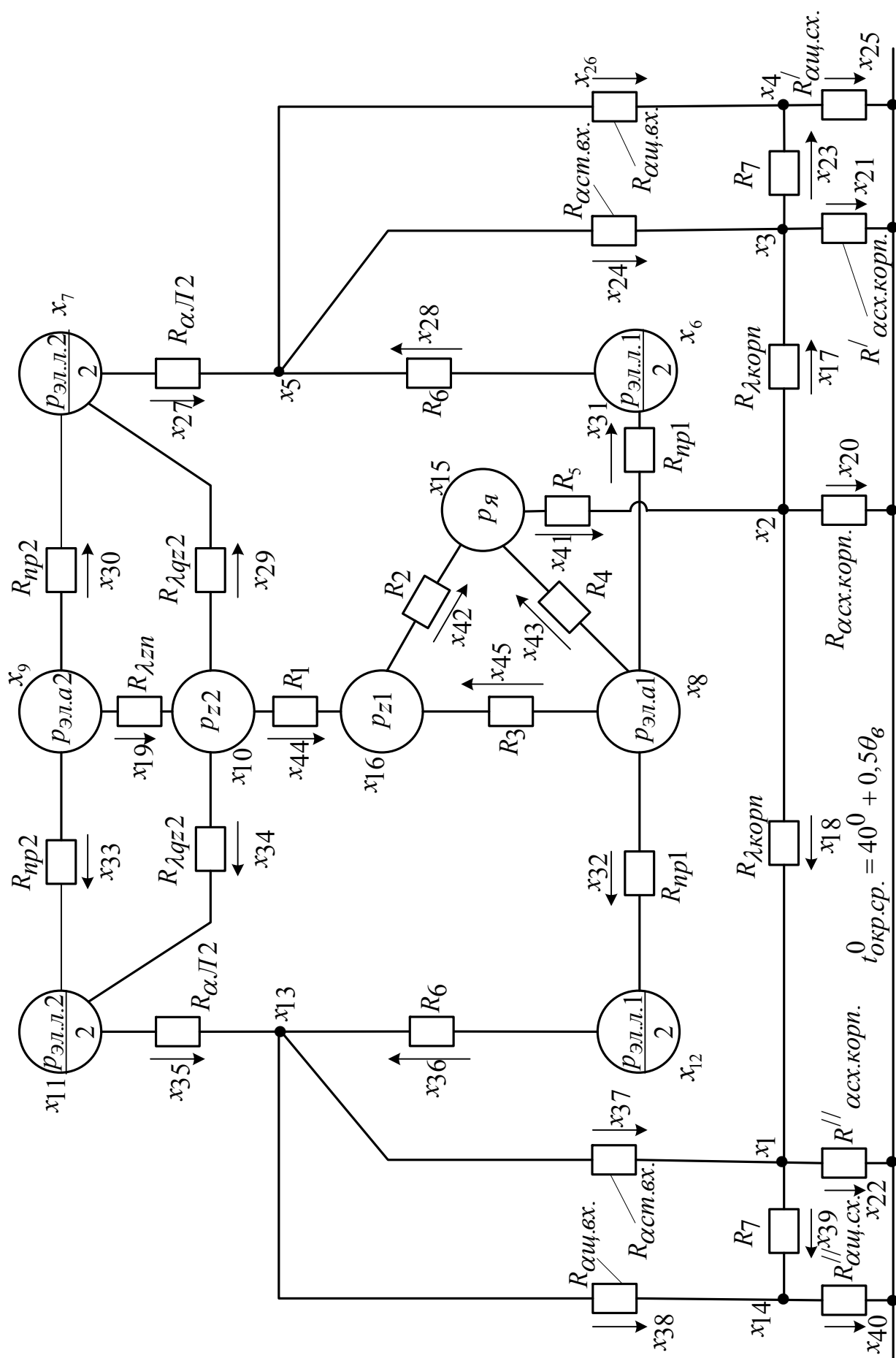


Рис. 2.3. Развернутая тепловая схема замещения закрытого двигателя в его поперечном сечении



Глава 3

Теплообмен между отдельными частями электрической машины, обусловленный теплопроводностью

Если нет особых указаний, то все тепловые сопротивления рассчитываются на всю машину.

3.1. Теплообмен между пазовой частью обмотки статора и сердечником статора

Тепловой поток из пазовой части обмотки статора передается через боковые стенки паза в зубцы сердечника статора и через дно паза в спинку сердечника статора. На ТСЗ (см. рис. 2.4, 2.5) этот теплообмен представлен тепловыми сопротивлениями теплопроводности R_3 и R_4 .

Тепловое сопротивление потоку, идущему через стенки паза к зубцам – R_3

$$R_3 = R_{вн.из} + R_{н.из} + R_{\lambda dz1} \quad (3.1)$$

где $R_{вн.из}$ – внутреннее тепловое сопротивление изоляции проводников в пазу для всыпной обмотки с учетом неплотности прилегания проводников друг к другу, К/Вт,

$$R_{вн.из} = \frac{b_{н.ср}}{12\lambda_{эка}h_{н.к}l_1z_1}; \quad (3.2)$$

$b_{н.ср}$ – средняя ширина трапецеидального паза, м:

$$b_{н.ср} = 0,5(b_1 + b_2);$$

$\lambda_{эка}$ – среднее значение эквивалентного коэффициента теплопроводности в катушках обмотки из круглого эмалированного провода, согласно работы [5], для коэффициента заполнения паза $k_3=0,72$ и при температуре внутри машины $t^0 \approx 100^\circ\text{C}$.

$$\lambda_{эка} = 0,186 \cdot \left\{ 1 + 0,81d_u^2 + d_u \left[1 - 1,2(1 - k_n)^2 \right] \right\} \left(\frac{\lambda_n}{0,163} \right)^{0,33} \left(\frac{\lambda_u}{0,143} \right)^{0,25}; \quad (3.3)$$

d_u – диаметр изолированного провода, мм;

$k_n=0,2 \dots 0,3$ – коэффициент пропитки, для трехкратной капельной пропитки лаком МГМ-8;

$\lambda_n = 0,16 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коэффициент теплопроводности пропиточного материала для лака МГМ-8;

$\lambda_u = 0,14 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коэффициент теплопроводности изоляции проводов марок ПЭТ-155 и ПЭТВ;

$h_{н.к}$ – высота паза, занятая обмоткой, с учетом изоляции паза, м;

$R_{n.uz}$ – тепловое сопротивление теплопроводности пазовой изоляции, К/Вт;

$$R_{n.uz} = \frac{\delta_{uz}}{2\lambda_{uz}(h_{n1} - h_{кл.1})l_1z_1}; \quad (3.4)$$

δ_{uz} – односторонняя толщина изоляции паза, м;

λ_{uz} – удельная теплопроводность изоляции паза (приложение 1);

$R_{\lambda dz1}$ – тепловое сопротивление теплопроводности зубца статора от стенки паза до середины зубца, К/Вт:

$$R_{\lambda dz1} = \frac{0,5b_{z1}}{2\lambda_d h_{n1} l_1 k_c z_1}; \quad (3.5)$$

λ_d – удельная теплопроводность электротехнической стали вдоль проката (приложение 1).

Тепловое сопротивление тепловому потоку, идущему из пазовой части обмотки статора к спинке сердечника статора через дно паза – R_4 :

$$R_4 = R_{в.уз.д} + R_{д.п.уз} + R_{\lambda n2}, \quad (3.6)$$

где $R_{в.уз.д}$ – внутреннее тепловое сопротивление изоляции проводников в пазу для потока, идущего к дну паза, К/Вт:

$$R_{в.уз.д} = \frac{h_{н.к}}{6\lambda_{э\kappa\theta} b_2 l_1 z_1}; \quad (3.7)$$

$R_{д.п.уз}$ – тепловое сопротивление теплопроводности пазовой изоляции для потока, идущего к дну паза, К/Вт;

$$R_{д.п.уз} = \frac{\delta_{uz}}{\lambda_{uz} b_2 l_1 z_1}; \quad (3.8)$$

$R_{\lambda n2}$ – тепловое сопротивление теплопроводности спинки сердечника статора для потока, идущего от дна паза к середине спинки сердечника статора, К/Вт:

$$R_{\lambda n2} = \frac{0,5h_a(b_2 + b_{z1})}{\lambda_d \pi (D + 2h_{n1} + 0,5h_a) l_1 k_c b_2}; \quad (3.9)$$

h_a – высота спинки сердечника статора, м.

3.2. Теплообмен между зубцами статора и спинкой сердечника статора

На ТСЗ (см. рис. 2.4, 2.5) этот теплообмен представлен тепловым сопротивлением – R_2 :

$$R_2 = R_{\lambda 1} + R_{\lambda 2}, \quad (3.10)$$

где $R_{\lambda 1}$ – тепловое сопротивление теплопроводности тепловому потоку, идущему по зубцам, К/Вт:

$$R_{\lambda 1} = \frac{0,5h_{n1}}{\lambda_d b_{z1} l_1 k_c z_1}; \quad (3.11)$$

$R_{\lambda 2}$ – тепловое сопротивление теплопроводности тепловому потоку, идущему от зубцов по спинке сердечника статора, К/Вт:

$$R_{\lambda 2} = \frac{0,5h_a(b_2 + b_{z1})}{\lambda_d \pi (D + 2h_{n1} + 0,5h_a) l_1 k_c b_{z1}}. \quad (3.12)$$

3.3. Теплообмен между спинкой сердечника статора и корпусом статора (станиной)

На ТСЗ (см. рис. 2.4 и рис. 2.5) этот теплообмен представлен тепловым сопротивлением – R_5

$$R_5 = R_{\lambda 3} + R_{\lambda cm}, \quad (3.13)$$

где $R_{\lambda 3}$ – тепловое сопротивление теплопроводности тепловому потоку, идущему по спинке сердечника статора к стыку (воздушный зазор между сердечником статора и станиной), К/Вт,

$$R_{\lambda 3} = \frac{0,5h_a}{\lambda_d \pi (D_a - 0,5h_a) l_1 k_c}; \quad (3.14)$$

$R_{\lambda cm}$ – тепловое сопротивление теплопроводности стыка, К/Вт:

$$R_{\lambda cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_g \pi D_a l_1}; \quad (3.15)$$

δ_{cm} – ориентировочное значение зазора, м;

D_a , м	0,1...0,25	0,251...0,35	0,351...0,5
$\delta_{cm} \cdot 10^{-3}$, м	0,025	0,03	0,035

λ_g – удельная теплопроводность воздуха с температурой станины, примерно, $t_{cm} \approx 70...80$ °С (см. приложение 2).

Тепловым сопротивлением теплопроводности тепловому потоку, идущему по станине к ее наружной поверхности, можно пренебречь, ввиду малой толщины станины и достаточно высокой теплопроводности станины.

3.4. Теплообмен между зубцами статора и зубцами ротора

Этот теплообмен представлен на ТСЗ (см. рис. 2.5) тепловым сопротивлением – R_1 :

$$R_1 = R_{\lambda z1} + R_{\lambda z2} + R_{\delta}, \quad (3.16)$$

где $R_{\lambda z1}$ – тепловое сопротивление теплопроводности зубцов статора тепловому потоку, идущему по зубцу статора от воздушного зазора середине зубца, К/Вт:

$$R_{\lambda z1} = \frac{0,5h_{n1}}{\lambda_d b_{z1} l_1 k_c z_1}; \quad (3.17)$$

$R_{\lambda z2}$ – тепловое сопротивление теплопроводности зубцов ротора тепловому потоку, идущему по зубцам ротора к воздушному зазору, К/Вт:

$$R_{\lambda z2} = \frac{0,5h_{n2}}{\lambda_d b_{z2} l_1 k_c z_2}; \quad (3.18)$$

R_δ – тепловое сопротивление воздушного зазора между статором и ротором.

Теплообмен в воздушном зазоре оказывает большое влияние на нагрев электрической машины, особенно при отсутствии радиальных вентиляционных каналов. Интенсивность теплообмена зависит от ряда факторов, а именно: наличие осевого движения среды, структуры потоков в зазоре, шероховатость поверхностей статора, ротора и других.

У неявнополюсных машин с относительно малым зазором осевое движение среды практически отсутствует и теплота от ротора передается в статор, вызывая дополнительный нагрев обмотки, и теплообмен в зазоре оценивается коэффициентом теплопередачи (КТП) – α_δ , Вт/м²К.

Тепловое сопротивление воздушного зазора:

$$R_\delta = \frac{1}{\alpha_\delta \pi D_2 l_1}, \quad (3.19)$$

где

$$\alpha_\delta = \frac{Nu \lambda_g}{2\delta}; \quad (3.20)$$

Nu – число Нуссельта, которое определяется в зависимости от характера течения жидкости и критерием этого является критическое число Тейлора $Ta_{кр} = 41,2$; D_2 – наружный диаметр ротора, $D_2 = D - 2\delta$, м;

λ_g – удельная теплопроводность воздуха при температуре $t^0 \approx 100$ °С.

Число Тейлора характеризует течение воздуха в цилиндрических коаксиальных каналах при одной вращающейся поверхности

$$Ta = Re_\omega \sqrt{\frac{2\delta}{D_2}}, \quad (3.21)$$

где Re_ω – вращательное число Рейнольдса с характерными параметрами с условной скоростью g_{ai} и гидравлическим диаметром $d_e = 2\delta$:

$$Re_\omega = \frac{g_{ai} 2\delta}{\nu}; \quad (3.22)$$

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха при $t^0 \approx 100$ °С (приложение 2),

$$g_{ai} = 0,5 \cdot \frac{\pi D_2 n_n}{60}. \quad (3.23)$$

Если число Тейлора (3.21) меньше $Ta_{кр}$, т.е. $Ta < 41,2$, то течение воздуха ламинарное и число Нуссельта определяется только теплопроводностью среды и не зависит от частоты вращения, согласно [5]:

$$Nu = \frac{2\delta}{0,5D_2 \ln\left(1 + \frac{2\delta}{D_2}\right)}. \quad (3.24)$$

При $Ta > 41,2$, в зазоре образуются макровихри и теплообмен зависит от вращательного числа Рейнольдса Re_ω . При $Re_\omega = 200 \dots 20\,000$ имеет место ламинарное с макровихрями течение и для этого случая число Нуссельта согласно [5]:

$$Nu = 0,46 \left(\frac{2\delta}{D_2} \right)^{0,25}; \quad Re_\omega^{0,5} = 0,46 Ta^{0,5}. \quad (3.25)$$

Это выражение для числа Нуссельта с достаточной степенью точности можно рекомендовать и для случая, когда $10^5 > Re_\omega > 20\,000$.

Если $Ta > 10^5$, то лучше использовать выражение

$$Nu = 0,082 Ta^{0,665}. \quad (3.26)$$

Зависимости (3.24) и (3.25) описывают теплоотдачу между гладкими цилиндрами. Опыты на асинхронных двигателях показали, что наличие пазов на статоре и роторе при ламинарном с макровихрями течении и зазорах $\frac{2\delta}{D_2} = 0,007 \dots 0,106$ влияют на теплообмен и при $Ta_{кр} < Ta < 10^3$ оно может быть учтено введением в выражение (3.25) множителя $\beta = 1,25$ при $2p = 2 \dots 4$ и $\beta = 1,15$ при $2p = 6 \dots 8$.

В литературе приводятся и другие выражения числа Нуссельта для расчета α_δ , например, в работе [1], но без указаний на характер течения среды в зазоре и использовать это выражение, на наш взгляд, не представляется возможным. Аналогичное суждение можно вывести и по отношению к выражению $\alpha_\delta = 27(1 + \sqrt{g_{ai}})$, согласно работы [8], где также нет ссылки на режим течения среды.

При осевом движении среды, что имеет место, например в турбогенераторе, теплота может передаваться от ротора к статору, а также отводиться протекающим воздухом. Для оценки интенсивности теплообмена используются как коэффициент теплопередачи – α_δ , так и коэффициент теплоотдачи – α_w . Теплообмен в зазоре в этом случае определяется отношением чисел Рейнольдса по осевой скорости:

$$Re = \frac{w 2\delta}{\nu}; \quad (3.27)$$

и окружной скорости:

$$Re_\omega = \frac{\pi D_2 n \delta}{60 \nu}, \quad (3.28)$$

так как оно определяет режимы течения среды.

Осевое движение среды в зазоре препятствует образованию макровихрей и переход к ламинарному течению с макровихрями происходит не при $Ta_{кр} = 41,2$, а при разных критических числах Тейлора. В работе [5] приводится зависимость $Ta_{кр} = f(Re)$.

Если число Тейлора, найденное из выражения (3.21), меньше $Ta_{кр}$, которое определяется из зависимости $Ta_{кр} = f(Re)$ и при этом $Re < 2\,000$, то осевое течение не влияет на теплообмен, но препятствуя образованию макровихрей, увеличивает само значение $Ta_{кр}$ и число Нуссельта определяется выражением (3.24).

Если $Ta > Ta_{кр}$, осевое движение снижает интенсивность макровихрей и теплообмен в зазоре меньше, чем это следует из выражения (3.25).

При $Ta_{кр} < Ta < 1\,000$ и $Re < 2\,000$ суммарное число Нуссельта Nu_{Σ} можно определить по кривым, которые приведены в работе [5] $Nu_{\Sigma} = f(Re, Ta)$.

Тогда

$$\alpha_{\delta} = \alpha_{\Sigma} = \frac{Nu_{\Sigma} \lambda_{\delta}}{2\delta}, \quad (3.29)$$

а для расчета коэффициентов теплообмена поверхностей ротора α_p и статора α_c с воздухом в зазоре используют их связь с α_{Σ} и соотношения между собой:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_c \left(1 + \frac{2\delta}{D_2}\right)}}. \quad (3.30)$$

При $Ta \approx 1\,000$ эта связь, выражается зависимостью:

$$\alpha_c = \frac{\alpha_p}{1 + \frac{4\delta}{D_a}}, \quad (3.31)$$

а при $Ta \approx 10\,000$ $\alpha_p \approx \alpha_c$.

Подставляя значения α_c из (3.21) в (3.30) находим α_p через α_{Σ} , а затем по (3.31) определяют α_c . В этом тепловые сопротивления будут:

$$R_{\delta} = \frac{1}{\alpha_{\Sigma} \pi D_2 l_1}; \quad (3.32)$$

$$R_{\alpha p} = \frac{1}{\alpha_p b_{zp} l_1 k_c z_2}; \quad (3.33)$$

$$R_{\alpha c} = \frac{1}{\alpha_c b_{zc} l_1 k_c z_1}, \quad (3.34)$$

где b_{zp} и b_{zc} – соответственно, ширина зубца ротора и ширина зубца статора в воздушном зазоре, т.е. по расточке статора.

При наличии осевого потока тепловая схема в воздушном зазоре претерпевает значительные изменения и представлена на рис. 3.1.

У электрических машин с большим эквивалентным зазором и нарушением цилиндричности одной из поверхностей (машины постоянного тока и синхронные явнополюсные) обычно учитываются только теплоотдача в воздух, т.е. R_α .

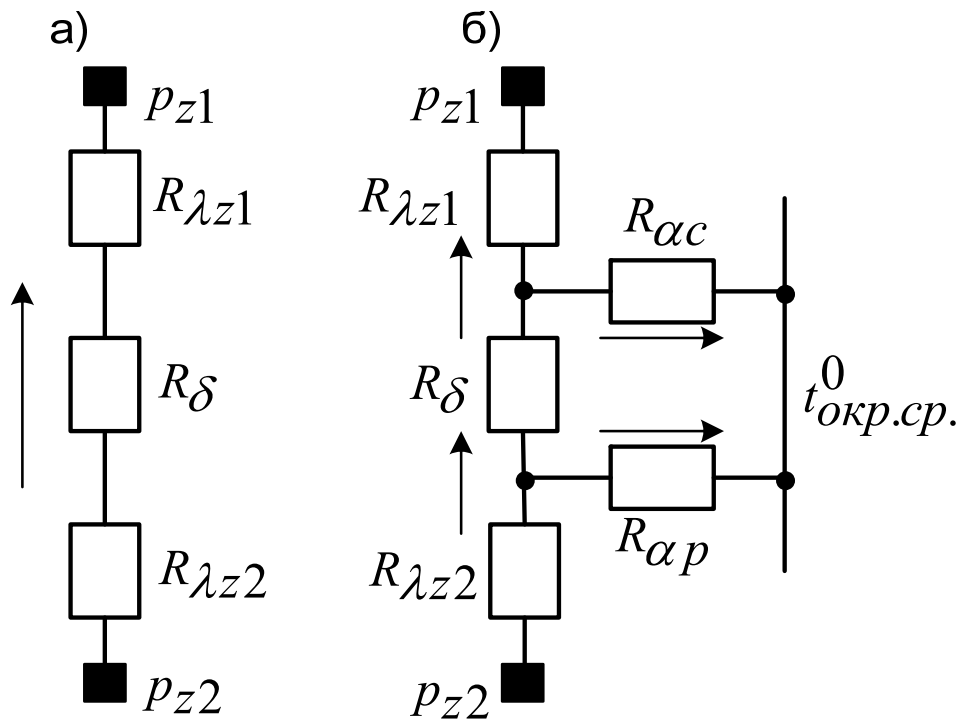


Рис. 3.1. Тепловая схема замещения в воздушном зазоре между статором и ротором:
а) осевой тепловой поток в зазоре отсутствует;
б) при наличии осевого теплового потока

3.4.1. Пример 1

Определить коэффициент теплоотдачи α_δ для расчета теплового сопротивления воздушного зазора R_δ в асинхронном двигателе. Исходные данные (система СИ): $h=112$ мм; $z_l=36$; $D_a=0,191$; $D=0,126$; $D_2=0,1254$; $\delta=0,0003$;

$n_n=1450$ об/мин; $t_g^0 \approx 100$ °C; $\nu=23,13 \cdot 10^{-6}$; $\lambda_g=0,0321$. Диффузор отсутствует.

$\mathcal{G}_p=9,516$ м/с; $Ta = Re_\omega \sqrt{\frac{2\delta}{D_2}} = 8,54 < 41,2$. Число Нуссельта по (3.24)

$$Nu = \frac{2\delta}{0,5D_2 \ln\left(1 + \frac{2\delta}{D_2}\right)} = 2,005; \alpha_\delta \text{ определим по (3.19): } \alpha_\delta = \frac{Nu\lambda_g}{2\delta} = 107,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

3.4.2. Пример 2

Исходные данные: $h = 250$ мм; $D_a = 0,437$; $D = 0,271$; $t_g^0 \approx 100$ °C; $\nu = 23,13 \cdot 10^{-6}$; $\lambda_g = 0,0321$. Наличие диффузора. По работе [5] $Re_\omega = \frac{20,84 \cdot 0,001}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 901$,

$$Ta = 901 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,001}{0,27}} = 77,6 > 41,2; \quad \text{число Нуссельта по} \quad (3.23)$$

$$Nu = 0,46Ta^{0,5} \beta = 0,46 \cdot 8,8 \cdot 1,25 = 5,064; \quad \alpha_\delta \quad \text{по формуле} \quad (3.17)$$

$$\alpha_\delta = \frac{5,064 \cdot 0,0321}{2 \cdot 0,001} = 81,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

3.5. Теплообмен между пазовыми и лобовыми частями обмоток ротора и статора

На ТСЗ он представлен тепловыми сопротивлениями R_{np2} и R_{np1} (на половину машины), К/Вт:

$$R_{np2} = \frac{0,5l_1 + 0,5b_{кл}}{\lambda_{алюминий} q_c z_2}, \quad (3.35)$$

где $\lambda_{алюминий}$ – удельная теплопроводность алюминия (см. приложение 1);
 q_c – поперечное сечение стержня, м²;

$$R_{np1} = \frac{0,5l_1 + 0,25l_{л1}}{\lambda_{меди} u_{n1} n_{эл} q_{эл} z_1}, \quad (3.36)$$

где $l_{л1}$ – длина лобовой части обмотки статора с одной стороны, м;
 $\lambda_{меди}$ – удельная теплопроводность меди (см. приложение 1);
 u_{n1} – число эффективных проводников в одном пазу;
 $n_{эл}$ – число элементарных проводов в одном эффективном;
 $q_{эл}$ – поперечное сечение элементарного провода, м².

3.6. Теплообмен между пазовой частью обмотки ротора и зубцами ротора, также между зубцами ротора и короткозамыкающим кольцом

Этот теплообмен представлен на ТСЗ тепловыми сопротивлениями $R_{\lambda zn}$ и $R_{\lambda qz2}$. Тепловое сопротивление тепловому потоку, идущему от пазовой части обмотки ротора $R_{\lambda zn}$ (на всю машину), К/Вт:

$$R_{\lambda zn} = \frac{0,5b_{z2}}{2\lambda_d h_{n2} l_1 k_c z_2}. \quad (3.37)$$

Тепловое сопротивление тепловому потоку, идущему вдоль зубцов ротора к короткозамыкающему кольцу (на половину машины) $R_{\lambda qz2}$, К/Вт:

$$R_{\lambda qz2} = \frac{0,5l_1}{\lambda_q h_{n2} b_{z2} z_2}, \quad (3.38)$$

где λ_d и λ_q – удельные теплопроводности электротехнической стали вдоль и поперек пакета соответственно (см. приложение 1).

3.7. Теплообмен между подшипниковым щитом и станиной, а также между отдельными частями станины

На ТСЗ эти теплообмены представлены тепловыми сопротивлениями R_7 и $R_{\lambda_{корп}}$.

Тепловое сопротивление тепловому потоку, идущему по подшипниковому щиту к станине:

$$R_7 = R_{\lambda_{щ}} + R'_{\lambda_{корп}},$$

где $R_{\lambda_{щ}}$ – тепловое сопротивление подшипникового щита:

$$R_{\lambda_{щ}} = \frac{0,5l_{щ}}{\lambda_{щ} S_{щ}}, \quad (3.39)$$

где $l_{щ} \approx 0,5(D_a - D_{вт.подш})$ – длина участка подшипникового щита, м;

$D_{вт.подш}$ – внутренний диаметр подшипникового щита (берем из чертежа), м;

$\lambda_{щ}$ – удельная теплопроводность подшипникового щита (см. приложение 1);

$S_{щ}$ – площадь поперечного сечения подшипникового щита, м²:

$$S_{щ} \approx b_{щ} \pi (D_a - 0,5l_{щ}); \quad (3.40)$$

$b_{щ}$ – толщина подшипникового щита (берем из чертежа), м;

$R'_{\lambda_{корп}}$ – тепловое сопротивление тепловому потоку, идущему от подшипникового щита по участку станины, который находится под лобовыми частями обмотки статора со стороны вентилятора, К/Вт:

$$R'_{\lambda_{корп}} = \frac{0,5L_1}{\lambda_{стан} \left[\frac{\pi (D_{стан}^2 - D_a^2)}{4} \right]}, \quad (3.41)$$

где L_1 – длина участка станины под лобовыми частями обмотки статора со стороны вентилятора (из чертежа), м;

$\lambda_{стан}$ – удельная теплопроводность материала станины (сталь или алюминий, см. приложение 1);

$D_{стан}$ – наружный диаметр станины по дну ребер на станине (из чертежа), м.

Тепловое сопротивление тепловому потоку, идущему по станине из той его части, что находится под лобовыми частями, к участку станины под сердечником статора $R_{\lambda_{корп}}$, К/Вт:

$$R_{\lambda_{корп}} = \frac{0,5L_1 + 0,5l_1}{\lambda_{стан} \left[\frac{\pi(D_{стан}^2 - D_a^2)}{4} \right]}. \quad (3.42)$$

Глава 4

Теплообмен между отдельными частями электрической машины, обусловленный конвекцией и лучеиспусканием (контактный теплообмен)

4.1. Теплообмен между лобовыми частями обмотки ротора и воздухом внутри машины

На ТСЗ этот теплообмен представлен тепловым сопротивлением $R_{\alpha Л2}$, К/Вт:

$$R_{\alpha Л2} = \frac{1}{\alpha_{Л2} S_{Л2}}, \quad (4.1)$$

где $\alpha_{Л2}$ – коэффициент теплоотдачи с поверхности лобовых (торцевых) частей обмотки ротора;

$S_{Л2}$ – площадь поверхности охлаждения лобовых частей обмотки ротора с одной стороны.

Согласно ТСЗ тепловое сопротивление $R_{\alpha Л2}$ рассчитывается на половину машины.

Прежде чем определять $S_{Л2}$ необходимо сконструировать лобовую часть обмотки ротора, а именно, размеры и число вентиляционных лопаток. Размеры короткозамыкающего кольца известны из электромагнитного расчета: $b_{кл}$ – ширина кольца и $h_{кл}$ – высота кольца. В работе [1] предлагается определять размеры и число вентиляционных лопаток в зависимости от высоты оси вращения – h . Длина лопатки $l_{Л} \approx 0,31h$; высота лопатки у короткозамыкающего кольца $h'_{Л} \approx 0,83h^{0,67}$ и у края лопатки $h''_{Л} \approx (0,8...0,9)h'_{Л}$, т.е. в расчетах принимать $h_{Л} \approx 0,5(h'_{Л} + h''_{Л})$; толщина лопатки $b_{Л} \approx 0,3h^{0,5}$. При определении $h_{Л}$ и $b_{Л}$ высоту оси вращения следует принимать в мм. Число вентиляционных лопаток $N_{Л} = 6...9$ при $h = 50...100$ мм; $N_{Л} = 10...14$ при $h = 112...250$ мм и $N_{Л} = 17...22$ при $h = 280...355$ мм.

Площадь поверхности охлаждения торцов ротора (с одной стороны), m^2 :

$$S_{Л2} \approx 2h_{Л}l_{Л}N_{Л} + \pi(D_2 - h_{кл})(2b_{кл} + h_{кл}). \quad (4.2)$$

Размеры торца ротора представлены на рис. 4.1.

В работах [2; 5; 8; 9; 10] приводятся разные выражения для коэффициента теплоотдачи $\alpha_{Л2}$. На наш взгляд, наиболее предпочтительными являются те, где участвуют размеры вентиляционных лопаток, и теплообмен на лопатках подтверждался экспериментально.

В работах [5;9]:

$$\alpha_{Л2} = \frac{Nu_{Л}\lambda_v}{h_{Л}}, \quad (4.3)$$

где

$$Nu_{\text{Л}} = 0,456 Re_{\text{Л}}^{0,6}. \quad (4.4)$$

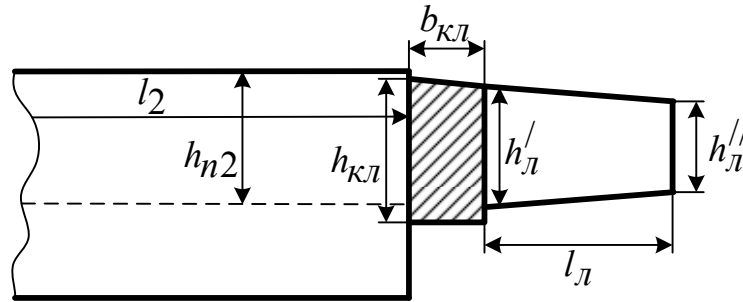


Рис. 4.1. Размеры торцевой части обмотки ротора

Число Рейнольдса определяется по радиальной скорости потока на выходе из роторных лопаток – $w_{\text{Л}}$, а за характерный параметр (гидравлический диаметр) принимается высота роторной лопатки в направлении обдува:

$$Re_{\text{Л}} = \frac{w_{\text{Л}} h_{\text{Л}}}{\nu}, \quad (4.5)$$

где $w_{\text{Л}} = 0,022 D_2 n_{\text{н}}$ или $w_{\text{Л}} = 0,42 g_p$, $g_p = \frac{\pi D_2 n_{\text{н}}}{60}$ – окружная скорость ротора.

Полученные значения $\alpha_{\text{Л2}}$ по выражению (4.3) подтверждаются опытными исследованиями на двигателях.

В работе [10] $\alpha_{\text{Л2}}$ предлагается определять по (4.3), а число Нуссельта:

$$Nu_{\text{Л}} = 0,747 \left(\frac{g_p h_{\text{Л}}}{\nu} \right)^{0,5}. \quad (4.6)$$

В работе [2] для нахождения $\alpha_{\text{Л2}}$ приводится выражение:

$$\alpha_{\text{Л2}} = 8 + \frac{11 g_p^{0,8}}{D_2^{0,2}}. \quad (4.7)$$

В работе [8] для нахождения $\alpha_{\text{Л2}}$ предлагаются следующие формулы:

$$\alpha_{\text{Л2}} = 27 \left(1 + \sqrt{g_{\text{ai}}} \right); \quad (4.8)$$

$$\alpha_{\text{Л2}} = 39 g_{\text{ai}}^{0,52}. \quad (4.9)$$

4.1.1. Пример 1

Определить коэффициент теплоотдачи с лобовой части обмотки ротора – $\alpha_{\text{Л2}}$.
Исходные данные (система СИ): $h=112$ мм; $b_{\text{кл}}=0,027$; $h_{\text{кл}}=0,02$; $h'_{\text{Л}} \approx 0,83 h^{0,67} = 0,83 \cdot 112^{0,67} = 19,3$ мм; $b_{\text{Л}} \approx 0,3 h^{0,5} = 0,3 \cdot 112^{0,5} = 3,2$ мм;

$l_{\text{Л}} = 0,3h = 0,3 \cdot 112 = 35$ мм; $h_{\text{Л}} = 18$ мм; $N_{\text{Л}} = 10$. Другие данные: $\mathcal{G}_p$, $\mathcal{G}_{ai}$, D_2 , $n_{\text{Н}}$, ν , $\lambda_{\text{в}}$ – см. пример 1 (пункт 3.4.1).

По работам [5; 9] $w_{\text{Л}} = 0,022 D_2 n_{\text{Н}} = 4$ м/с; $\text{Re}_{\text{Л}} = \frac{w_{\text{Л}} h_{\text{Л}}}{\nu}$ по выражению (4.5); число Нуссельта $Nu_{\text{Л}} = 0,456 \text{Re}_{\text{Л}}^{0,6} = 56,9$; $\alpha_{\text{Л}2} = \frac{Nu_{\text{Л}} \lambda_{\text{в}}}{h_{\text{Л}}} = 101,4$. По работе [10] $Nu_{\text{Л}} = 0,747 \left(\frac{\mathcal{G}_p h_{\text{Л}}}{\nu} \right) = 101,4$ согласно (4.6) $\alpha_{\text{Л}2} = \frac{Nu_{\text{Л}} \lambda_{\text{в}}}{h_{\text{Л}}} = 114,7$.

По данным работы [2] $\alpha_{\text{Л}2} = 8 + \frac{11 \mathcal{G}_p^{0,8}}{D_2^{0,2}} = 108,9$.

По данным работы [8] $\alpha_{\text{Л}2} = 27 \left(1 + \sqrt{\mathcal{G}_{ai}} \right) = 85,9$; $\alpha_{\text{Л}2} = 39 \mathcal{G}_{ai}^{0,52} = 87,8$.

Из сравнения полученных данных можно сделать заключение, что для расчета теплового сопротивления $R_{\alpha_{\text{Л}2}}$ можно рекомендовать среднее значение $\alpha_{\text{Л}2\text{ср}}$,

найденные по работам [5; 9; 10] $\alpha_{\text{Л}2\text{ср}} = \frac{101,4 + 114,7}{2} = 108$ Вт/м²К.

4.1.2. Пример 2

Исходные данные (система СИ): $h = 250$ мм; $b_{\text{кл}} = 0,023$ мм; $h_{\text{кл}} = 0,0507$ мм; $h_{\text{Л}}$ как среднее $h_{\text{Л}}^I$ и $h_{\text{Л}}^{II}$ – $h_{\text{Л}} = 0,018$; $b_{\text{Л}} = 0,005$; $l_{\text{Л}} = 0,077$; $N_{\text{Л}} = 14$. Другие данные: $\mathcal{G}_p$, $\mathcal{G}_{ai}$, D_2 , $n_{\text{Н}}$, ν , $\lambda_{\text{в}}$ – см. пример 2 (пункт 3.4.2).

По работам [5; 9] $w_{\text{Л}} = 0,022 \cdot 0,27 \cdot 1475 = 8,76$ м/с; $\text{Re}_{\text{Л}} = \frac{8,76 \cdot 0,03}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 11\,363$; $Nu_{\text{Л}} = 0,456 \cdot 11\,363^{0,6} = 123,66$; $\alpha_{\text{Л}2} = \frac{123,66 \cdot 0,0321}{0,03} = 132,3$. По работе [10] $Nu_{\text{Л}} = 0,747 \cdot \left(\frac{20,84 \cdot 0,03}{23,13 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,5} = 122,48$; $\alpha_{\text{Л}2} = \frac{122,48 \cdot 0,0321}{0,03} = 131$.

По данным работы [2] $\alpha_{\text{Л}2} = 8 + \frac{11 \cdot 20,84^{0,8}}{0,27^{0,2}} = 170$.

По данным работы [8] $\alpha_{\text{Л}2} = 27 \cdot \left(1 + \sqrt{10,42} \right) = 114$; $\alpha_{\text{Л}2} = 39 \cdot 10,42^{0,52} = 132$.

Для расчета теплового сопротивления $R_{\alpha_{\text{Л}2}}$ можно рекомендовать среднее значение $\alpha_{\text{Л}2\text{ср}}$, найденные по работам [5; 9; 10]

$\alpha_{\text{Л}2\text{ср}} = \frac{132,3 + 131}{2} = 131,6$ Вт/м²К.

4.2. Теплообмен между лобовыми частями обмотки статора и воздухом внутри машины

Этот теплообмен на ТСЗ представлен тепловым сопротивлением R_6 (на половину машины).

В закрытых асинхронных машинах без внутренней аксиальной системы вентиляции внешняя (обращенная к станине) и внутренняя (обращенная к ротору) поверхности лобовых частей обмотки статора омываются потоками с разными скоростями и поэтому теплообмен их различен. При этом необходимо учитывать наличие или отсутствие диффузора. В этом случае тепловое сопротивление R_6 будет представлено следующим выражением:

$$R_6 = \frac{1}{\frac{1}{R_{Л.вн}} + \frac{1}{R_{Л.вн}}}, \quad (4.10)$$

где $R_{Л.вн}$ – полное тепловое сопротивление с внешней поверхности лобовой части обмотки статора

$$R_{Л.вн} = R_{в.из.Л} + R_{из.Л} + R_{\alpha Л.вн}; \quad (4.11)$$

$R_{в.из.Л}$ – внутреннее тепловое сопротивление проводников в области лобовых частей обмотки статора, К/Вт:

$$R_{в.из.Л} = \frac{h_{n1} \delta_{u.нр}}{6 \lambda_{экв.Л} d_u l_{вбл.1} \pi (D + h_{n1})}; \quad (4.12)$$

$\delta_{u.нр}$ – односторонняя толщина изоляции провода, м;

$\lambda_{экв.Л}$ – коэффициент теплопроводности внутренней изоляции в катушках обмотки статора в области лобовой части, $\lambda_{экв.Л} \approx 0,9 \lambda_{экв}$; $\lambda_{экв}$ рассчитывается по (3.3);

$l_{вбл.1}$ – односторонняя осевая длина лобовой части обмотки (вылет лобовой части), м;

d_u – диаметр изолированного провода, м;

$R_{из.Л}$ – тепловое сопротивление изоляции обмотки в области лобовых частей, К/Вт:

$$R_{из.Л} \approx \frac{\delta_{из.Л}}{\pi (D + h_{n1}) l_{вбл.1} \lambda_{из}}; \quad (4.13)$$

$\delta_{из.Л}$ – односторонняя толщина изоляции, которая может накладываться на лобовую часть обмотки или толщина слоя пропиточного лака, м;

$\lambda_{из}$ – удельная теплопроводность пропиточного лака (см. приложение 1);

$R_{\alpha Л.вн}$ – тепловое сопротивление теплоотдачи с внешней стороны лобовой части обмотки статора, К/Вт:

$$R_{\alpha Л.вн} = \frac{1}{\alpha_{Л.вн} S_{Л.м} \bar{S} k_{Л.вн}}; \quad (4.14)$$

$\alpha_{л.вн}$ – коэффициент теплоотдачи с внешней стороны лобовой части обмотки статора (более подробно будет рассмотрен ниже);

$S_{л.м}$ – теоретическая охлаждаемая поверхность, также более подробно будет рассмотрена отдельно;

$\bar{S}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение площади теплоотдачи из-за перекрытия поверхностей и зависит от числа полюсов машины

2р	2	4	6	8
$\bar{S}$	0,409	0,565	0,592	0,64

$k_{л.вн}$ – коэффициент, учитывающий увеличение поверхности, обращенной к станине:

$$k_{л.вн} = \frac{D + 2h_{n1}}{D + h_{n1}}; \quad (4.15)$$

$R_{л.вм}$ – полное тепловое сопротивление с внутренней поверхности лобовой части обмотки статора:

$$R_{л.вм} = R_{в.из.л} + R_{из.л} + R_{\alpha л.вм}; \quad (4.16)$$

$R_{\alpha л.вм}$ – тепловое сопротивление теплоотдачи с внутренней стороны лобовой части обмотки статора, К/Вт:

$$R_{\alpha л.вм} = \frac{1}{\alpha_{л.вм} S_{л.м} \bar{S} k_{л.вм}}; \quad (4.17)$$

$\alpha_{л.вм}$ – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны лобовой части обмотки;

$k_{л.вм}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение поверхности, обращенной к ротору:

$$k_{л.вм} = \frac{D}{D + h_{n1}}. \quad (4.18)$$

В работе [5] для двигателей с «непродуваемыми» обмотками $h = 56...112$ степенью защиты **IP44**, **IP54** при $Re = 4\,000...35\,000$ (диффузор в таких машинах не применяется) коэффициент теплоотдачи $\alpha_{л.вн}$ и $\alpha_{л.вм}$ находятся по уравнениям:

$$\alpha_{л.вн} = \frac{\overline{Nu_{вн}} \lambda_v}{D_{л.вн}}; \quad (4.19)$$

$$\alpha_{л.вм} = \frac{\overline{Nu_{вм}} \lambda_v}{D_{л.вм}}, \quad (4.20)$$

где

$$\overline{Nu_{вн}} = 27,56 Re_{вн}^{0,19} \left(\frac{D_a - D_{л.вн}}{D} \right)^{0,13}; \quad (4.21)$$

$$\overline{Nu}_{em} = 5,381 Re_{em}^{0,35} \left(\frac{D_{Л.вм}}{D} \right)^{-0,08}. \quad (4.22)$$

На рис. 4.2 показаны все эти тепловые сопротивления.

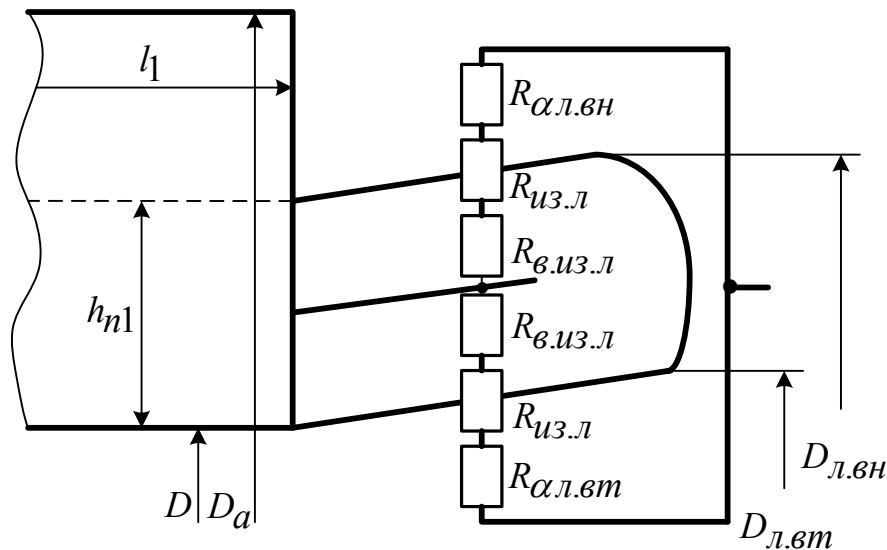


Рис. 4.2. Тепловые сопротивления в области лобовых частей обмотки статора

$D_{Л.вн}$ – внешний диаметр лобовой части обмотки статора, м:

$$D_{Л.вн} \approx D + 2h_{n1};$$

$D_{Л.вм}$ – внутренний диаметр лобовой части обмотки статора, м:

$$D_{Л.вн} \approx D_{Л.вм}.$$

Числа в (4.21 и 4.22) определяются по условной скорости $\mathcal{G}_{ai} = 0,5\mathcal{G}_p$, которая в большей или меньшей степени отражает движение внутреннего воздуха внутри машины, а характерными параметрами являются, соответственно, внешний и внутренний диаметры лобовой части обмотки статора:

$$Re_{вн} = \frac{\mathcal{G}_{ai} D_{Л.вн}}{\nu}; \quad (4.23)$$

$$Re_{ем} = \frac{\mathcal{G}_{ai} D_{Л.вм}}{\nu}. \quad (4.24)$$

В этой же работе [5] для двигателей серии 4А $h=160...250$ рекомендуется формулы числа Нуссельта как при наличии диффузора в области лобовых частей при $Re = (1...3) \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_{вн} = 1,03 Re^{0,6}; \quad (4.25)$$

так и при его отсутствии:

$$\overline{Nu}_{вн} = \frac{3,99 Re^{0,43}}{\ln \left(\frac{1,3D}{D_a - D} \right)}. \quad (4.26)$$

В обоих случаях для внутренней поверхности лобовых частей:

$$\overline{Nu_{вн}} = \frac{2,149 Re^{0,58}}{\ln\left(\frac{D}{3,25 h_{n1}}\right)}. \quad (4.27)$$

Число Рейнольдса в формулах (4.25; 4.26 и 4.27) определяются по диаметру лопаток и средней скорости потока на выходе из роторных лопаток $w_{Л} = 0,022 D_{Л} n_H$; $D_{Л}$ – диаметр роторных лопаток $D_{Л} \approx D$:

$$Re = \frac{w_{Л} D}{\nu}. \quad (4.28)$$

Коэффициенты теплоотдачи, соответственно:

$$\alpha_{Л.вн} = \frac{\overline{Nu_{вн}} \lambda_{\text{в}}}{D}; \quad (4.29)$$

$$\alpha_{Л.вн} = \frac{\overline{Nu_{вн}} \lambda_{\text{в}}}{D}. \quad (4.30)$$

Для «продуваемых» лобовых частей (обмотки корзиночного типа) при $Re = 800 \dots 3\,000$ в работе [5] рекомендуется выражение для чисел Нуссельта:

$$\overline{Nu_{вн}} = 0,103 Re^{0,67}; \quad (4.31)$$

$$\overline{Nu_{вн}} = 0,456 Re^{0,6}; \quad (4.32)$$

число Рейнольдса в выражении (4.31):

$$Re = \frac{w_{Л} d_{\text{экв}}}{\nu}, \quad (4.33)$$

где

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 b_{n1} h_{n1}}{2(b_{n1} + h_{n1})}, \quad (4.34)$$

а в выражении (4.32):

$$Re = \frac{w_{Л} h_{Л}}{\nu}. \quad (4.35)$$

И, соответственно,

$$\alpha_{Л.вн} = \frac{\overline{Nu_{вн}} \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{экв}}}, \quad (4.36)$$

$$\alpha_{Л.вн} = \frac{\overline{Nu_{вн}} \lambda_{\text{в}}}{h_{Л}}. \quad (4.37)$$

В работе [5] приводятся для чисел Нуссельта при расчете теплоотдачи лобовых частей обмотки статора при других системах охлаждения.

Для двигателя серии 4А исполнения **IP23**:

$$\overline{Nu_{вн}} = \frac{2,86 Re^{0,5}}{\ln\left[\frac{1,5(D_a + d_z)}{D}\right]}; \quad (4.38)$$

$$\overline{Nu}_{em} = \frac{1,65 Re^{0,62}}{\ln \left[\frac{1,5(D_a + d_z)}{D} \right]}, \quad (4.39)$$

где d_z – гидравлический диаметр канала над спинкой:

$$d_z = \frac{4S}{2\pi D_a}.$$

S – площадь поперечного сечения канала над сердечником статора.

В асинхронных двигателях средней мощности с аксиальной вентиляцией при $Re = (3...4) \cdot 10^3$:

$$Nu = 0,143 Re^{0,67}; \quad (4.40)$$

$$Re = \frac{w_{\text{Л}} D_{\text{Л}}}{\nu}. \quad (4.41)$$

На точность тепловых сопротивлений лобовой части обмотки влияет не только коэффициент теплоотдачи, но и более точное определение площади поверхности охлаждения лобовых частей.

Наиболее полное и подробное исследование выполнено в работе [9], соответственно, для внешней и внутренней поверхностей охлаждения лобовых частей обмотки статора:

$$S_{\text{Л.вн}} = S_{\text{Л.м}} \bar{S} k_{\text{Л.вн}}; \quad (4.42)$$

$$S_{\text{Л.вн}} = S_{\text{Л.м}} \bar{S} k_{\text{Л.вн}}. \quad (4.43)$$

Значения коэффициентов $k_{\text{Л.вн}}$ и $k_{\text{Л.вн}}$ – представлены выражениями (4.15 и 4.18), а коэффициент $\bar{S}$ – в зависимости от числа пар полюсов машины.

Выражение для теоретической охлаждаемой поверхности $S_{\text{Л.м}}$ представлено в работе [9], (для одной стороны), м^2 :

$$S_{\text{Л.м}} = \frac{\pi}{4} l_{\text{бвл.1}} z_1 (b_n + 2h_{\text{н.к}} - 6\delta_{\text{из}}), \quad (4.44)$$

где b_n – ширина трапецеидального паза статора у его основания, м;

$h_{\text{н.к}}$ – высота паза, занятая катушкой, м:

$$h_{\text{н.к}} = h_{\text{н1}} - h_{\text{и1}} - h_{\text{кл.1}};$$

$\delta_{\text{из}}$ – односторонняя толщина пазовой изоляции, м.

В работе [2] при расчете теплового сопротивления лобовой части обмотки статора:

$$R_{\alpha\text{Л1}} = \frac{1}{\alpha_{\text{Л1}} S_{\text{Л1}}}$$

приводится выражение $S_{\text{Л1}}$ без каких-либо указаний:

$$S_{\text{Л1}} = 7l_{\text{бвл.1}} \left[D + 1,4h_{\text{н1}} + k_s z_1 (h_{\text{н1}} - b_{\text{з1}}) \right], \quad (4.45)$$

где $k_s = 0,05$ при $2p = 2$, $k_s = 0,09$ при $2p = 4$, и $k_s = 0,105$ при $2p = 6...10$.

В работе [4] для $S_{л1}$ предлагается выражение, м²:

$$S_{л1} = 0,5(h_{n1} + b_{n1})l_{л1}z_1, \quad (4.46)$$

где $l_{л1}$ – длина лобовой части обмотки статора.

На наш взгляд наиболее точно отражает реальную картину выражение для площади поверхности лобовых частей обмотки статора, полученное в [9] и представленное формулами (4.42 и 4.43).

В литературе приводятся выражения для расчета коэффициента теплообмена лобовых частей, но без указания конкретных ее поверхностей (внешней или внутренней, при наличии диффузора или при его отсутствии).

В работе [2] предлагается формула:

$$\alpha_{л1} = 13 + \left[\frac{19(g_p D_2)^{0,8}}{D_a} \right], \quad (4.47)$$

а площадь поверхности определять по (4.45).

Подробные опытные исследования коэффициента теплоотдачи лобовых частей обмотки статора приведены в [10] для разных условий охлаждения. При обдуве лобовых частей от крылышек ротора:

$$\alpha_{л1} = 25(1 + 0,535g_{ai}^{0,69}), \text{ при } g_{ai} = 5...20 \text{ м/с} \quad (4.48)$$

$$\alpha_{л1} = 23g_{ai}^{0,56}, \quad \text{при } g_{ai} = 5...20 \text{ м/с} \quad (4.49)$$

$$\alpha_{л1} = 38e^{0,09g_{ai}}, \quad \text{при } g_{ai} = 5...10 \text{ м/с} \quad (4.50)$$

$$\alpha_{л1} = 60(1 + 0,0407g_{ai}^{1,3}), \text{ при } g_{ai} = 2...10 \text{ м/с}. \quad (4.51)$$

При обдуве от крылышек и при внутренней вентиляции:

$$\alpha_{л1} = 50(1 + 0,267g_{ai}^{0,69}), \text{ при } g_{ai} = 2...30 \text{ м/с} \quad (4.52)$$

$$\alpha_{л1} = 39g_{ai}^{0,46}, \quad \text{при } g_{ai} = 2...30 \text{ м/с} \quad (4.53)$$

$$\alpha_{л1} = 70(1 + 0,0225g_{ai}^{1,6}), \text{ при } g_{ai} = 2...20 \text{ м/с} \quad (4.54)$$

Площадь поверхности охлаждения $S_{л1}$ для выпных обмоток предлагается определять (на половину машины), м²:

$$S_{л1} = \pi D l_{\text{выл.1}}, \quad (4.55)$$

а для обмотки из полужестких катушек (на половину машины), м²:

$$S_{л1} = [(h_{n1} + 2b_{n1})l_{л1} - 2b_{n1}^2(3q_1 - 1)\beta_1]z_1, \quad (4.56)$$

где q_1 – число пазов на полюс и фазу; β_1 – относительный шаг обмотки статора.

4.2.1. Пример 1

Определить тепловое сопротивление лобовой части обмотки статора (на половину машины) – R_6 по (4.10). Исходные данные (система СИ): $h=112$ мм; $D_{л.вн} = 0,158$; $D_{л.вн} = 0,13$; $l_{\text{выл.1}} = 0,0544$; $l_{л1} = 0,161$; $h_{n1} = 0,0143$; $b_{n2} = 0,0082$;

$b_{z1} = 0,00535$; $h_{u1} = 0,001$; $h_{к1} = 0,002$; $\delta_{u3} = 0,25 \cdot 10^{-3}$; $d_{u3} = 1,48 \cdot 10^{-3}$; $\delta_{u3.np} = 0,04 \cdot 10^{-3}$. Другие данные: $D_a; D; D_2; z_1; \mathcal{G}_p; \mathcal{G}_{ai}; n_n; \nu; \lambda_\epsilon$ – см. пример 1 (п. 3.4.1). Диффузор отсутствует.

По данным работы [5]

$$R_6 = \frac{1}{\frac{1}{R_{6.uz.L} + R_{uz.L} + R_{\alpha.L.6H}} + \frac{1}{R_{6.uz.L} + R_{uz.L} + R_{\alpha.L.6M}}}. \quad \text{Согласно} \quad (4.23)$$

$$Re_{6H} = \frac{\mathcal{G}_{ai} D_{L.6H}}{\nu} = 32\,502; \text{ по (4.21) } \overline{Nu}_{6H} = 27,56 \cdot 32\,502 \cdot \left(\frac{0,191 - 0,158}{0,126} \right)^{0,13} = 167;$$

$$\alpha_{L.6H} = 33,8; \quad \text{согласно} \quad (4.24) \quad Re_{6M} = \frac{\mathcal{G}_{ai} D_{L.6M}}{\nu} = \frac{4,758 \cdot 0,13}{23,13} = 26\,740;$$

$$\overline{Nu}_{6M} = 5,381 Re_{6M}^{0,35} \left(\frac{D_{L.6M}}{D} \right)^{-0,08} = 191; \quad \alpha_{L.6M} = \frac{\overline{Nu}_{6M} \lambda_\epsilon}{D_{L.6M}} = 47,2;$$

$$R_{\alpha.L.6H} = \frac{1}{\alpha_{L.6H} S_L \bar{S} k_{L.6H}} = \frac{1}{33,8 \cdot 0,045 \cdot 0,565 \cdot 1,081} = 1,077 \text{ К/Вт}; \quad \text{согласно} \quad (4.44)$$

$$S_L = \frac{\pi}{4} l_{6H} z_1 (b_n + 2h_{n.k} - 6\delta_{u3}) = \frac{\pi}{4} 0,0544 \cdot 36 \cdot 0,0293 = 0,045 \text{ м}^2; \quad \bar{S} = 0,565 \text{ для}$$

$$2p = 4; \quad \text{по} \quad (4.15) \quad k_{L.6H} = \frac{D + 2h_{n1}}{D + h_{n1}} = 1,081, \quad \text{то}$$

$$R_{\alpha.L.6M} = \frac{1}{\alpha_{L.6M} S_L \bar{S} k_{L.6M}} = \frac{1}{47,2 \cdot 0,045 \cdot 0,565 \cdot 0,898} = 0,928 \text{ К/Вт}. \quad \text{По}$$

выражению (4.12) $R_{6.uz.L} = \frac{h_{n1} \delta_{u.np}}{6 \lambda_{\epsilon KB.L} d_u l_{6H} \pi (D + h_{n1})} = 0,0052 \text{ К/Вт}, \quad \text{где}$

$$\lambda_{\epsilon KB.L} = 0,9 \lambda_{\epsilon KB}; \quad \lambda_{\epsilon KB} = 0,57 \quad \text{определено по} \quad (3.3).$$

$$R_6 = R_{L1} = \frac{1}{\frac{1}{0,0052 + 1,077} + \frac{1}{0,0052 + 0,928}} = 0,5 \text{ К/Вт}. \text{ По данным работы [2] по}$$

$$(4.47) \quad \alpha_{L1} = 13 + \left[\frac{19 (\mathcal{G}_p D_2)^{0,8}}{D_a} \right] = 13 + \left[\frac{19 \cdot (9,516 \cdot 0,1254)^{0,8}}{0,191} \right] = 128; \quad S_{L1} \text{ по (4.45)}$$

$$S_{L1} = 7 \cdot 0,0544 \cdot [0,126 + 1,4 \cdot 0,0143 + 0,09 \cdot 36 \cdot (0,0143 - 0,00535)] = 0,067 \text{ м}^2.$$

$$R_{\alpha.L1} = \frac{1}{128 \cdot 0,067} = 0,117; \quad R_{L1} = 0,117 + 0,0052 = 0,122 \text{ К/Вт}. \text{ Различие от } R_{L1} \text{ по}$$

[5] в 2,5 раза.

По данным работы [10] $\alpha_{L1} = 25 \cdot (1 + 0,535 \cdot 4,758^{0,69}) = 64,2$; S_{L1} по (4.55)

$$S_{L1} = \pi D l_{6H} = \pi \cdot 0,126 \cdot 0,0544 = 0,0215 \text{ м}^2.$$

$$R_{\alpha.L1} = \frac{1}{64,2 \cdot 0,0215} = 0,72; \quad R_{L1} = R_{\epsilon.из.L} + R_{\alpha.L1} = 0,0052 + 0,72 = 0,73 \text{ К/Вт.}$$

Различие от R_{L1} по [5] в 1,46 раза.

4.2.2. Пример 2

Исходные данные (система СИ): $h=250$ мм; $D_{Л.вн} = 0,36$; $D_{Л.вм} = 0,28$; $l_{вбл1} = 0,14$; $l_{Л1} = 0,26$; $h_{n1} = 0,04$; $b_{n2} = 0,0096$; $b_{z1} = 0,007$; $h_{u1} = 0,001$; $h_{к1} = 0,003$; $\delta_{из} = 0,25 \cdot 10^{-3}$; $d_{из} = 1,48 \cdot 10^{-3}$; $\delta_{из.нр} = 0,04 \cdot 10^{-3}$; $z_1 = 72$. Другие данные: $D_a; D; D_2; \mathcal{G}_p; \mathcal{G}_{ai}; \nu; \lambda_{\epsilon}$ – см. пример 2 (п. 3.4.2). Имеется диффузор.

По данным работы [5] находим $R_{\alpha.л.вн}$ и $R_{\alpha.л.вм}$.

$$\text{Согласно (4.28) будем иметь } Re = \frac{w_{Л1} D}{\nu} = \frac{0,022 n_H D_2 D}{\nu} = 102\,650; \text{ по (4.25)}$$

$$\overline{Nu}_{вн} = 1,03 \cdot 102\,650^{0,6} = 1046; \quad \alpha_{Л.вн} = \frac{\overline{Nu}_{вн} \lambda_{\epsilon}}{D} = \frac{1046 \cdot 0,0321}{0,271} = 124; \text{ по (4.27)}$$

$$\overline{Nu}_{вм} = \frac{2,149 \cdot Re^{0,58}}{\ln\left(\frac{D}{3,25 \cdot h_{n1}}\right)} = 2359; \quad \alpha_{Л.вм} = \frac{\overline{Nu}_{вм} \lambda_{\epsilon}}{D} = \frac{2359 \cdot 0,0321}{0,271} = 284;$$

$$R_{\alpha.л.вн} = \frac{1}{\alpha_{Л.вн} S_{Л.м} \bar{S} k_{Л.вн}} = \frac{1}{124 \cdot 0,625 \cdot 0,565 \cdot 1,1286} = 0,0202 \text{ К/Вт; согласно (4.44)}$$

$$S_{Л.м} = \frac{\pi}{4} l_{вбл1} z_1 (b_{n2} + 2h_{n.k} - 6\delta_{из}) = \frac{\pi}{4} 0,14 \cdot 72 \cdot (0,0096 + 2 \cdot 0,036 - 0,0024) = 0,625$$

$$\bar{S} = 0,565 \quad \text{для} \quad 2p = 4; \quad \text{по} \quad (4.15), \quad \text{то}$$

$$R_{\alpha.л.вм} = \frac{1}{\alpha_{Л.вм} S_{Л.м} \bar{S} k_{Л.вм}} = \frac{1}{280 \cdot 0,625 \cdot 0,565 \cdot 0,871} = 0,0116 \text{ К/Вт.}$$

$$k_{Л.вн} = \frac{D + 2h_{n1}}{D + h_{n1}} = 1,1286; \quad k_{Л.вм} = \frac{D}{D + h_{n1}} = 0,871. \quad \text{По выражению (4.12)}$$

$$R_{\epsilon.из.L} = \frac{h_{n1} \delta_{из.нр}}{6 \lambda_{\epsilon.кв.L} d_u l_{вбл1} \pi (D + h_{n1})} = 0,0026 \text{ К/Вт.} \quad \text{Тогда по (4.10)}$$

$$R_6 = R_{L1} = \frac{1}{\frac{1}{0,0026 + 0,0202} + \frac{1}{0,0026 + 0,0116}} = 0,00875 \text{ К/Вт.}$$

Расчет теплового сопротивления R_{L1} по методикам других работ.

По данным работы [2] $\alpha_{Л1} = 13 + \left[\frac{19(g_p D_2)^{0,8}}{D_a} \right] = 13 + \left[\frac{19 \cdot (20,84 \cdot 0,27)^{0,8}}{0,437} \right] = 186;$

по (4.45) $S_{Л1} = 7 \cdot 0,14 \cdot [0,271 + 1,4 \cdot 0,04 + 0,09 \cdot 72 \cdot (0,04 - 0,007)] = 0,53 \text{ м}^2.$

$R_{\alpha Л1} = \frac{1}{186 \cdot 0,53} = 0,0101; R_{Л1} = 0,0101 + 0,0026 = 0,0127 \text{ К/Вт.}$ Различие от $R_{Л1}$ по [5] в 1,5 раза.

По данным работы [10] $\alpha_{Л1} = 25(1 + 0,535 g_{ai}^{0,69}) = 92,4;$ по (4.55)

$S_{Л1} = \pi D l_{\text{был1}} = \pi \cdot 0,271 \cdot 0,14 = 0,119 \text{ м}^2. R_{\alpha Л1} = 0,0909;$

$R_{Л1} = R_{\text{в.из.л}} + R_{\alpha Л1} = 0,0026 + 0,0909 = 0,0935 \text{ К/Вт.}$

Найденное тепловое сопротивление лобовой части обмотки отличается от сопротивления, найденного по работе [5] более чем в 10 раз.

Сравнение значений тепловых сопротивлений $R_{Л1}$, найденные по методикам разных работ, позволяют сделать вывод, что наиболее предпочтительна методика работы [5], которая учитывает внешние и внутренние поверхности охлаждения лобовых частей, а также наличие или отсутствие диффузора.

4.3. Теплообмен между внутренним воздухом внутри машины, подшипниковыми щитами и станиной

На ТСЗ этому теплообмену соответствуют тепловые сопротивления $R_{\alpha_{\text{щ.вх}}}$ и $R_{\alpha_{\text{ст.вх}}}$.

По данным работы [5] этот теплообмен зависит от схемы циркуляции воздуха внутри машины. В асинхронных машинах при отсутствии аксиальной вентиляции теплообмен воздуха внутри машины и поверхностями станины и подшипниковых щитов для двигателей малой мощности, примерно $h = 50 \dots 132 \text{ мм}$, описывается зависимостями:

$$\overline{Nu}_C = 43,78 \text{Re}_C^{0,17} \left(\frac{D_a - D_{\text{л.вн}}}{D} \right)^{0,25}; \quad (4.57)$$

$$\overline{Nu}_{\text{щ}} = 8,34 \text{Re}_{\text{щ}}^{0,26} \left(\frac{D_a - D}{D} \right)^{-0,5}; \quad (4.58)$$

и, соответственно,

$$\text{Re}_C = \frac{g_{ai} D_a}{\nu}; \quad (4.59)$$

$$\text{Re}_{\text{щ}} = \frac{g_{ai} 0,5(D_a + D)}{\nu}; \quad (4.60)$$

выражения (4.57 и 4.58) справедливы для $\text{Re}_C = 6\,000 \dots 90\,000$ и $\text{Re}_{\text{щ}} = 4\,500 \dots 70\,000$.

При высотах оси вращения $h=160...250$ мм асинхронные двигатели могут выполняться в полости лобовых частей с диффузором или без него.

При отсутствии диффузора теплоотдача описывается:

$$\overline{Nu}_C = 11,64 Re_C^{0,395}; \quad (4.61)$$

$$\overline{Nu}_{Щ} = 5,12 Re_{Щ}^{0,48} \left(\frac{2D_a}{D_a + D} \right)^{-0,52}, \quad (4.62)$$

а при наличии диффузора:

$$\overline{Nu}_C = \frac{3 Re_C^{0,495}}{\ln \left(\frac{1,3D}{D_a - D} \right)}; \quad (4.63)$$

$$\overline{Nu}_{Щ} = \frac{1,01 Re_{Щ}^{0,63} \ln \left(\frac{D}{5,25 \delta_{\delta.щ}} \right)}{\left(\frac{2 \cdot D_a}{D_a + D} \right)^{0,52}}, \quad (4.64)$$

где $\delta_{\delta.щ}$ – зазор между диффузором и щитом, $\delta_{\delta.щ} = 0,015...0,03$ м.

Числа Рейнольдса в выражениях (4.63 и 4.64) находятся по (4.59 и 4.60). Тогда:

$$\alpha_C = \frac{\overline{Nu}_C \lambda_g}{D_a}; \quad (4.65)$$

$$\alpha_{Щ} = \frac{\overline{Nu}_{Щ} \lambda_g}{0,5(D_a + D)}. \quad (4.66)$$

В работе [10] на основе большого числа экспериментальных данных получены усредненные выражения коэффициента теплоотдачи при обдуве щитов и станины крыльями ротора:

для станины

$$\alpha_C = 18 \left(1 + 0,5 g_{ai}^{0,782} \right), \quad (4.67)$$

для подшипниковых щитов несколько выражений $\alpha_{щ}$:

$$\alpha_{Щ} = 35 \left(1 + 0,257 g_{ai}^{0,842} \right); \quad (4.68)$$

$$\alpha_{Щ} = 14 \left(1 + 0,91 g_{ai}^{0,68} \right); \quad (4.69)$$

$$\alpha_{Щ} = 36,3 e^{0,077 g_{ai}}, \quad (4.70)$$

поэтому, для расчета $\alpha_{Щ}$, видимо, необходимо принимать среднее значение.

При обдуве поверхностей подшипниковых щитов и станины потоками воздуха от внутреннего вентилятора и вентиляционными лопатками ротора:

для станины коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_C = 40 \left(1 + 0,38 g_{ai}^{0,67} \right), \quad (4.71)$$

а для подшипниковых щитов:

$$\alpha_{Щ} = 35 \left(1 + 0,572 g_{ai}^{0,7} \right); \quad (4.72)$$

$$\alpha_{Щ} = 20 \left(1 + 1,61 g_{ai}^{0,662} \right). \quad (4.73)$$

Все выражения для коэффициентов теплоотдачи α_C и $\alpha_{Щ}$ справедливы при условии $g = 2 \dots 20$ м/с. В работе [8] коэффициенты теплоотдачи α_C и $\alpha_{Щ}$ определяются одним выражением, так же при отсутствии ссылки на мощность машины и наличие диффузора или без него:

$$\alpha_C = \alpha_{Щ} = 14 \left(1 + g_{ai}^{0,5} \right). \quad (4.74)$$

Тепловое сопротивление входа тепла на станину:

$$R_{ac.вх} = \frac{1}{\alpha_C \pi D_a L_1}, \quad (4.75)$$

где L_1 – длина участка станины под лобовыми частями обмотки статора.

Тепловое сопротивление тепловому потоку, входящему на подшипниковый щит:

$$R_{aщ.вх} = \frac{1}{\alpha_{Щ} \frac{\pi (D_a^2 - D_{вн.п.щ}^2)}{4}}, \quad (4.76)$$

где $D_{вн.п.щ}$ – внутренний диаметр подшипникового щита, м (из чертежа).

Как показывают расчеты, имеет место значительные расхождения между значениями коэффициентов теплоотдачи α_C и $\alpha_{Щ}$, найденных по данным работ [5] и [10]. Авторы работ [5] и [10] ссылаются так же на то, что полученные значения коэффициентов теплоотдачи хорошо согласуются с опытными значениями и на наш взгляд, за истинное значение коэффициентов теплоотдачи α_C и $\alpha_{Щ}$ следует принимать среднее значение между расчетными значениями, полученными по данным работ [5] и [10].

4.3.1. Пример 1

Определить коэффициенты теплоотдачи α_C и $\alpha_{Щ}$.

Исходные данные (система СИ): $h = 112$ мм; $D = 0,126$; $D_a = 0,191$; $D_{л.вн} = 0,158$; $g_{ai} = 4,758$; $t \approx 100$ °С; $\nu = 23,13 \cdot 10^{-6}$; $\lambda_g = 0,0321$.

По данным [5], согласно (4.59 и 4.57), имеем $Re_C = \frac{4,785 \cdot 0,191}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 39\,290$;

$$\overline{Nu_C} = 43,78 \cdot 39\,290^{0,17} \cdot \left(\frac{0,191 - 0,158}{0,126} \right)^{0,25} = 189,2;$$

$$\alpha_C = \frac{\overline{Nu}_C \lambda_g}{D_a} = \frac{189,2 \cdot 0,0321}{0,191} = 31,8 \text{ Вт/м}^2\text{К. Согласно (4.60) и (4.58) имеем}$$

$$Re_{III} = \frac{g_{ai} 0,5(D_a + D)}{\nu} = 32\,604; \quad \overline{Nu}_{III} = 8,34 Re_{III}^{0,26} \left(\frac{D_a - D}{D} \right)^{-0,5} = 173 \quad \text{и}$$

$$\alpha_{III} = \frac{\overline{Nu}_{III} \lambda_g}{0,5(D_a + D)} = 35.$$

По данным работы [10] $\alpha_C = 18 \cdot (1 + 0,5 \cdot 4,758^{0,782}) = 48,5$; α_{III} определим как среднее из уравнений (4.68; 4.69 и 4.70) $\alpha_{III} = 57,2$. Средние значения по работам [5] и [10]

$$\alpha_{Ccp} = \frac{31,8 + 48,5}{2}; \quad \alpha_{IIIcp} = \frac{35 + 57,2}{2} = 46.$$

4.3.2. Пример 2

Исходные данные (система СИ): $h=250$ мм; $D_a = 0,437$; $D = 0,271$; $\delta_{o,uy} = 0,015$; $g_{ai} = 10,42$. Наличие диффузора.

По данным работы [5] согласно (4.59; 4.63 и 4.65)

$$Re_C = \frac{10,42 \cdot 0,437}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 196\,867; \quad \overline{Nu}_C = \frac{3 \cdot 196\,867^{0,495}}{\ln\left(\frac{1,3 \cdot 0,271}{0,437 - 0,271}\right)} = 1650;$$

$$\alpha_C = \frac{\overline{Nu}_C \lambda_g}{D_a} = \frac{1650 \cdot 0,0321}{0,437} = 121,2. \text{ По формулам (4.60; 4.64 и 4.66) имеем}$$

$$Re_{III} = \frac{10,42 \cdot 0,5 \cdot (0,437 + 0,271)}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 159\,480; \quad \alpha_{III} = \frac{\overline{Nu}_{III} \lambda_g}{0,5(D_a + D)} = 192,3.$$

$$\overline{Nu}_{III} = \frac{1,01 \cdot 159\,480^{0,63} \cdot \ln\left(\frac{0,271}{5,25 \cdot 0,015}\right)}{\left(\frac{2 \cdot 0,437}{0,437 + 0,271}\right)^{0,52}} = 2120. \quad \text{По данным работы [10]}$$

$$\alpha_C = 18 \cdot (1 + 0,5 \cdot 10,42^{0,782}) = 74,3; \quad \alpha_{III} \text{ определим из уравнений (4.68; 4.69 и 4.70)}$$

$$\alpha_{III} = 85,8. \text{ Средние значения по работам [5] и [10] } \alpha_{Ccp} = 97,8 \text{ Вт/м}^2\text{К; } \alpha_{IIIcp} = 139 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

4.4. Теплообмен между подшипниковым щитом и окружающей средой, как со стороны вентилятора, так и со стороны привода

На ТСЗ он представлен тепловыми сопротивлениями $R'_{\alpha_{Щ.сх}}$ и $R''_{\alpha_{Щ.сх}}$, соответственно, со стороны вентилятора и со стороны привода. Теплообмен подшипниковых щитов с окружающей средой не обобщен критериальными уравнениями и предлагаемые зависимости описывают данные исследований, проведенных на двигателях серии ДЗ и 4А.

В работе [5] для нахождения коэффициента теплоотдачи со стороны вентилятора предлагается следующее выражение:

$$\alpha'_{Щ.сх} = 20 + 8,2\bar{u}_e^{0,8}, \quad (4.77)$$

где $\bar{u}$ – окружная скорость вентилятора

$$\bar{u}_e = \frac{\pi D_e n_H}{60}; \quad (4.78)$$

D_e – наружный диаметр вентилятора, м.

Выражение (4.77) предлагается для двигателей с $h = 56...112$ мм. При $h = 160...250$ мм, рекомендуется:

$$\alpha'_{Щ.сх} = 20 + 9,4\bar{u}_e^{0,6}. \quad (4.79)$$

В работе [2] для нахождения коэффициента теплоотдачи со стороны вентилятора:

$$\alpha'_{Щ.сх} = 20 + 14,3\bar{u}_e^{0,6}. \quad (4.80)$$

В работе [8] для нахождения коэффициента теплоотдачи со стороны вентилятора:

$$\alpha'_{Щ.сх} = 63e^{0,0889 a_i}. \quad (4.81)$$

В работе [5] для нахождения коэффициента теплоотдачи со стороны привода предлагается следующее выражение для двигателей с $h = 56...112$ мм:

$$\alpha''_{Щ.сх} = 20 + 1,6\bar{u}_e^{0,7}, \quad (4.82)$$

а для двигателей с $h = 160...250$ мм:

$$\alpha''_{Щ.сх} \approx 0,5\alpha'_{Щ.сх}. \quad (4.83)$$

В работе [2] без указания на высоту оси вращения предлагается формула:

$$\alpha''_{Щ.сх} = 20 + 2,6\bar{u}_e^{0,9}. \quad (4.84)$$

В работе [8] также без указания на высоту оси вращения предлагается выражение:

$$\alpha''_{Щ.сх} = 28e^{0,0729 a_i}.$$

Расчеты коэффициентов теплоотдачи $\alpha'_{Щ.сх}$ и $\alpha''_{Щ.сх}$, выполненные по данным работ [5; 2; 8] показали, что эти коэффициенты отличаются друг от друга

незначительно, но на наш взгляд, в расчетах тепловых сопротивлений $R'_{\alpha_{\text{Щ.сх}}}$ и $R''_{\alpha_{\text{Щ.сх}}}$, лучше использовать усредненные значения $\alpha'_{\text{Щ.сх}}$ и $\alpha''_{\text{Щ.сх}}$, полученные по данным этих трех работ.

Тепловые сопротивления, $^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$:

$$R'_{\alpha_{\text{Щ.сх}}} = \frac{1}{\alpha'_{\text{Щ.сх.ср}} \frac{\pi(D_a^2 - D_{\text{вн.п.щ}}^2)}{4}}; \quad (4.85)$$

$$R''_{\alpha_{\text{Щ.сх}}} = \frac{1}{\alpha''_{\text{Щ.сх.ср}} \frac{\pi(D_a^2 - D_{\text{вн.п.щ}}^2)}{4}}. \quad (4.86)$$

4.5. Теплообмен между корпусом статора и окружающей средой

На ТСЗ этот теплообмен представлен тремя тепловыми сопротивлениями $R'_{\alpha_{\text{сх.корп}}}$, $R_{\alpha_{\text{сх.корп}}}$, $R''_{\alpha_{\text{сх.корп}}}$, соответственно, с той части станины, которая находится над лобовой частью обмотка статора со стороны вентилятора, с части станины, расположенной над сердечником статора и стой части станины над лобовой частью обмотки статора со стороны привода.

Прежде чем определять коэффициент теплоотдачи с поверхности станины следует рассмотреть ребристую поверхность станины, а именно: размеры ребер, число ребер и расположение их на станине.

Из заводских чертежей и других литературных источников видно, что равномерное оребрение, как правило, имеет место в двух частях станины: перед коробкой выводов, что соответствует области I (рис. 4.3) с числом ребер N_{p1} и между коробкой выводов и лапами – область II с числом ребер N_{p2} . В районе лап – область III, как правило, ребра отсутствуют, а если они есть, то их число N_{p3} и с соответствующими размерами.

В свою очередь каждая область оребренной станины представлена тремя участками с длинами: L_1 – длина станины над лобовой частью обмотки статора со стороны вентилятора, L_2 – в центральной части, где располагаются впрессованный сердечник статора и L_3 – длина станины над лобовой частью обмотки статора со стороны привода. Все эти размеры принимаются из чертежа.

Число ребер и их размеры определяют поверхность охлаждения, и это следует рассмотреть более подробно. Площадь теплорассеивающей поверхности корпуса двигателя может увеличиваться не только за счет высоты ребер, но и их числа, однако количество отдаваемого тепла повышается не пропорционально числу ребер N_p .

Если ребра располагаются очень близко друг к другу, воздух между ними нагревается обоими ребрами одновременно и теплоотдача каждого ребра в отдельности уменьшается.

Кроме того, при «густом» расположении ребер уменьшается расход и скорость движения охлаждающей среды вследствие увеличения гидравлического сопротивления в каналах ребер. На эффективность использования ребер влияет и форма ребер или их профиль, который может быть прямоугольный, трапецевидный, треугольный и параболически вогнутый. Наиболее эффективны по теплоотдаче и по минимуму массы ребра треугольного и параболически вогнутого профиля, но они слишком тонки у вершины и это затрудняет их изготовление.

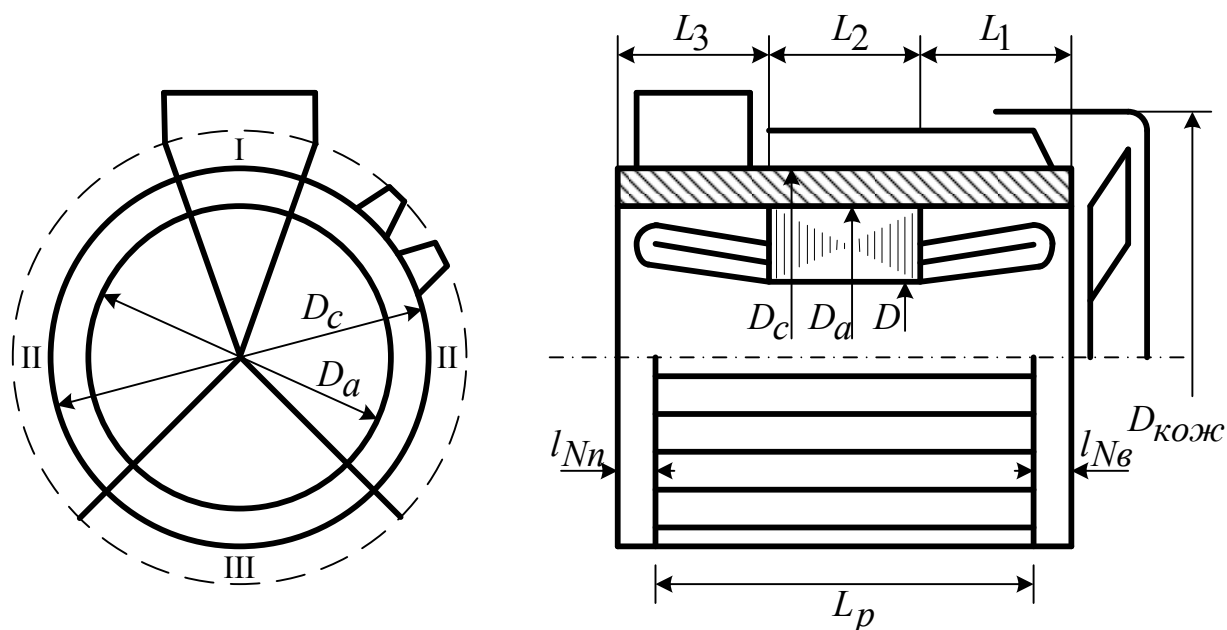


Рис. 4.3. Оребренная станина

Области расположения ребер и участки станины: I – область передней коробки выводов; II – область с равномерным оребрением; III – область между лапами. L_1 – участок станины в области лобовой части обмотки статора со стороны вентилятора; L_2 – участок станины под сердечником статора; L_3 – участок станины в области лобовой части обмотки статора со стороны привода.

В электромашиностроении применяют трапецевидные ребра, для расчета которых используют соотношения для прямоугольных ребер с соответствующими поправками. Таким образом, оптимальное оребрение зависит от высоты ребра – h_p , средней толщины ребра – b_p и расстояния между ребрами – l_p (рис. 4.4). При поиске оптимума перебирается много сочетаний h_p , b_p и l_p , а критериями оптимизации являются температура обмотки статора при одновременном учете массы ребер и потерь на вентиляцию во внешнем контуре.

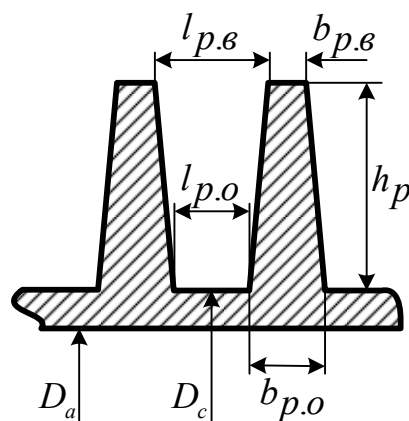


Рис. 4.4. Размеры ребер

В нашем случае, когда не ставится вопрос об оптимальном оребрении, теплообмен корпуса статора с окружающей средой выполняется по оребренной поверхности из заводских чертежей или размеры и их число находятся по рекомендациям работы [3], которые обеспечивают оптимальную теплоотдачу ребер: высота ребер $h_p \approx (0,125...0,1)D_c$ и шаг ребер по поверхности станины с диаметром D_c — $t_p = (0,8...1)h_p$. Такие рекомендации даны как с учетом взаимного теплового влияния ребер, так и с учетом технологических факторов. Толщина ребер приблизительно может быть определена в зависимости от коэффициента использования ребер, который учитывает неравномерную теплоотдачу по высоте ребра (табл. 4.1).

Таблица 4.1

$k_{p.предв.}$	1	0,85	0,7	0,5
b_p	$(1...0,5)h_p$	$(0,5...0,25)h_p$	$(0,25...0,17)h_p$	$(0,17...0,11)h_p$

Приняв предварительное значение коэффициента качества или коэффициента использования ребра, как правило $k_p \approx 0,7...0,85$ (в дальнейшем этот коэффициент будет уточнен), находим толщину ребра b_p , которая обычно лежит в пределах от 3 до 12 мм в зависимости от габаритов машины.

Зная размеры ребер и их число в соответствующей области, определяем поверхность охлаждения ребер на участке данной области с учетом коэффициента использования.

Площадь охлаждения ребер на участке станины длиной L_1 для всех трех областей:

$$s_{p1} = s_{11} + s_{12} + s_{13}, \quad (4.87)$$

где s_{11} — площадь охлаждения ребер в области I; s_{12} — в области II и s_{13} , соответственно, в области III.

$$s_{11} = \left[l_{p.01} + (2h_{p1} + b_{p.b1})k_{p11} \right] (L_1 - l_{Nb})N_{p1} + \frac{\pi D_c l_{Nb} N_{p1}}{N_{p1} + N_{p2} + N_{p3}}; \quad (4.88)$$

$$s_{12} = \left[l_{p.02} + (2h_{p2} + b_{p.b2})k_{p12} \right] (L_1 - l_{Nb})N_{p2} + \frac{\pi D_c l_{Nb} N_{p2}}{N_{p1} + N_{p2} + N_{p3}}; \quad (4.89)$$

$$s_{13} = \left[l_{p.03} + (2h_{p3} + b_{p.b3})k_{p13} \right] (L_1 - l_{Nb})N_{p3} + \frac{\pi D_c l_{Nb} N_{p3}}{N_{p1} + N_{p2} + N_{p3}}, \quad (4.90)$$

где $l_{p.01}$, h_{p1} , $b_{p.b1}$ – соответственно, расстояния между ребрами у их основания в области I, высота ребер и толщина ребер у его вершины в этой же области; $l_{p.02}$, h_{p2} , $b_{p.b2}$ – соответственно, в области ребер II; $l_{p.03}$, h_{p3} , $b_{p.b3}$ – соответственно, в области ребер III; l_{Nb} – часть длины участка станины L_1 , где нет ребер (со стороны вентилятора).

Примечание: первое число в индексе площадей охлаждения s и коэффициентов использования ребер k_p относится к длине участков, а второе число – к соответствующей области ребер.

Если имеет место равномерное оребрение в области ребер I и II, то $l_{p.01} = l_{p.02}$; $h_{p1} = h_{p2}$; $b_{p.b1} = b_{p.b2}$ и $k_{p11} = k_{p12}$.

Гиперболическая функция числа, заключенного в квадратные скобки в числителе:

$$\text{th}A = \frac{e^a - e^{-a}}{e^a + e^{-a}}. \quad (4.91)$$

В работе [4] приводятся выражения для коэффициентов использования ребер на участке станины L_1 в области ребер I – k_{p11} ; k_{p12} – для области ребер II и k_{p13} – для области ребер III:

$$k_{p11} = \frac{\text{th} \left[(h_{p1} + 0,5b_{p.b1}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p1}}{\lambda_c b_{p.01}}} \right]}{(h_{p1} + 0,5b_{p.b1}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p1}}{\lambda_c b_{p.01}}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266h_{p1} \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b1}}{b_{p.01}}} \right) \sqrt{\frac{0,9\alpha_{p1}}{2\lambda_c (b_{p.b1} + b_{p.01})}} \right] \quad ; \quad (4.92)$$

$$k_{p12} = \frac{\operatorname{th} \left[(h_{p2} + 0,5b_{p.b2}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p1}}{\lambda_c b_{p.02}}} \right]}{(h_{p2} + 0,5b_{p.b2}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p1}}{\lambda_c b_{p.02}}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266 \cdot h_{p2} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b2}}{b_{p.02}}} \right) \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot \alpha_{p1}}{2 \cdot \lambda_c \cdot (b_{p.b2} + b_{p.02})}} \right] ; \quad (4.93)$$

$$k_{p13} = \frac{\operatorname{th} \left[(h_{p3} + 0,5b_{p.b3}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p1}}{\lambda_c b_{p.03}}} \right]}{(h_{p3} + 0,5b_{p.b3}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p1}}{\lambda_c b_{p.03}}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266 \cdot h_{p3} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b3}}{b_{p.03}}} \right) \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot \alpha_{p1}}{2 \cdot \lambda_c \cdot (b_{p.b3} + b_{p.03})}} \right] . \quad (4.94)$$

В том случае, если ребер в области лап нет, то $s_{13} = 0$.

Коэффициент теплоотдачи для участка станины длиной L_1 и равномерным оребрением:

$$\alpha_{p1} = \frac{Nu_{p1} \lambda_e}{d_{z.p}} . \quad (4.95)$$

В работе [4] приводятся выражения чисел Нуссельта для равномерно оребренной станины в зависимости высот оси вращения. Для двигателей габаритов 112...200 мм со стороны вентилятора:

$$Nu_{p1} = 0,28 \left(\frac{w_{p.эф} d_{z.p}}{\nu} \right)^{0,65} \left(\frac{d_{z.p}}{L_1} \right)^{0,233} , \quad (4.96)$$

а для двигателей габаритов 225...250 мм:

$$Nu_{p1} = 1,03 \left(\frac{w_{p.эф} d_{z.p}}{\nu} \right)^{0,525} \left(\frac{d_{z.p}}{L_1} \right)^{0,133} , \quad (4.97)$$

где $w_{p.эф}$ – эффективная скорость обдува ребер станины, м/с:

$$w_{p.эф} = \sqrt{\left(\frac{\pi D_{вн} n_H}{60} \right)^2 + w_{вх}^2} , \quad (4.98)$$

где $D_{вн}$ – внешний диаметр вентилятора, м; $w_{вх}$ – скорость воздуха на входе в каналы ребер, м/с:

$$w_{ex} = \frac{V_6}{\frac{\pi}{4}(D_{кож}^2 - D_{см}^2)}, \quad (4.99)$$

где $D_{кож}$ – диаметр кожуха, м; $D_{см}$ – диаметр станины по основанию ребер, м; V_6 – расход вентилятора, м³/с:

$$V_6 \approx \frac{\Sigma p_6}{\rho C \theta_6}, \quad (4.100)$$

где Σp_6 – суммарные потери, отводимые воздухом с поверхности ребер, Вт:

$$\Sigma p_6 = p_{эл1.140} + p_{z1} + p_{я} + 0,5 p_{эл2.140} + 0,5 \cdot (p_{нов.2} + p_{нул.2}), \quad (4.101)$$

где ρC – удельная объемная теплоемкость воздуха при температуре воздуха в каналах ребер:

$$t_{кан}^0 = t_{окр.ср}^0 + 0,5 \theta_6, \quad (4.102)$$

где θ_6 – подогрев воздуха в межреберных каналах и для закрытых машин принимают 5...15 °С; $t_{окр.ср}^0$ – температура окружающей среды, согласно ГОСТ 183–74 принимается равной 40 °С; $d_{з.р}$ – гидравлический диаметр межреберных каналов, м:

$$d_{з.р} = \frac{4s}{\chi} = \frac{4h_p l_{p.ср}}{2h_p + l_{p0}}. \quad (4.103)$$

Тепловое сопротивление схода тепла с поверхности ребер станины длиной L_1 , К/Вт:

$$R'_{асх.конт} = \frac{1}{\alpha_{p1} s_{p1}}. \quad (4.104)$$

Площадь охлаждения ребер на участке станины длиной L_2 для всех трех областей, м²:

$$s_{p2} = s_{21} + s_{22} + s_{23}, \quad (4.105)$$

где s_{21} , s_{22} , s_{23} – площади охлаждения ребер в области I, II и III соответственно.

$$s_{21} = [l_{p01} + (2h_{p1} + b_{p.b1})k_{p21}]L_2 N_{p1}; \quad (4.106)$$

$$s_{22} = [l_{p02} + (2h_{p2} + b_{p.b2})k_{p22}]L_2 N_{p2}; \quad (4.107)$$

$$s_{23} = [l_{p03} + (2h_{p3} + b_{p.b3})k_{p23}]L_2 N_{p3}, \quad (4.108)$$

где k_{p21} , k_{p22} , k_{p23} – коэффициенты использования ребер на участке станины длиной L_2 для областей I, II, III.

$$k_{p21} = \frac{\text{th} \left[(h_{p1} + 0,5b_{p.b1}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p2}}{\lambda_c b_{p.01}}} \right]}{(h_{p1} + 0,5b_{p.b1}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p2}}{\lambda_c b_{p.01}}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266h_{p1} \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b1}}{b_{p.01}}} \right) \sqrt{\frac{0,9\alpha_{p2}}{2\lambda_c (b_{p.b1} + b_{p.01})}} \right]$$

$$; \quad (4.109)$$

$$k_{p22} = \frac{\text{th} \left[(h_{p2} + 0,5b_{p.b2}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p2}}{\lambda_c b_{p.02}}} \right]}{(h_{p2} + 0,5b_{p.b2}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p2}}{\lambda_c b_{p.02}}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266h_{p2} \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b2}}{b_{p.02}}} \right) \sqrt{\frac{0,9\alpha_{p2}}{2\lambda_c (b_{p.b2} + b_{p.02})}} \right]$$

$$; \quad (4.110)$$

$$k_{p23} = \frac{\text{th} \left[(h_{p3} + 0,5b_{p.b3}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p2}}{\lambda_c b_{p.03}}} \right]}{(h_{p3} + 0,5b_{p.b3}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p2}}{\lambda_c b_{p.03}}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266h_{p3} \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b3}}{b_{p.03}}} \right) \sqrt{\frac{0,9\alpha_{p2}}{2\lambda_c (b_{p.b3} + b_{p.03})}} \right]$$

$$. \quad (4.111)$$

Коэффициент теплоотдачи на участке станины с равномерным оребрением над пакетом сердечника статора длиной L_2 :

$$\alpha_{p2} = \frac{Nu_{p2}\lambda_e}{d_{\varepsilon.p}}, \quad (4.112)$$

где число Нуссельта для двигателей габаритов 112...200 мм:

$$Nu_{p2} = 0,177 \left(\frac{w_{p.\varepsilon\phi} d_{\varepsilon.p}}{\nu} \right)^{0,675} \left(\frac{d_{\varepsilon.p}}{L_1 + 0,5L_2} \right)^{0,233}, \quad (4.113)$$

а для двигателей габаритов 225...250 мм:

$$Nu_{p2} = 0,95 \left(\frac{w_{p.\varepsilon\phi} d_{\varepsilon.p}}{\nu} \right)^{0,525} \left(\frac{d_{\varepsilon.p}}{L_1 + 0,5L_2} \right)^{0,133}. \quad (4.114)$$

Тепловое сопротивление схода тепла с поверхности ребер станины длиной L_2 :

$$R_{acx.kopn} = \frac{1}{\alpha_{p2} S_{p2}}. \quad (4.115)$$

Далее определяется тепловое сопротивление схода тепла с поверхности станины с длиной L_3 – со стороны привода:

$$R_{\alpha_{cx.kopn}}^{//} = \frac{1}{\alpha_{p3}s_{p3}}. \quad (4.116)$$

Поверхность охлаждения s_{p3} определяется с учетом конкретной конструкции, а в общем виде:

$$s_{p3} = s_{31} + s_{32} + s_{33}. \quad (4.117)$$

Если в области I по длине участка станины L_3 располагается коробка выводов, то $s_{p31} = 0$. Площадь охлаждения ребер в области II при наличии на этом участке длины l_{Nn} , где нет ребер, будет:

$$s_{32} = \left[l_{p.02} + (2h_{p2} + b_{p.b2})k_{p32} \right] N_{p2} (L_3 - l_{Nn}) + \frac{\pi D_c l_{Nn} N_{p2}}{N_{p2} + N_{p3}}. \quad (4.118)$$

Площадь охлаждения ребер в области III при наличии их:

$$s_{33} = \left[l_{p.03} + (2h_{p3} + b_{p.b3})k_{p33} \right] N_{p3} (L_3 - l_{Nn}) + \frac{\pi D_c l_{Nn} N_{p3}}{N_{p2} + N_{p3}}. \quad (4.119)$$

Коэффициенты использования ребер в соответствующей области:

$$k_{p32} = \frac{\text{th} \left[(h_{p2} + 0,5b_{p.b2}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p3}}{\lambda_c b_{p.02}}} \right]}{(h_{p2} + 0,5b_{p.b2}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p3}}{\lambda_c b_{p.02}}}} \times \quad ; \quad (4.120)$$

$$\times \left[1 + 0,266h_{p2} \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b2}}{b_{p.02}}} \right) \sqrt{\frac{0,9\alpha_{p3}}{2\lambda_c (b_{p.b2} + b_{p.02})}} \right]$$

$$k_{p33} = \frac{\text{th} \left[(h_{p3} + 0,5b_{p.b3}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p3}}{\lambda_c b_{p.03}}} \right]}{(h_{p3} + 0,5b_{p.b3}) \sqrt{\frac{2\alpha_{p3}}{\lambda_c b_{p.03}}}} \times \quad , \quad (4.121)$$

$$\times \left[1 + 0,266h_{p3} \left(1 - \sqrt{\frac{b_{p.b3}}{b_{p.03}}} \right) \sqrt{\frac{0,9\alpha_{p3}}{2\lambda_c (b_{p.b3} + b_{p.03})}} \right]$$

где

$$\alpha_{p3} = \frac{Nu_{p3}\lambda_{\theta}}{d_{\Sigma,p}}. \quad (4.122)$$

Число Нуссельта для двигателей габаритов 112...200 мм со стороны привода и длиной участка L_3 :

$$Nu_{p3} = 0,177 \left(\frac{w_{p.эф} d_{z.p}}{\nu} \right)^{0,675} \left(\frac{d_{z.p}}{L_1 + L_2 + 0,5L_3} \right)^{0,233}, \quad (4.123)$$

а для двигателей габаритов 225...250 мм:

$$Nu_{p3} = 0,95 \left(\frac{w_{p.эф} d_{z.p}}{\nu} \right)^{0,525} \left(\frac{d_{z.p}}{L_1 + L_2 + 0,5L_3} \right)^{0,133}. \quad (4.124)$$

Если в области III (область лап) ребер нет или высота их незначительна, то расчет коэффициента теплоотдачи, коэффициентов использования ребер и поверхности охлаждения их представляет определенную трудность и на наш взгляд эту задачу можно решить, увеличивая число ребер в области II, например, на 3...5 ребер.

4.5.1. Пример 3

Расчет тепловых сопротивлений $R'_{асх.корп}$, $R_{асх.корп}$, $R''_{асх.корп}$.

Данные для расчета: $D_a = 437$; $D_c = 0,470$; $D_{кож} = 0,544$; $D_2 = 0,27$; $D_{в.л} = 0,42$; $n_H = 1475$ об/мин; $h = 250$ мм. В области I и II имеет место равномерное оребрение. Размеры ребер и их число: $h_{p1} = h_{p2} = 0,037$; $b_{p.01} = b_{p.02} = 0,109$; $b_{p.b1} = b_{p.02} = 0,0043$; $l_{p.01} = l_{p.02} = 0,0174$; $l_{p.b1} = l_{p.b2} = 0,0304$; $l_{p.cp} = 0,024$; $N_{p1} = 12$; $N_{p2} = 24$; $l_{Nb} \approx 0$; $l_{Nn} \approx 0$; $L_1 = 0,14$; $L_2 = 0,24$; $L_3 = 0,14$; в области лап ребра учитываются как увеличение N_{p2} на 3 ребра. Другие данные: $\lambda_g = 0,0278$; $\nu = 17,5 \cdot 10^{-6}$; $t \approx 45$ °C; $\lambda_c = 48$; $V_p = 0,33$ м/с; $w_{вх} = 5,75$ м/с; $w_{p.эф} = 17,2$; $d_{z.p} = 0,039$.

Для участка станины с длиной $L_1 = 0,14$ м по уравнениям (4.97) и (4.95) находим Nu_{p1} и α_{p1}

$$Nu_{p1} = 1,03 \cdot \left(\frac{17,2 \cdot 0,039}{17,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,525} \cdot \left(\frac{0,039}{0,14} \right)^{0,133} = 221,6; \quad \alpha_{p1} = \frac{221,6 \cdot 0,0278}{0,039} = 158.$$

Коэффициенты использования ребер в областях I и II на участке станины с длиной L_1 :

$$k_{p11} = k_{p12} = \frac{\text{th} \left[(0,037 + 0,5 \cdot 0,0043) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 158}{48 \cdot 0,0109}} \right]}{(0,037 + 0,5 \cdot 0,0043) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 158}{48 \cdot 0,0109}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266 \cdot 0,037 \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{0,0043}{0,0109}} \right) \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 158}{2 \cdot 448 \cdot (0,0043 + 0,0109)}} \right] =$$

$$= \frac{0,745}{0,962} \cdot 1,036 = 0,8.$$

Поверхности охлаждения ребер в области I и II на участке станины с длиной L_1 согласно (4.88) и (4.89), м²:

$$s_{p11} = [0,0174 + (2 \cdot 0,037 + 0,0043) \cdot 0,8] \cdot 0,14 \cdot 12 = 0,1345;$$

$$s_{p12} = [0,0174 + (2 \cdot 0,037 + 0,0043) \cdot 0,8] \cdot 0,14 \cdot 27 = 0,303.$$

Тепловое сопротивление схода тепла с участка станины длиной L_1 , К/Вт:

$$R'_{\alpha_{cx.kopn}} = \frac{1}{\alpha_{p1}(s_{p11} + s_{p12})} = \frac{1}{158 \cdot (0,1345 + 0,303)} = 0,0145. \text{ Для участка станины с}$$

длиной $L_2 = 0,24$ м по уравнениям (4.114) и (4.112) имеем:

$$Nu_{p2} = 0,95 \cdot \left(\frac{17,2 \cdot 0,039}{17,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,525} \cdot \left(\frac{0,039}{0,14 + 0,12} \right)^{0,133} = 195; \alpha_{p2} = \frac{195 \cdot 0,0278}{0,039} = 139.$$

Коэффициенты использования ребер в областях I и II на участке станины с длиной L_2 согласно (4.109) и (4.110):

$$k_{p21} = k_{p22} = \frac{\text{th} \left[(0,037 + 0,5 \cdot 0,0043) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 131}{48 \cdot 0,0109}} \right]}{(0,037 + 0,5 \cdot 0,0043) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 131}{48 \cdot 0,0109}}} \times$$

$$\times \left[1 + 0,266 \cdot 0,037 \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{0,0043}{0,0109}} \right) \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 139}{2 \cdot 48 \cdot (0,0043 + 0,0109)}} \right] =$$

$$= \frac{0,7175}{0,902} \cdot 1,0339 = 0,822.$$

Поверхность охлаждения ребер, согласно (4.106) и (4.107), м²:

$$s_{p21} = [0,0174 + (2 \cdot 0,037 + 0,0043) \cdot 0,822] \cdot 0,24 \cdot 12 = 0,2355,$$

$$s_{p22} = [0,0174 + (2 \cdot 0,037 + 0,0043) \cdot 0,822] \cdot 0,24 \cdot 27 = 0,5298.$$

Тепловое сопротивление схода тепла с участка станины длиной L_2 , К/Вт:

$$R_{\alpha_{cx.kopn}} = \frac{1}{\alpha_{p2} S_{p2}} = \frac{1}{139 \cdot (0,236 + 0,53)} = 0,0094.$$

На участке станины с длиной L_3 в области I имеется коробка выводов, а в области III принято, что лап нет, и тогда следует учитывать только ребра области III. Число Нуссельта для этой части станины, согласно (4.114), равно:

$$Nu_{p3} = 0,95 \cdot \left(\frac{17,2 \cdot 0,039}{17,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,525} \cdot \left(\frac{0,039}{0,45} \right)^{0,133} = 183,8; \quad \alpha_{p3} = 103,9 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Коэффициент качества ребра на участке станины длиной L_3 :

$$\begin{aligned} k_{p32} &= \frac{\text{th} \left[(0,037 + 0,5 \cdot 0,0043) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 131}{48 \cdot 0,0109}} \right]}{(0,037 + 0,5 \cdot 0,0043) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 131}{\lambda_c \cdot 0,0109}}} \times \\ &\times \left[1 + 0,266 \cdot 0,037 \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{0,0043}{0,0109}} \right) \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 131}{2 \cdot 48 \cdot (0,0043 + 0,0109)}} \right] = \\ &= \frac{0,705}{0,876} \cdot 1,033 = 0,83. \end{aligned}$$

Поверхность охлаждения ребер на этом участке:

$$S_{p32} = [0,0174 + (2 \cdot 0,037 + 0,0043) \cdot 0,14 \cdot 27] = 0,0311 \text{ м}^2.$$

Тепловое сопротивление ребер на этом участке, К/Вт:

$$R_{\alpha_{cx.kopn}}^{//} = \frac{1}{130,9 \cdot 0,0311} = 0,0246.$$

Глава 5

Составление системы уравнений преобразованной тепловой схемы замещения

Преобразованная тепловая схема замещения (см. рис. 2.5) представлена через суммарные тепловые сопротивления между узловыми точками.

На этой схеме замещения имеет место 16 узловых точек с их соответствующими температурами:

- x_1 – температура корпуса статора со стороны привода;
- x_2 – температура корпуса статора над сердечником статора;
- x_3 – температура корпуса статора со стороны вентилятора;
- x_4 – температура подшипникового щита со стороны вентилятора;
- x_5 – температура воздуха внутри машины со стороны вентилятора;
- x_6 – температура лобовой части обмотки статора со стороны вентилятора;
- x_7 – температура лобовой части обмотки ротора со стороны вентилятора;
- x_8 – температура пазовой части обмотки статора;
- x_9 – температура пазовой части обмотки ротора;
- x_{10} – температура зубцов ротора;
- x_{11} – температура лобовой части обмотки ротора со стороны привода;
- x_{12} – температура лобовой части обмотки статора со стороны привода;
- x_{13} – температура воздуха внутри машины со стороны привода;
- x_{14} – температура подшипникового щита со стороны привода;
- x_{15} – температура спинки сердечника статора;
- x_{16} – температура зубцов статора.

Все остальные неизвестные $x_{17} \dots x_{45}$ – тепловые потоки между узловыми точками.

Для составления системы уравнений использованы закон Фурье и первый закон Кирхгофа, а именно, разность температур между двумя точками равна произведению теплового потока между этими точками на тепловое сопротивление

$$t_1^0 - t_2^0 = Q_{12} \cdot R_{12}$$

и по первому закону Кирхгофа в узловой точке, где нет тепловыделения, сумма входящих равна сумме выходящих тепловых потоков. Если в узловой точке есть тепловыделение, то к этому тепловыделению прибавляются входящие тепловые потоки и все это в сумме будет равно отходящим тепловым потокам.

Система уравнений, для тепловой схемы замещения (см. рис. 2.5), представлена 45-ю уравнениями:

- | | |
|---|---|
| 1. $x_{14} - x_{40} R_{\alpha_{щ.сх}}'' = 40^0 + 0,5\theta_{\theta};$ | 2. $x_1 - x_{14} = x_{39} R_7;$ |
| 3. $x_{13} - x_{14} = x_{38} R_{\alpha_{щ.вх}};$ | 4. $x_1 - x_{22} R_{\alpha_{сх.корп}}'' = 40^0 + 0,5\theta_{\theta};$ |
| 5. $x_2 - x_3 = x_{17} R_{\lambda_{корп}};$ | 6. $x_2 - x_{20} R_{\alpha_{сх.корп}} = 40^0 + 0,5\theta_{\theta};$ |
| 7. $x_{15} - x_2 = x_{41} R_5;$ | 8. $x_3 - x_4 = x_{23} R_7;$ |

9. $x_4 - x_{25}R'_{\alpha_{\text{щ.сх}}} = 40^0 + 0,5\theta_6;$
11. $x_6 - x_5 = x_{28}R_6;$
13. $x_2 - x_1 = x_{18}R_{\lambda_{\text{корн}}};$
15. $x_3 - x_{21}R'_{\alpha_{\text{сх.корн}}} = 40^0 + 0,5\theta_6;$
17. $x_8 - x_{15} = x_{43}R_4;$
19. $x_8 - x_{12} = x_{32}R_{np.1};$
21. $x_{10} - x_{16} = x_{44}R_1;$
23. $x_{10} - x_{11} = x_{34}R_{\lambda_{qz2}};$
25. $x_9 - x_7 = x_{30}R_{np.2};$
27. $x_7 - x_5 = x_{27}R_{\alpha_{Л2}};$
29. $x_{16} - x_{15} = x_{42}R_2;$
31. $x_{36} - x_{32} = \frac{P_{\text{эл.Л.1}}}{2};$
33. $x_{33} + x_{30} + x_{19} = p_{\text{эл.а.2}};$
35. $x_{35} - x_{33} - x_{34} = \frac{P_{\text{эл.Л.2}}}{2};$
37. $x_{41} - x_{42} - x_{43} = p_{\text{я}};$
39. $x_{18} + x_{37} - x_{22} - x_{39} = 0;$
41. $x_{26} + x_{23} - x_{25} = 0;$
43. $x_{41} - x_{20} - x_{17} - x_{18} = 0;$
45. $x_{27} + x_{28} - x_{26} - x_{24} = 0.$
10. $x_5 - x_4 = x_{26} \cdot R_{\alpha_{\text{щ.сх}}};$
12. $x_8 - x_6 = x_{31}R_{np.1};$
14. $x_{13} - x_1 = x_{37}R_{\alpha_{\text{сх.сх}}};$
16. $x_5 - x_3 = x_{24}R_{\alpha_{\text{сх.сх}}};$
18. $x_8 - x_{16} = x_{45}R_3;$
20. $x_{12} - x_{13} = x_{36}R_6;$
22. $x_{10} - x_7 = x_{29}R_{\lambda_{qz2}};$
24. $x_9 - x_{10} = x_{19}R_{\lambda_{zn}};$
26. $x_9 - x_{11} = x_{33}R_{np.2};$
28. $x_{11} - x_{13} = x_{35}R_{\alpha_{Л2}};$
30. $x_{28} - x_{31} = \frac{P_{\text{эл.Л.1}}}{2};$
32. $x_{31} + x_{32} + x_{45} + x_{43} = p_{\text{эл.а.1}};$
34. $x_{27} - x_{29} - x_{30} = \frac{P_{\text{эл.Л.2}}}{2};$
36. $x_{29} + x_{44} + x_{34} - x_{19} = p_{z2};$
38. $x_{42} - x_{44} - x_{45} = p_{z1};$
40. $x_{39} + x_{38} - x_{40} = 0;$
42. $x_{17} + x_{24} - x_{23} - x_{21} = 0;$
44. $x_{35} + x_{36} - x_{37} - x_{38} = 0;$

Значения температур разных частей машины и тепловых потоков можно нанести на тепловую схему замещения и получить представление о полном тепловом состоянии электрической машины.

Если температуры обмотки статора в пазовой или лобовой части выше допустимой, то нужно увеличить поверхность охлаждения станины путем увеличения размеров ребер и их числа, а также изменением размеров вентилятора. Возможен переход на изоляцию более высокого класса нагревостойкости или снижение тепловой нагрузки, что связано с новым вариантом расчета.

На рис. 5.1 представлено тепловое состояние серийного асинхронного двигателя 4А132М6 мощностью 7,5 кВт (распределение температуры по длине машины для станины, обмотки статора, обмотки ротора), полученное опытным путем [2].

Аналогичное распределение температуры по длине обдуваемого взрывозащищенного асинхронного двигателя получается опытным путем, представлено на рис. 5.2 согласно работе [3].

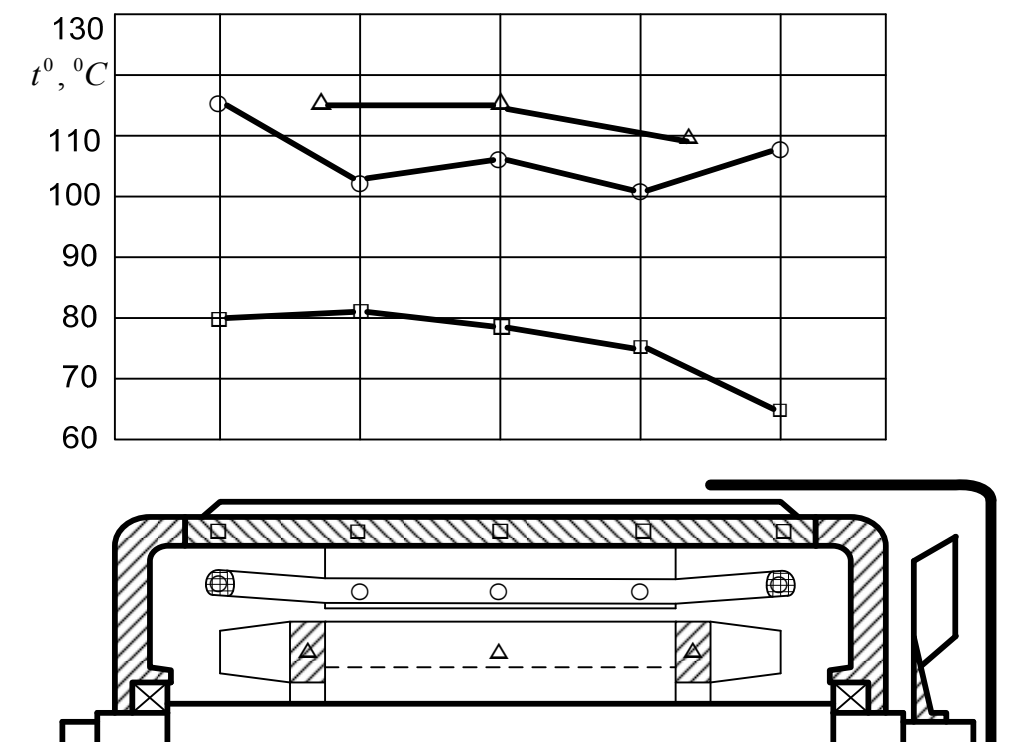


Рис. 5.1. Распределение температуры по длине двигателя 4A132M6, 7,5 кВт (опытные данные [2])

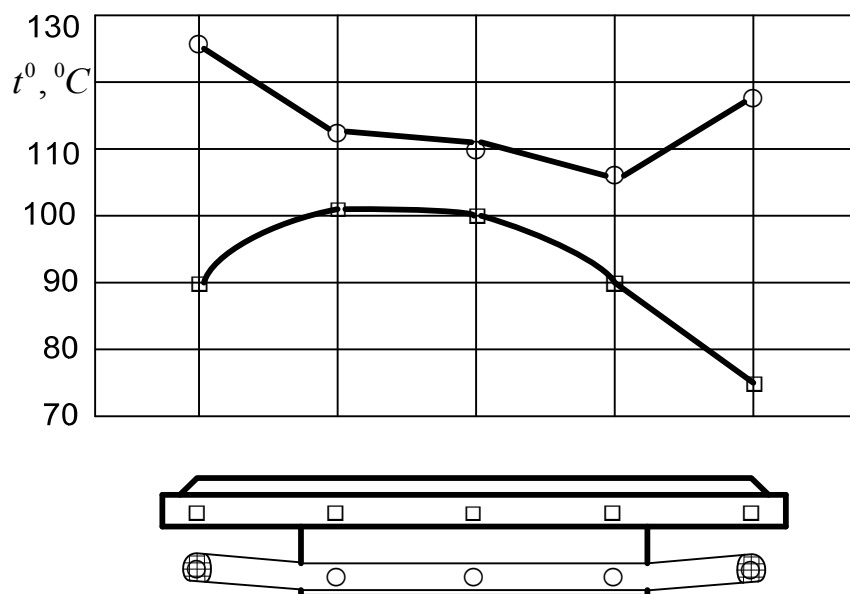


Рис. 5.2. Распределение температуры по длине взрывозащищенного двигателя (опытные данные [3])

На рис. 5.3 представлено распределение температуры по длине станины и обмотки статора асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором мощностью 10 кВт, **IP44** и **ICA0141**, полученное расчетным способом по полной тепловой схеме замещения (см. рис. 2.5).

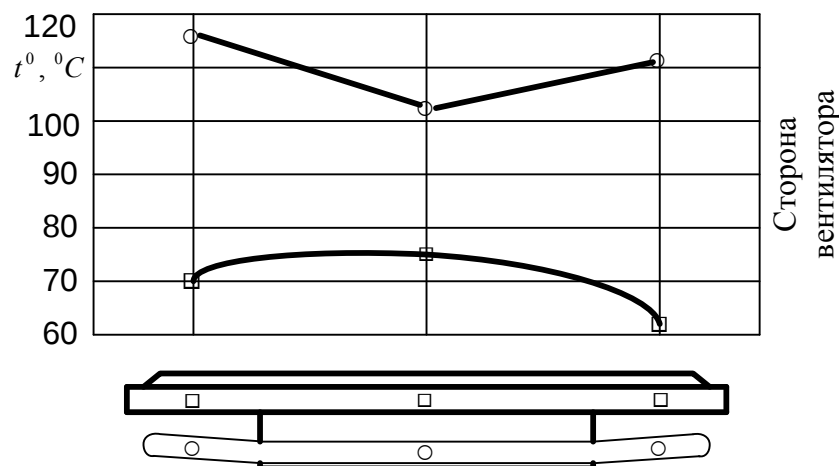


Рис. 5.3. Распределение температуры по длине закрытого обдуваемого асинхронного двигателя 10 кВт, кл. F (данные получены по ТСЗ)

Тепловые расчеты, выполненные по этой схеме, для асинхронных двигателей разной мощности, подтверждают качественную картину распределения температуры по длине двигателя. Количественная сторона получается самой разной в зависимости от тепловой нагрузки, но $t_{об.статора}^0$ не превышала $150\text{ }^\circ\text{C}$ для рекомендуемых значениях тепловой нагрузки асинхронных двигателей серии 4А согласно [1].

Глава 6

Тепловой расчет электрических машин при естественном охлаждении

В самом общем случае теплоотдача с нагретой поверхности осуществляется путем лучеиспускания и конвекции, которые происходят одновременно и не влияют друг на друга. Результирующий коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_k + \alpha_L \quad (6.1)$$

При вынужденной конвекции α_L составляет не более нескольких процентов от α_{Σ} и поэтому отдельно не учитывается. В этом случае коэффициент теплоотдачи α_k , определяемый по эмпирической формуле, содержит также и лучистую составляющую, поскольку в эксперименте по определению α_k для электрических машин эта составляющая α_L не исключается.

При естественной конвекции картина существенно изменяется и более подробно будет рассмотрена ниже.

Естественная конвекция в практике охлаждения электрических машин имеет ограниченное использование: в устройствах без вращающихся частей и принудительного охлаждения (в трансформаторах, индукционных регуляторах), при теплоотдаче закрытых необдуваемых машин, при остывании машин в неподвижном состоянии в промежутках между периодами работы (режим S3).

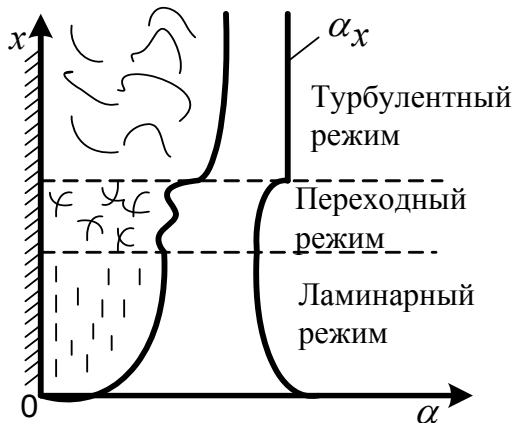


Рис. 6.1. Характер процесса естественной конвекции у вертикальной стенки и изменение коэффициента теплоотдачи по высоте

Естественная конвекция происходит под действием разности плотностей нагретых и холодных частей в объеме газа, вследствие чего на более нагретый объем действует подъемная архимедова сила. Конвективный теплообмен происходит только в пределах пограничного слоя, толщина которого соответствует размеру области восходящего конвективного потока газа. Этот процесс наиболее явно выражен при соприкосновении газа с горячей вертикальной стенкой. На рис. 6.1 показан характер развития пограничного слоя по мере движения конвективного потока вверх вдоль стенки. Внизу возникает ламинарный пограничный слой, который с подъемом по толщине увеличивается, и локальный конвективный теплообмен α_k уменьшается. При значительной толщине пограничный слой становится неустойчивым, а режим течения — переходным. С появлением турбулентности

наиболее явно выражен при соприкосновении газа с горячей вертикальной стенкой. На рис. 6.1 показан характер развития пограничного слоя по мере движения конвективного потока вверх вдоль стенки. Внизу возникает ламинарный пограничный слой, который с подъемом по толщине увеличивается, и локальный конвективный теплообмен α_k уменьшается. При значительной толщине пограничный слой становится неустойчивым, а режим течения — переходным. С появлением турбулентности

конвективный теплообмен увеличивается. Турбулентный режим с высотой развивается и α_k стабилизируется.

Расчет конвективного теплообмена выполняется с помощью универсального уравнения, предложенного М.А. Михеевым [2]:

$$Nu = C(Gr Pr)^n k_\theta, \quad (6.2)$$

где C и n – принимаются из табл. 6.1; Gr – критерий Грасгофа, определяющий действие подъемной архимедовой силы нагретого газа в поле сил тяготения, вызывающий естественную конвекцию.

$$Gr = \frac{g\beta}{\nu^2} \Delta\theta_n l^3, \quad (6.3)$$

где $\frac{g\beta}{\nu^2}$ – коэффициент критерия Грасгофа (см. приложения 2) для средней температуры пограничного слоя t_{cp}^0 :

$$t_{cp}^0 = 0,5(t_n^0 + t_{окр.ср.}^0), \quad (6.4)$$

где t_n^0 – средняя температура нагретой поверхности:

$$t_n^0 = t_{окр.ср.}^0 + \Delta\theta_{n1}, \quad (6.5)$$

где $t_{окр.ср.}^0$ – температура окружающей среды; $\Delta\theta_{n1}$ – превышение температуры поверхности нагретого тела, которое в первом приближении принимается:

$$\Delta\theta_{n1} = \frac{\Sigma p}{\alpha_\Sigma S_k}, \quad (6.6)$$

где Σp – отводимые потери, Вт; α_Σ – результирующий коэффициент теплового рассеяния, принимаемый в диапазоне $\alpha_\Sigma = 10...17 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^0$; S_k – эффективная площадь охлаждения конвекции; l – определяющий размер: для вертикальной поверхности любой формы – размер по вертикали; для горизонтальной поверхности – меньший из размеров площади; для ребристой поверхности станины – высота ребра h_p ; Pr – число Прандтля, из приложения 2 в зависимости от температуры; k_θ – множитель, который учитывает нагревание передачи тепла и влияет на теплоотдачу; этот множитель определяется отношением:

$$k_\theta = \left(\frac{Pr}{Pr_n} \right)^{0,25}, \quad (6.7)$$

где Pr – число Прандтля для температуры окружающей среды; Pr_n – для температуры поверхности.

Тепловой расчет проводится в следующей последовательности. В первом приближении определяется превышение нагретой поверхности $\Delta\theta_{n1}$ по (6.6), температуры нагретой поверхности t_n^0 по (6.5) и средней температуры

пограничного слоя t_{cp}^0 по (6.4). Затем находится произведение $(Gr \cdot Pr)$ и через это значение по табл. 6.1 определяется режим теплоотдачи.

Таблица 6.1

Значение произведения $(Gr \cdot Pr)$	Коэффициенты		Режим теплопередачи
	C	n	
До 10^{-3}	0,5	0	Теплопроводность в неподвижной среде (пленочный режим).
$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	1,8	1/8	Теплопроводность при любом ламинарном течении.
$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4	Ламинарный режим.
$2 \cdot 10^7 \dots 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3	Турбулентный режим.

В зависимости от этих режимов находятся коэффициенты теплоотдачи конвекцией:

пленочный режим

$$\alpha_k = \frac{A_0}{l \cdot 10^2}; \quad (6.8)$$

слабое ламинарное течение:

$$\alpha_k = A_1 \Delta \theta_{nl}^{1/8} l^{-5/8}; \quad (6.9)$$

ламинарный режим:

$$\alpha_k = A_2 \left(\frac{\Delta \theta_{nl}}{l} \right)^{1/4}; \quad (6.10)$$

турбулентный режим:

$$\alpha_k = A_3 \Delta \theta_{nl}^{1/3}. \quad (6.11)$$

Значения коэффициентов A_0 , A_1 , A_2 и A_3 принимаются из табл. 6.2 в зависимости от средней температуры пограничного слоя.

Таблица 6.2

$t_{cp}^0, ^\circ\text{C}$	A_0	A_1	A_2	A_3
0	1,18	0,29	1,39	1,66
20	1,25	0,295	1,36	1,57
30	1,28	0,297	1,34	1,53
40	1,32	0,3	1,33	1,5
50	1,35	0,303	1,315	1,47
60	1,39	0,305	1,305	1,44
70	1,42	0,307	1,295	1,42
80	1,46	0,31	1,28	1,39

Коэффициент теплоотдачи излучением α_L определяется из выражения:

$$\alpha_L = 5,67\varepsilon_1 k_\theta, \quad (6.12)$$

где ε_1 – степень черноты или поглощающая способность, принимается из табл. 6.3.

Таблица 6.3

Материал и состояние поверхности	Температура поверхности, °С	Степень черноты ε_1
Чугун	20	0,25
Ковкое железо	20	0,95
Лак черный матовый	40...100	0,96...0,98
Краски эмалевые	20...100	0,92
Краски матовые	100	0,92...0,96
Штукатурка шероховатая	10...90	0,91

После этого определяется тепловое сопротивление схода тепла с нагретой поверхности:

$$R_{\alpha n} = \frac{1}{\alpha_k S_k} + \frac{1}{\alpha_L S_{об}}, \quad (6.13)$$

где S_k – эффективная поверхность охлаждения конвекцией, м²:

$$S_k = (2h_p + l_{po})L_p N_p; \quad (6.14)$$

$S_{об}$ – обтягивающая поверхность, м²:

$$S_{об} \approx \pi(D_c + 2h_p)L_p. \quad (6.15)$$

Расчетное значение превышения температуры нагретой поверхности:

$$\Delta\theta_{n.расч} = R_{\alpha n} \Sigma p. \quad (6.16)$$

В том случае, если расчетное значение $\Delta\theta_{n.расч}$ отличается от принятого значения в первом приближении $\Delta\theta_{n1}$, то делается второе приближение и расчет повторяется снова.

После того, как невязка приблизится к нулю, расчет заканчивается.

Температуры отдельных частей машины при этом охлаждении (естественная конвекция и лучеиспускание) определяются по полной тепловой схеме замещения, в которой сход тепла со всей поверхности корпуса учитывается по $R_{\alpha p}$.

6.1. Пример 1

Определить температуру поверхности нагретого тела, у которого $S_k=0,53$ м²; $S_{об}=0,32$ м²; $h_p=0,02$ м; $l_{po}=0,012$ м; $L_p=0,3$ м; $N_p=34$; $D_c=0,3$ м; отводимые тепловые потери $\Sigma p=300$ Вт, $t_{окр.ср.}^0=40$ °С. Принимаем $\alpha_\Sigma=15$ Вт/м²·К и в

первом приближении $\Delta\theta_{n1} = \frac{\Sigma p}{\alpha_{\Sigma} S_k} = \frac{300}{15 \cdot 0,53} = 37,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_n^0 = t_{окр.ср}^0 + \Delta\theta_{n1} = 77,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$t_{ср}^0 = 0,5(t_n^0 + t_{окр.ср}^0) \approx 59 \text{ }^{\circ}\text{C}$, согласно (6.4). Из приложения 2 $\frac{g\beta}{\nu^2} = 0,821 \cdot 10^8$ и

критерий Прандтля $Pr = 0,696$. Определяем произведение

$Gr Pr = 0,821 \cdot 10^8 \cdot \Delta\theta_{n1} h_p^3 \cdot 0,696 = 17234$. Согласно табл. 6.1 имеем ламинарный

режим и $\alpha_k = A_2 \left(\frac{\Delta\theta_{n1}}{h_p} \right)^{1/4}$, $A_2 = 1,305$ из табл.6.2 при $t_{ср}^0 \approx 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$\alpha_k = 1,305 \left(\frac{37,7}{0,02} \right)^{1/4} = 8,6$; $\alpha_{л} = 5,67 \cdot 0,91 \cdot 1,01 = 5,2$ согласно (6.13);

$R_{ан} = \frac{1}{\alpha_k S_k} + \frac{1}{\alpha_{л} S_{об}} = \frac{1}{8,6 \cdot 0,53} + \frac{1}{5,2 \cdot 0,32} = 0,1607$ и $\Delta\theta_{н.расч.1} = R_{ан} \Sigma p = 48,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Делаем второе приближение $\Delta\theta_{н.2} \approx 47,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; тогда $\alpha_k = 1,305 \left(\frac{47,5}{0,02} \right)^{1/4} = 9,11$;

$R_{ан} = \frac{1}{9,11 \cdot 0,53} + \frac{1}{5,2 \cdot 0,32} = 0,154$; $\Delta\theta_{н.расч.1} = 0,154 \cdot 300 = 46,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Невязка

$\Delta = 1,3^{\circ}$.

Зависимость Δ от $\Delta\theta_n$ можно считать линейной, в этом случае невязка $\Delta = 0$ будет соответствовать превышению $\Delta\theta_{н.расч.} = \frac{\Delta_1 \Delta\theta_{н2} - \Delta_2 \Delta\theta_{н1}}{\Delta_1 - \Delta_2} \approx 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура нагретой поверхности $t_n^0 \approx 46 + 40 \approx 86 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Если $\Delta\theta_{н.расч.}$ получается больше принятого значения, то необходимо увеличить принятое значение, которое должно быть близко к расчетному и сделать таких приближений несколько, пока невязка не будет приближаться к нулю.

Температуры отдельных частей электрической машины при этом охлаждении (естественная конвекция и лучеиспускание) определяется по полной тепловой схеме замещения, в которой все тепло, поступающее на подшипниковые щиты и станину, рассеивается в окружающую среду через сопротивление $R_{ан}$ и в этом случае следует учесть поверхности охлаждения подшипниковых щитов.

Библиографический список

1. Проектирование электрических машин: учебник для вузов / И.П. Копылов, Б.К. Клоков, В.П. Морозкин, Б.Ф.Токарев; под ред. И.П. Копылова. – М.: Высшая школа, 2002. – 757 с.
2. Сипайлов, Г.А. Тепловые и аэродинамические расчеты в электрических машинах / Г.А. Сипайлов, Д.И., Санников, В.А. Жадан. – М.: Высшая школа, 1989. – 238 с.
3. Взрывозащищенные асинхронные двигатели / В.А. Яковенко, Н.Н. Волковой, В.В. Капка, А.Г. Арнополин; под ред. В.А. Яковенко. – М.: Энергия, 1977. – 310 с.
4. Исследование параметров и проектирование электрических машин // Труды ВНИПТИЭМ. – Владимир, 1987. – 146 с.
5. Борисенко, А.И. Охлаждение промышленных электрических машин / А.И. Борисенко, О.Н. Костиков, А.И. Яковлев. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.
6. Гурин, Я.С. Проектирование серий электрических машин / Я.С.Гурин, Б.И. Кузнецов. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
7. Филлипов, И.Ф. Теплообмен в электрических машинах / И.Ф. Филлипов. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 256 с.
8. Артеминко, В.И. Инструкция к лабораторным работам по расчету тепловых режимов асинхронных электродвигателей / В.И. Артеминко. – Одесса, 1972.
9. Борисенко, А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах / А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
10. Счастливый, Г.Г. Нагревание закрытых асинхронных электродвигателей / Г.Г. Счастливый. – Киев: Наукова думка, 1966. – 196 с.
11. Переходные процессы в электрических машинах, аппаратах и вопросы их проектирования: Учебное пособие для вузов / О.Д. Гольдберг, О.Б. Буль, И.С. Свириденко, С.П. Хелемская; под ред. О.Д. Гольдберга. – М.: Высшая школа, 2001. – 512 с.
12. Монюшко, Н.Д. Вентиляционные и тепловые расчеты в электрических машинах: учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию / Н.Д. Монюшко. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1990. – 82 с.

Приложения

Приложение 1

Теплофизические свойства некоторых материалов, применяемых в электрических машинах

Материал	Плотность ρ , кг/м ³	Теплопроводность λ , Вт/м·К	Удельная теплоемкость C , Дж/кг·К
Медь (провода)	8890	390	386
Латунь-68	8500	100	380
Алюминий	2700	209	950
Стали конструкционные:			
10	7800	59	470
35, 45	7800	48	470
Чугун	7700	47	500
Сплав силумин	2600	160	—
Стали электротехнические, вдоль листа:		λ_d	
1211...1213	7800	37...35	500
1311	7750	24	500
1411...1413	7650	21...19	500
1511...1513	7550	18...15	500
2011	7800	31	500
2013	7650	34	500
2112	7650	32,5	500
Пакеты из электротехнической стали, поперек листа:		λ_q	
покрытые лаком	—	3,1...4,4	—
лист 0,5 мм, лакированный	—	3,13	—
Электрокартон, пропитанный лаком	900...1100	0,23...0,25	1500
Стеклоткань	1250...1350	0,18...0,21	—
Стеклотекстолит	1600...1900	0,19...0,34	—
Изоляция пазовая обмоток электрических машин, обмоток статоров и якорей машин постоянного тока классов В, F, Н	—	0,16	—
Микалента	—	0,26	—
Стекломикалента	—	0,22	—
Стеклолакомикалента	—	0,14...0,16	—
Изоляция «слюдотерм»	—	0,24...0,27	—
Изоляция «Монолит-2»	—	0,19...0,32	—
Изоляция проводов:			
ПЭВ	—	0,12	—
ПСД	—	0,23	—
ПСДК	—	0,16	—

Приложение 2

Теплофизические свойства воздуха (сухого) при давлении 101,325 кПа

Температура, t°	$^{\circ}\text{C}$	0	20	40	45	50	55	60	80	100	120
Плотность, ρ	кг/м ³	1,293	1,204	1,128	1,108	1,09	1,075	1,06	1,0	0,946	0,898
Удельная теплоемкость, C	Дж/кг·К	1005	1005	1005	1005	1005	1005	1005	1007	1009	1011
Коэффициент теплопроводности, λ	Вт/м·К	0,0244	0,0259	0,0276	0,0278	0,0282	0,0286	0,029	0,0305	0,0321	0,033
Кинематическая вязкость, $\nu \cdot 10^{-6}$	м ² /с	13,28	15,06	16,96	17,5	18,0	18,5	18,97	21,09	23,13	25,46
Критерий Прандтля, Pr		0,707	0,703	0,699	0,6985	0,698	0,6975	0,696	0,692	0,688	0,686
Коэффициент критерия Грасгофа $Gr, (g\beta/\nu^2) \cdot 10^8$	1/м ³ ·К	2,04	1,47	1,09	1,0	0,94	0,88	0,821	0,627	0,493	0,386

Оглавление

Введение.....	3
Глава 1. Источники тепловыделения.....	5
1.1. Механические потери.....	5
1.2. Электрические потери.....	5
1.3. Магнитные потери.....	6
1.4. Добавочные потери.....	6
Глава 2. Картина тепловых потоков в закрытом асинхронном двигателе и принцип построения тепловых схем замещения	
2.1. Картина тепловых потоков в закрытом асинхронном двигателе.....	7
2.2. Принцип построения тепловых схем замещения.....	8
Глава 3. Теплообмен между отдельными частями электрической машины, обусловленной теплопроводностью.....	13
3.1. Теплообмен между пазовой частью обмотки статора и сердечником статора.....	13
3.2. Теплообмен между зубцами статора и спинкой сердечника статора....	14
3.3. Теплообмен между спинкой сердечника статора и корпусом статора (станиной).....	15
3.4. Теплообмен между зубцами статора и зубцами ротора.....	15
3.4.1. Пример 1.....	19
3.4.2. Пример 2.....	20
3.5. Теплообмен между пазовыми и лобовыми частями обмоток ротора и статора.....	20
3.6. Теплообмен между пазовой частью обмотки ротора и зубцами ротора, а также между зубцами ротора и короткозамыкающим кольцом...	20
3.7. Теплообмен между подшипниковым щитом и станиной, а также между отдельными частями станины.....	21
Глава 4. Теплообмен между отдельными частями электрической машины, обусловленный конвекцией и лучеиспусканием (контактный теплообмен)	
4.1. Теплообмен между лобовыми частями обмотки ротора и воздухом внутри машины.....	23
4.1.1. Пример 1.....	25
4.1.2. Пример 2.....	25
4.2. Теплообмен между лобовыми частями обмотки статора и воздухом внутри машины.....	26
4.2.1. Пример 1.....	32
4.2.2. Пример 2.....	33
4.3. Теплообмен между внутренним воздухом внутри машины и подшипниковыми щитами.....	34
4.3.1. Пример 1.....	37
4.3.2. Пример 2.....	37

4.4. Теплообмен между подшипниковым щитом и окружающей средой, как со стороны вентилятора, так и со стороны привода.....	38
4.5. Теплообмен между корпусом статора и окружающей средой.....	39
4.5.1. Пример 3.....	47
Глава 5. Составление системы уравнений для преобразованной тепловой схемы замещения.....	50
Глава 6. Тепловой расчет электрических машин при естественном охлаждении.....	54
6.1. Пример 1.....	57
Библиографический список.....	59
Приложения	
Приложение 1. Теплофизические свойства некоторых материалов, применяемых в электрических машинах.....	60
Приложение 2. Теплофизические свойства воздуха (сухого) при давлении 101,325 кПа.....	61