

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**Кафедра ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ, МЕТРОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДІВ**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до самостійної роботи  
та виконання практичних і  
індивідуальних завдань**

з дисципліни

**«ТЕПЛОВІ, ГІДРАВЛІЧНІ І АЕРОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ В ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИНАХ»**

для студентів напряму підготовки  
«Електромеханіка»

**Севєродонецьк - 2016**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**Кафедра ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ, МЕТРОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДІВ**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до самостійної роботи  
та виконання практичних і індивідуальних завдань**

з дисципліни

**«ТЕПЛОВІ, ГІДРАВЛІЧНІ І АЕРОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ В ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИНАХ»**

для студентів напряму підготовки  
«Електромеханіка»

Затверджено на засіданні кафедри  
електромеханіки, метрології та приладів  
протокол № 8 від 26. 02. 2016

**Сєвєродонецьк - 2016**

УДК 621.313.001.24(075.8)  
М545

Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання практичних і індивідуальних завдань з дисципліни «Теплові, гідравлічні і аеродинамічні розрахунки в електричних машинах» для студентів напряму підготовки «Електромеханіка»// Укладач: Губаревич О.В. – Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2016. – 22 с.

Приведені короткі теоретичні відомості для самостійного вивчення і виконання індивідуальних практичних розрахункових завдань, варіанти завдань і методика їх виконання. Необхідно для студентів очної і заочної форм вчення при виконанні індивідуальних розрахункових завдань по курсу «Теплові, гідравлічні і аеродинамічні розрахунки в електричних машинах»

Укладач: О.В. Губаревич, доц.

Відповідальний за випуск І.О. Шведчикова, проф.

Рецензент Н.Н. Філімоненко, к.т.н., доц.

@Губаревич О.В. - Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2016

## Введение

Совершенствование систем охлаждения является одним из главных путей создания надежных и экономичных электрических машин.

На перемещение охлаждающей среды в машинах средней и малой мощности тратится 2-3% вырабатываемой электроэнергии. Это очень мало объясняет повышенный расход тем, что вопросы нагрева и охлаждения электрических машин малой и большой мощности часто решаются без использования новейших достижений гидродинамики и теплопередачи.

### *Места выделения тепла в электрических машинах*

Электрическая машина - анизотропная система. Теплоемкость, плотность и теплопроводность зависят от направления движения тепловых потоков внутри различных элементов и изменяются при переходе от одного к другому элементу. Тепловые потоки, выделяющиеся внутри активных элементов, частично меняют энталпию, частично поступают в охлаждающую среду, омывающую поверхности охлаждаемых элементов.

Охлаждающая среда (газ или жидкость) под воздействием нагнетательных элементов (вентиляторов, насосов) циркулирует по каналам тракта охлаждения, образуя совместно с каналами и нагнетателями *систему охлаждения электрических машин*.

Чем интенсивнее теплообмен, тем ниже температура элементов и тем выше могут быть электромагнитные нагрузки. И, в свою очередь, обеспечение приемлемой температуры гарантирует долговечность машины при номинальной нагрузке. Таким образом, важнейшей характеристикой системы охлаждения является ее эффективность.

### *Расчеты при проектировании системы охлаждения*

В процессе проектирования системы охлаждения должны быть определены:

- схема циркуляции охлаждающей системы;
- типы нагнетательных элементов.

На основе требований, предъявляемых классом изоляции материала к уровню температуры активных элементов при номинальных условиях эксплуатации в установившихся режимах, то есть должны быть проведены следующие расчеты:

1. Гидравлический (аэродинамический);
2. Вентиляционный;

### 3. Тепловой.

По результатам теплового расчета судят о целесообразности выбранной системы охлаждения или о необходимости дополнительных требований интенсификации теплообмена. Поэтому точный расчет сопротивлений вентиляционного тракта и размеров, и параметров вентилятора электрической машины является актуальной задачей при проектировании электрических приводов. В связи с этим в настоящем издании приведены варианты заданий для аэродинамического расчета вентиляционного тракта машины постоянного тока различной мощности с построением эпюр давлений (индивидуальное задание №1) и для расчета размеров и параметров встроенного центробежного вентилятора электрической машины с построением его внешней характеристики (индивидуальное задание №2).

## 1.ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ (АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ) РАСЧЁТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

### Основные термины и понятия

*Смоченным периметром  $\Pi$*  называют длину той части границы живого сечения, по которой поток соприкасается с ограничивающими его стенками. В закрытых каналах с избыточным давлением смоченный периметр совпадает с геометрическим.

*Гидравлическим диаметром  $d_g$*  называют отношение  $4S/\Pi=d_g$ .

а) Круглое сечение:  $d_g=d$  (для круглых каналов геометрический диаметр совпадает с гидравлическим);

б) Квадратное сечение:  $d_g=4a^2/4a=a$ ;  $d_g=a$ .

в) Для прямоугольного сечения типа «узкая щель», то есть при  $a \gg b$ :  $d_g=4ab/2(a+b)=2ab/a=2b$ ;  $d_g=2b$ .

г) При омывании поверхности:  $d_g=L=d$ .

*Расход  $Q$*  – это объем жидкости, проходящей через живое сечение потока в единицу времени [ $m^3/сек$ ].

*Средней скоростью  $W$*  жидкости в данном сечении называют фиктивную скорость потока, одинаковую во всех точках данного живого сечения, при которой через живое сечение проходил бы расход, равный фактическому расходу:  $W=Q/S$  [ $m/сек$ ].

Уравнение неразрывности потока:  $W_1/W_2=S_2/S_1$ .

Для трубопроводов круглого сечения:  $W_1/W_2=d_2^2/d_1^2$ .

### Сопротивление трения жидкости (газа)

### ***Природа сопротивления жидкости (газа)***

Движущаяся жидкость испытывает сопротивление. От этого происходят потери давления в тракте. Давление на выходе всегда меньше, чем на входе. Сопротивление обусловлено двумя факторами:

1. Изменяется поле давлений, в особенности за обтекаемым телом. Линии тока в реальной жидкости, в отличие от тока идеальной, не являются непрерывными, то есть не прилегают к поверхности тока по всей поверхности. Наблюдается отрыв линий и их завихрение. Таким образом, создается градиент давлений, препятствующий движению жидкости. Это *сопротивление давления*.

2. На поверхности тела возникают силы трения, направленные по касательной к поверхности. Это *сопротивление трения*.

Результирующая этих сил дает суммарные потери давления:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_M + \Delta P_{TP}$$

Внутреннее трение в жидкости, обладающей вязкостью, изменяет поле давлений сравнительно с идеальной жидкостью, что приводит к возникновению дополнительного сопротивления давлению.

### ***Гидромеханическое подобие течения среды. Критерий Рейнольдса***

При омывании средой тел одинаковой формы, но разных размеров гидромеханического подобия течения не будет. Гидромеханическое подобие будет соблюдено только в тех случаях, когда отношение инерционных сил к силам трения в соответственных точках пространства будут одинаковыми в любой момент времени. Это условие обеспечивается, если безразмерный комплекс величин  $Re = W_d / \nu$  численно одинаков для рассматриваемых течений. Названный закон гидромеханического равновесия получен английским ученым Рейнольдсом и в его честь  $Re$  назван критерием Рейнольдса.

### ***Режимы движения жидкости (газа)***

Характер струи жидкости (газа), проходящий по каналу, зависит от скорости, сечения канала, динамической вязкости  $\mu$  и плотности среды  $\rho$ . В процессе экспериментов Рейнольдсом было установлено существование двух различных режимов: ламинарного и турбулентного.

*Ламинарный режим* – это течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости. При таком течении линии тока повторяют форму канала, по которому течет жидкость.

*Турбулентный режим течения* – это течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с завихрениями и пульсациями скоростей и дав-

лений. При турбулентном течении наряду с основным продольным перемещением по каналу имеют место поперечные перемещения и вращательное движение отдельных объемов жидкости.

Рейнольдс экспериментально получил, а затем доказал теоретически, что переход от одного режима к другому и обратно, независимо от  $W$ , вида и размеров канала  $d$  и температуры среды, происходит при значении  $Re \approx 2200-2300$  (безразмерная величина).

Сопротивление среды при ламинарном движении определяется соотношением Вейсбаха:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho}{2} W^2$$

где  $\lambda = 64/Re$  – коэффициент гидравлического трения (формула Пуазейля);

$\xi_{тр} = \lambda l/d$  – коэффициент сопротивления гидравлического трения.

Сопротивление среды при турбулентном движении также определяется по формуле Вейсбаха с некоторым отличием в расчете коэффициента гидравлического трения. Здесь коэффициент трения  $\lambda$  имеет более сложное выражение и в пределах  $2200-2300 < Re < 10^5$  равен  $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$  – формула Блазиуса.

Кроме потерь давления на трение также определяются потери на местные сопротивления. Потери давления  $\Delta P_m$  представляют собой затраты энергии на внутреннее трение при преодолении различных препятствий (конструктивных) внутри трубопровода (поворот, сужение, расширение, задвижка, заслонка, вентиль). Потери давления на этих сопротивлениях также вычисляются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_m = \xi_m \frac{\rho}{2} W^2$$

где  $W$  – средняя скорость потока до местного гидравлического сопротивления;

$\xi_m$  – коэффициент местного гидравлического сопротивления, определяемый отдельно для каждого случая.

Рассмотрим расчёт  $\xi_m$  для основных типовых случаев. Коэффициент местного гидравлического сопротивления для внезапного расширения тракта  $\xi_{м. рас.}$  (рис. 1) определяется:

$$\xi_{м. рас.} = \left(1 - \frac{S_{\min}}{S_{\max}}\right)^2$$

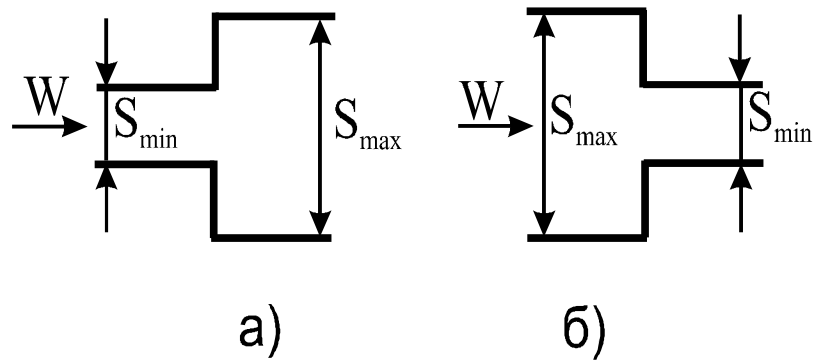


Рис. 1. а) — внезапное расширение тракта;  
 б) — внезапное сужение тракта.

Коэффициент местного гидравлического сопротивления при внезапном сужении тракта  $\xi_{м. суж.}$  (рис. 1б) определяются:

$$\xi_{м.суж.} = 0,5\left(1 - \frac{S_{\min}}{S_{\max}}\right)$$

Во всех остальных случаях  $\xi_{м.}$  – коэффициент местного гидравлического сопротивления выбирается из справочных характеристик и таблиц для соответствующего случая (решётка вентилятора жалюзи, поворот канала и т.д.)

Совокупность потерь давления на трение и потерь давления на местные сопротивления и составляет полные потери в тракте системы охлаждения.

### Уравнения Бернулли. Построение эпюры давлений

Уравнение Бернулли для реальной ( т.е. с трением) жидкости (газа) выглядит следующим образом:

$$\frac{\rho}{2} W^2 + P_c + \Delta P = const$$

или

$$P_d + P_c + \Delta P = const .$$

*Формулировка уравнения Бернулли-* сумма статического, динамического давлений и потерь давления на участке есть величина постоянная для любого сечения тракта.

Тогда для газов и жидкостей в каналах и трубах системы охлаждения электрической машины в обобщенном виде уравнение Бернулли записывается в виде:

$$\frac{\rho}{2} W_1^2 + P_{c_1} = \frac{\rho}{2} W_2^2 + P_{c_2} + \Delta P_{12} = \dots = \frac{\rho}{2} W_n^2 + P_{c_n} + \sum_{k=1}^n \Delta P_{(k-1)k} = P_n = const.$$



Рассмотрим построение эпюр давлений для воздухопровода переменного сечения для идеальной жидкости и для реальной (с потерями) рис.2.

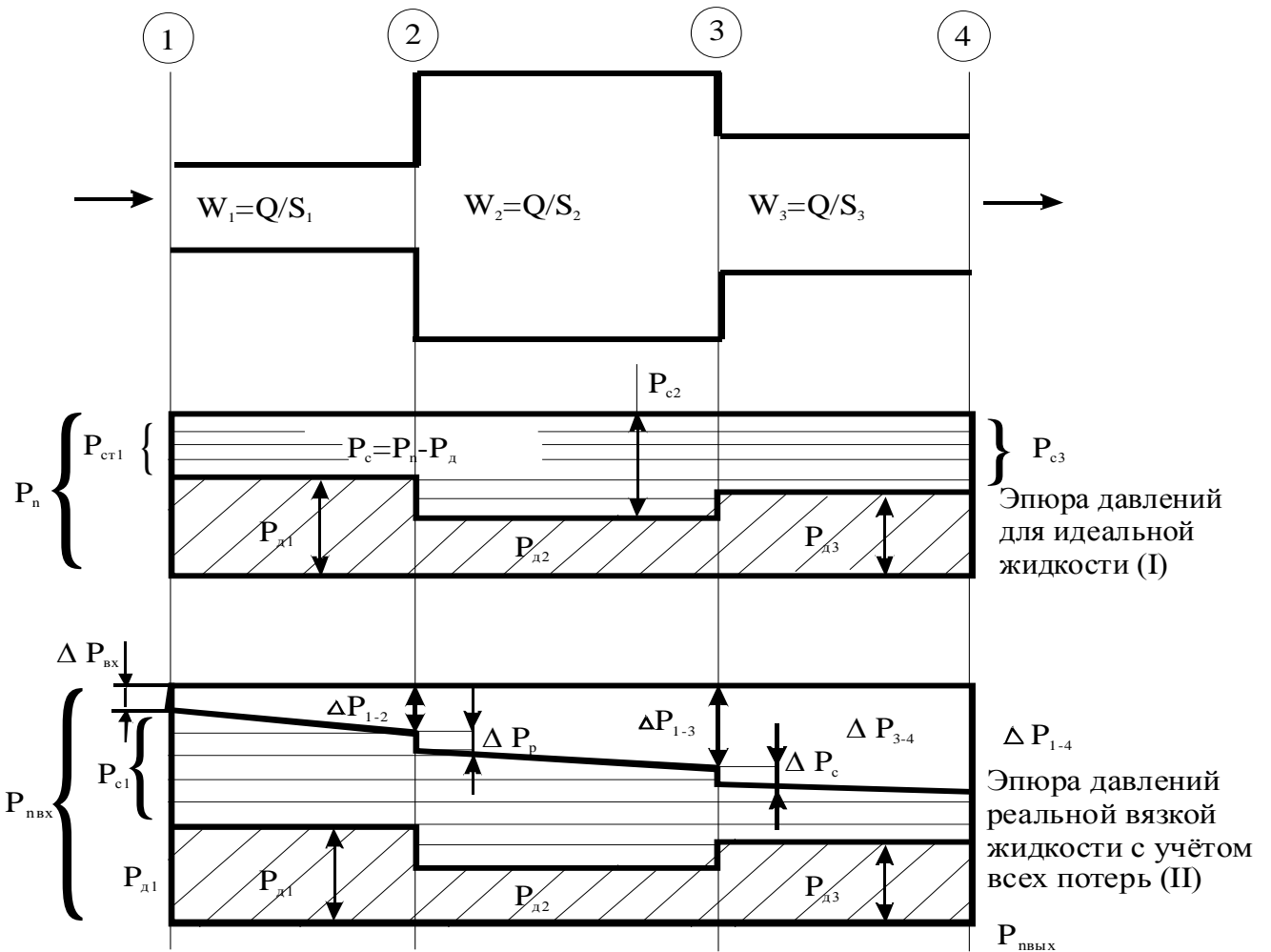


Рис.2. Эпюры давлений для идеальной и реальной жидкостей.

$$\Delta P_{1-2} = \Delta P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{тр}1-2};$$

$$\Delta P_{1-3} = \Delta P_{1-2} + \Delta P_p + \Delta P_{\text{тр}2-3};$$

$$\Delta P_{1-4} = \Delta P_{1-3} + \Delta P_c + \Delta P_{\text{тр}3-4}$$

По эпюре I:  $P_n = P_d + P_c$ . В зависимости от сечения, давления изменяются при неизменной сумме.

По эпюре II:  $P_n = P_d + P_c + \Delta P$ . При неизменных  $W_1, W_2, W_3$  падение давления от сопротивления идет за счет  $P_c$ .

## 2. ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ №1

-

### Расчёт потерь давления и построение эпюры аэродинамического тракта

Определить составляющие давления и потери давления на всех участках фрагмента тракта системы охлаждения электрической машины (рис.3), полные потери давления на выходе из канала, давление на выходе из канала системы охлаждения и построить эпюру давлений по исходным данным, приведенным в табл.1. Значения плотности среды и коэффициента кинематической вязкости принимаются из справочных таблиц физических свойств различных сред для заданной, в исходных данных температуры. Эпюру необходимо строить в масштабе. В исходных данных приведены размеры из которых следует форма каналов воздушного тракта – прямоугольная ( $axb$ ), квадратная ( $axb$ ), или круглая ( $d$ ). Ответ оформлять в форме отчета с приведенными расчетами давлений, потерь давления и построенной эпюрой.

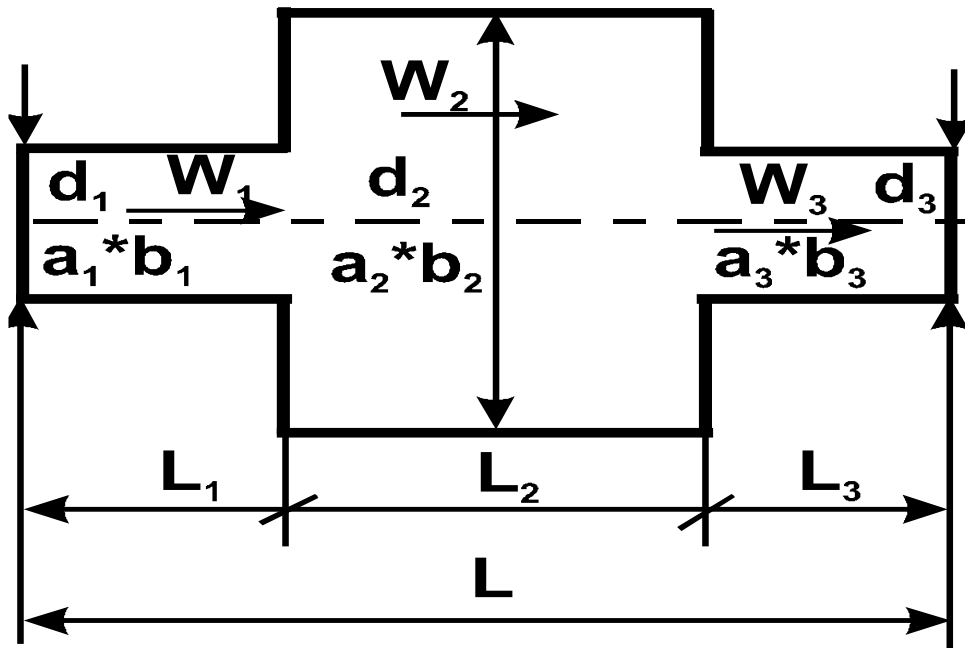


Рис. 3. Фрагмент тракта системы охлаждения для расчета потерь давлений и построения эпюры давлений.

Варианты заданий для выполнения индивидуального задания №1

Таблица 1

№ вар	Q, м <sup>3</sup> /с	W1, м/с	W2, м/с	W3, м/с	d1, м	d2, м	d3, м	a1*b1, м	a2*b2, м	a3*b3, м	L1, м	L2, м	L3, м	L, м	Pn, Па	Θ, град
1.	0,01	-	-	-	0,03	0,11	0,05	-	-	-	0,25	0,3	-	0,7	900	20
2.	-	5	-	-	0,06	0,15	0,04	-	-	-	0,3	0,4	0,5	-	950	40
3.	-	-	2	-	0,08	0,12	0,05	-	-	-	0,4	-	0,3	0,9	1000	60
4.	-	-	-	10	0,07	0,1	0,06	-	-	-	0,15	0,25	0,2	-	870	80
5.	0,2	-	-	-	-	-	-	0,1*0,3	0,6*0,7	0,2*0,4	0,18	0,15	0,2	-	800	60
6.	-	17	-	-	-	-	-	0,02*0,04	0,03*0,06	0,04*0,08	0,15	0,16	0,18	-	750	40
7.	-	-	4	-	-	-	-	0,03*0,05	0,04*0,05	0,05*0,06	0,2	0,3	0,2	-	700	20
8.	-	-	-	8	0,04	0,14	0,07	-	-	-	-	0,1	0,25	0,5	720	40
9.	0,03	-	-	-	0,05	0,13	0,08	-	-	-	0,4	0,1	-	0,6	680	60
10.	-	6	-	-	0,06	0,1	0,04	-	-	-	0,11	0,12	0,13	-	820	80
11.	-	-	3	-	-	-	-	0,04*0,05	0,04*0,07	0,04*0,03	0,1	0,25	0,1	-	890	60
12.	-	-	-	9	-	-	-	0,02*0,04	0,08*0,06	0,01*0,03	0,2	-	0,2	0,65	920	40
13.	0,02	-	-	-	-	-	-	0,1*0,2	0,4*0,3	0,1*0,2	0,2	0,3	0,15	-	940	20
14.	-	4	-	-	0,06	0,08	0,05	-	-	-	0,15	0,17	0,14	-	930	40
15.	-	-	5	-	0,03	0,06	0,04	-	-	-	0,17	0,14	0,15	-	960	60
16.	-	-	-	12	0,04	0,04	0,05	-	-	-	0,2	0,25	0,15	-	830	80
17.	0,2	-	-	-	-	-	-	0,4*0,5	0,6*0,7	0,3*0,2	-	0,15	0,18	0,5	840	60
18.	-	5,5	-	-	-	-	-	0,3*0,2	0,5*0,8	0,4*0,6	0,18	-	0,2	0,55	860	40
19.	-	-	1	-	-	-	-	0,01*0,02	0,03*0,04	0,02*0,03	0,2	0,15	-	0,5	870	60

№ БАР	Q, м <sup>3</sup> /с	W1, м/с	W2, м/с	W3, м/с	d1, м	d2, м	d3, м	a1*b1, м	a2*b2, м	a3*b3, м	L1, м	L2, м	L3, м	L, м	Рн, Па	Θ, град
20.	—	—	—	11	0,04	0,07	0,03	—	—	—	0,14	0,15	0,15	—	880	80
21.	0,01	—	—	—	0,04	0,09	0,05	—	—	—	0,12	0,12	0,15	—	770	60
22.	—	8,0	—	—	0,05	0,08	0,04	—	—	—	0,1	0,13	0,15	—	780	40
23.	—	—	1,5	—	—	—	—	0,02*0,04	0,03*0,05	0,02*0,01	0,15	0,18	0,14	—	790	20
24.	—	—	—	7,0	—	—	—	0,04*0,06	0,05*0,08	0,04*0,05	0,14	0,12	0,15	0,46	710	40
25.	0,03	—	—	—	0,06	0,12	0,05	—	—	—	0,12	—	0,15	—	810	60
26.	—	7,5	—	—	0,05	0,08	0,06	—	—	—	0,11	0,13	0,14	—	800	80
27.	—	—	2,5	—	0,04	0,09	0,05	—	—	—	0,2	0,12	0,27	—	910	40
28.	—	—	—	13,0	—	—	—	0,04*0,05	0,07*0,08	0,05*0,06	0,13	0,25	0,18	—	970	20
29.	—	—	3,5	—	—	—	—	0,03*0,04	0,05*0,06	0,04*0,0	0,22	0,15	—	0,58	980	60
30.	—	—	—	2,8	—	—	—	0,07*0,08	0,09*0,10	0,06*0,07	0,41	0,18	0,93	—	1000	40
31.	0,2	—	—	—	0,7	0,9	0,8	—	—	—	0,51	0,82	0,34	—	1200	60
32.	—	2,8	—	—	0,5	0,8	0,3	—	—	—	0,32	0,42	0,76	—	1300	80
33.	—	—	3,5	—	0,15	0,3	0,2	—	—	—	0,64	0,41	—	2,1	1400	20
34.	—	—	—	2,2	—	—	—	0,05*0,06	0,09*0,08	0,06*0,07	—	0,83	0,81	2,48	1500	40
35.	0,08	—	—	—	—	—	—	0,09*0,10	0,13*0,11	0,1*0,12	1,0	0,96	2,0	3,8	1600	60
36.	—	1,5	—	—	—	—	—	0,2*0,1	0,4*0,3	0,3*0,2	1,56	—	—	3,5	1700	80
37.	—	—	5,3	—	0,4	0,7	0,5	—	—	—	2,0	0,55	1,0	—	1800	20
38.	—	—	—	3,1	0,1	0,3	0,2	—	—	—	0,49	0,9	—	2,3	1900	40
39.	0,05	—	—	—	0,09	0,12	0,11	—	—	—	0,08	0,8	0,7	—	2000	60
40.	—	1,9	—	—	—	—	—	0,4*0,5	0,7*0,6	0,5*0,4	—	0,1	0,5	1,8	2100	80
41.	—	—	0,4	—	—	—	—	0,1*0,2	0,4*0,3	0,3*0,2	0,12	0,9	0,09	—	2250	20
42.	—	—	—	4,4	—	—	—	0,08*0,09	0,11*0,13	0,1*0,11	0,24	—	0,93	—	2400	40
43.	0,1	—	—	—	0,1	0,4	0,3	—	—	—	—	0,91	0,96	2,24	2450	60
44.	—	7,0	—	—	0,08	1,0	0,09	—	—	—	0,61	—	0,92	1,92	2600	80
45.	—	—	1,4	—	0,15	0,16	0,14	—	—	—	0,91	1,14	—	3,26	2820	20
46.	—	—	—	10	0,06	0,09	0,08	—	—	—	1,61	1,24	1,32	—	2960	60
47.	—	—	—	—	0,17	0,24	0,19	—	—	—	—	0,9	0,8	2,7	3025	80

### 3. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ РАСЧЁТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН. УРАВНЕНИЕ РАВНОВЕСИЯ

Основная задача вентиляционного расчета заключается в проверке правильности выбора схемы вентиляции и расчета вентилятора (нагнетателя) нужного давления для обеспечения допустимой температуры нагрева активных частей машины. По принципу действия вентиляторы разделяются на центробежные и осевые. Центробежные вентиляторы представляют собой лопаточное колесо, расположенное в кожухе. При вращении колеса под действием центробежной силы газ, находящийся в каналах колеса, выбрасывается из кожуха. А осевой вентилятор представляет собой расположенное в цилиндрическом кожухе осевое лопаточное колесо, при вращении которого за счет механического воздействия лопаток, установленных под некоторым углом к плоскости вращения, газ перемещается в осевом направлении. Для выбора вентилятора необходимо прежде определить необходимый расход охлаждающей среды, то есть объем охлаждающей среды, проходящей через сечение канала в единице времени, и обозначается  $Q$  [ $\text{м}^3/\text{см}$ ],  $Q=W*S$ .

Исходя из основной задачи вентиляционного расчета, можно выделить следующие частные задачи:

1) определение суммарного гидравлического сопротивления вентиляционного тракта;

2) определение требуемого расхода охлаждающей среды.

Требуемый расход охлаждающей среды в электрической машине определяется количеством отводимых потерь:

$$Q=\Sigma P/1100\Delta\Theta,$$

где  $\Delta\Theta$ -превышение температуры выходящего воздуха над температурой входящего.

Как известно, циркулирующая по вентиляционному тракту машины охлаждающая среда встречает сопротивление, т. е. на циркуляцию охлаждающей среды затрачивается работа. Ее совершает нагнетательный элемент вентиляции, то есть вентилятор, создающий разницу давлений между входом и выходом из тракта. Потери давления или перепад на суммарном гидравлическом сопротивлении вентиляционного тракта при требуемом расходе  $Q_n$  согласно закона Адкинсона:

$$P_n=Z*Q_n^2, \quad (1)$$

где  $Z$ - гидравлическое сопротивление, которое зависит от  
-геометрических размеров тракта;  
-свойств среды;

-коэффициента сопротивления  $\xi$  ;

$$Z = \xi \cdot \rho / 2 \cdot S^2, \quad (2)$$

где  $\rho$  - плотность среды, зависящая от вида среды и температуры;

$S$  - площадь сечения участка.

Таким образом, требуемый расход охлаждающей среды  $Q_n$  и перепад давлений  $\Delta P_n$ , возникающий в машине, является исходными данными для расчета вентилятора, т. е. при известном  $Q_n$  давление вентилятора :

$$P_n = \Delta P, \quad (3)$$

$$\text{где } \Delta P_n = Z \cdot Q_n^2$$

Уравнение (3) является уравнением равновесия давления нагнетателя (вентилятора) и потерь давления, то есть потери давления в машине равны давлению, развиваемому вентилятором, это является условием циркуляции охлаждающей среды внутри вентиляционного тракта.

### Графическое решение уравнения равновесия

*Характеристика давления вентилятора или внешняя аэродинамическая характеристика*  $P=f(Q)$  – представляет собой весьма сложную функцию, определяемую одной из многочисленных методик, поэтому аналитически решить уравнение равновесия не всегда возможно. Поэтому удобнее и более наглядно найти точку равновесия графическим путем. При выполнении задания мы будем использовать для расчета и построения внешней характеристики методику Алексева, согласно которой функция  $P=f(Q)$  имеет вид:

$$P = P_{max} \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_{max}} \right)^2 \right].$$

Задавая значениями расхода воздуха от 0 до  $Q_{max}$ , получаем значения давления  $P$ , который используем для построения характеристики вентилятора. Вид внешней характеристики вентилятора  $P = f(Q)$  приведен на рис.4.

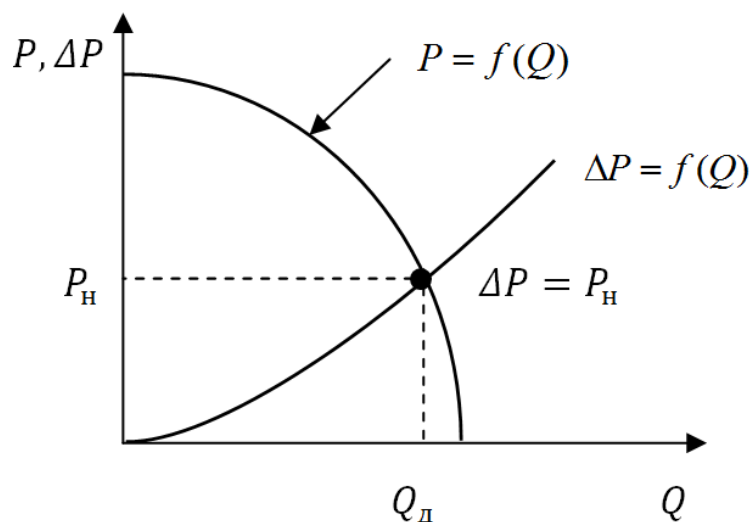


Рис. 4. Построение точки равновесия

Далее, в этой же системе координат, необходимо построить характеристику вентиляционного тракта  $\Delta P = f(Q)$ , т.е. характеристику падения давлений в тракте в зависимости от расхода среды  $Q$ . Для построения характеристики вентиляционного тракта используется закон Адкинсона:

$$\Delta P = Z_c * Q^2$$

По известному суммарному гидравлическому сопротивлению вентиляционного тракта  $Z_c$  (дано в условии), задаваясь аналогичными значениями расхода  $Q$  определяются соответствующие значения потерь давления в тракте  $\Delta P$ . По полученным точкам строится зависимость  $\Delta P = f(Q)$ , которая называется *характеристикой вентиляционного тракта* (см.рис.4.) .

В результате построения этих двух характеристик в точке их пересечения будет получена точка равновесия, т. е. точка взаимного соответствия потерь давления в машине и давления, создаваемого вентилятором то есть  $\Delta P = P_n$  , которая соответствует действительному расходу охлаждающей среды  $Q_d$  и создаваемому при этом давлению  $P_n$ . Однако, на практике всегда принимают  $Q_p \approx 1,1 Q_n$  (на 10 % больше требуемого). Таким образом, задача вентиляционного расчета определить точку равновесия давления и потерь давления рассчитанного вентилятора. Полученное в точке пересечения давление вентилятора является оптимальным для данной вентиляционной системы имеющей аэродинамическое сопротивление  $Z_c$ . Как известно, большее увеличение давления, создаваемого вентилятором электрической машины, ведет к улучшению теплоотвода, но вместе с тем к росту вентиляционных потерь и как результат снижению к.п.д. двигателя, поэтому при проектировании вентилятора всегда необходимо определять оптимальное значение создаваемого давления.

## Расчет размеров встроенного центробежного вентилятора

Основные рассчитываемые размеры вентилятора приведены на рис.5.

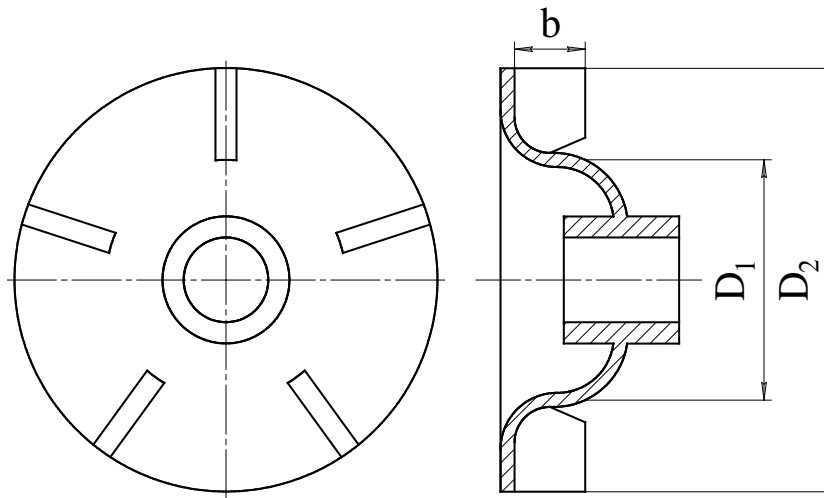


Рис.5. Основные размеры центробежного встроенного вентилятора

Внешний диаметр  $D_2$  встроенного вентилятора стремятся брать максимальным с учетом конструкции машины. Для встроенных в машину вентиляторов берут  $D_2$  на несколько миллиметров меньше внутреннего диаметра корпуса, для вентиляторов закрытых машин диаметр  $D_2$  берется ориентировочно равным внешнему диаметру корпуса (или на несколько миллиметров меньше, можно принять):

$$D_2 = (0,85 - 0,95) D_{\text{корп}}$$

Окружная скорость по внешнему диаметру:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (1)$$

Известно, что функция  $\eta_{a=} f(Q)$  имеет свой максимум в точке максимума к.п.д. и это соответствует  $Q \approx Q_{\text{max}} 0,5$  и  $P = 0,75 P_{\text{max}}$  (см.рис.6).

Поскольку целесообразно эксплуатировать вентилятор при максимальном к.п.д. Поэтому в расчете принимается, что

$$Q_{\text{п}} = 0,5 Q_{\text{max}} \text{ и } P_{\text{п}} = 0,75 P_{\text{max}} \quad (2)$$

Здесь  $Q_{\text{п}}$  – требуемый расход, определяемый из суммарных тепловых потерь в машине;

$P_{\text{п}}$  – требуемый напор вентилятора машины для компенсации расхода  $Q_{\text{п}}$ .

Из (2) можно записать:



$$Q_{\max} = \frac{Q_H}{0.5} \quad (3)$$

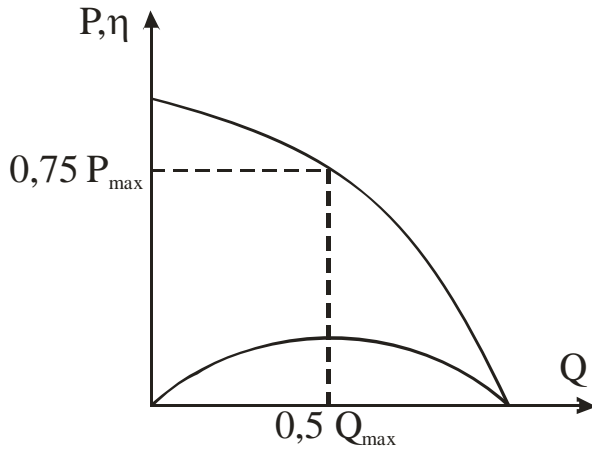


Рис. 6. Внешняя аэродинамическая характеристика ( $P = f(Q)$ ) и характеристика к.п.д. вентилятора  $\eta = f(Q)$ .

Здесь  $Z$ - аэродинамическое сопротивление системы охлаждения машины. Сопротивление  $Z$  берется из аэродинамического расчета машины. При радиальных лопатках из уравнения к.з. вентилятора:

$$Q_{\max} = k_m \cdot U_2 \cdot S_2 = 0.42 \cdot U_2 \cdot S_2 \quad (4)$$

Получим соотношение для площади поверхности выхода по внешнему диаметру вентилятора:

$$S_2 = \frac{Q_{\max}}{0.42 \cdot U_2} = \frac{60 \cdot Q_{\max}}{0.42 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot n} \quad (5),$$

а ширина лопатки

$$b_2 = \frac{S_2}{0.92 \cdot \pi \cdot D_2},$$

где коэффициентом  $k=0.92$  учитывается эффективность использования лопатки.

В режиме Х.Х. вентилятора расходная скорость  $W_1$  и  $W_2 = 0$ , а тангенциальные скорости:

$$C_{1u} = U_1 \text{ и } C_{2u} = U_2.$$

И в таком случае уравнение давления вентилятора

$$P = \eta_a \cdot \rho \cdot (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

принимает вид:

$$P_{\max} = \eta \cdot \rho \cdot (U_2^2 - U_1^2) \quad (6)$$

Из уравнения (6) с учетом (3) можно записать уравнение окружной линейной скорости вентилятора по внутреннему диаметру  $u_1$ :

$$u_1 = \sqrt{u_2^2 - \frac{z \cdot Q_H^2}{0,75 \cdot \rho \cdot \eta_a}}, \quad (7)$$

где  $\eta=0,5; 0,6; 0,75$  - аэродинамический к.п.д., зависящий от направления вращения и изгиба лопатки (0,6 для прямых лопаток);

Теперь можно определить внутренний диаметр установки лопаток вентилятора:

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n}. \quad (8)$$

У встроенных вентиляторов соблюдается соотношение  $D_2/D_1 \approx 1,2 \dots 1,5$ .

Число лопаток определяется:

$$N = 1,25 \cdot \sqrt[3]{D_{\text{корп}}}, \text{ при } n \leq 1500 \text{ об/мин}$$

$$N = \sqrt[3]{D_{\text{корп}}}, \text{ при } n > 1500 \text{ об/мин}.$$

Таким образом, длина рабочей части лопатки проектируемого вентилятора:

$$l_{\text{л}} = 1/2(D_2 - D_1).$$

Для расчета приблизительной оценки  $l_{\text{л}}$  может быть использовано соотношение:  $l_{\text{л}} \approx 0,2 D_{\text{корп}}$ .

В случае необходимости увеличения создаваемого расхода и давления вентилятора необходимо внести изменения в его конструкцию. Наиболее эффективным является увеличение ширины лопатки  $b_2$ .

#### 4.ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ №2

## Расчёт размеров и параметров встроенного вентилятора МПТ с построением его внешней характеристики

Расчитать размеры и параметры встроенного центробежного радиального вентилятора с прямыми лопатками машины постоянного тока, найти точку равновесия, построить внешнюю аэродинамическую характеристику и характеристику вентиляционного тракта по данным приведенным в табл. 2.

Таблица 2

Варианты заданий для выполнения индивидуального задания №2.

№ вар.	P, кВт	n, об/мин	Da, мм	Q <sub>H</sub> , м <sup>3</sup> /с	Z, с <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	Θ, град
1.	0,17	750	90	0,01	11000	80
2.	0,25	1060	90	0,25	105	60
3.	0,37	1500	90	0,3	100	40
4.	0,71	2360	90	0,35	600	20
5.	1,0	3000	90	0,04	9000	80
6.	0,9	2120	90	0,045	8500	60
7.	1,3	3150	90	0,05	80	40
8.	0,13	800	90	0,05	7500	20
9.	0,18	1000	90	0,06	1050	80
10.	0,28	1600	90	0,067	650	60
11.	0,4	2300	90	0,062	60	40
12.	0,4	2200	90	0,007	5500	20
13.	0,18	1120	112	0,034	5000	80
14.	0,53	2240	90	0,027	4500	60
15.	0,75	3150	90	0,053	400	40
16.	0,9	2000	100	0,067	350	20
17.	5,3	3350	100	0,25	3000	80
18.	1,5	950	100	0,083	250	60
19.	1,25	2500	112	0,074	220	40
20.	2,2	4000	112	0,086	200	20
21.	7,5	3750	112	0,075	180	80
22.	4,0	1850	112	0,06	160	60
23.	1,1	4300	100	0,07	2150	20
№ вар.	P, кВт	n, об/мин	Da, мм	Q <sub>H</sub> , м <sup>3</sup> /с	Z, с <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	Θ, град

24.	90,0	1060	280	0,32	2400	40
25.	75,0	630	315	0,12	840	20
26.	85,0	1000	280	0,3	320	60
27.	40,0	4200	280	0,3	1400	80
28.	4	3000	100	0,35	200	60
29.	5,5	3000	100	0,4	250	40
30.	5,5	1500	112	0,3	230	20
31.	3	1000	112	0,05	7900	80
32.	2,2	750	112	0,15	180	60
33.	7,5	1500	132	0,18	1950	40

## 5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К СДАЧЕ ЭКЗАМЕНА (ЗАЧЕТА) ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Вопросы приведены согласно разделов изучаемого курса «Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты электрических машин»

### *Введение*

1. Виды расчетов при проектировании систем охлаждения ЭМ.
2. Связь теплового и вентиляционного расчетов.
3. Критерии гидромеханического и теплового подобия.

### *Охлаждающие среды и их свойства*

1. Виды охлаждающих сред.
2. Вязкость охлаждающих сред.
3. Сжимаемость охлаждающих сред.

### *Элементы кинематики жидкости*

1. Общие вопросы.
2. Линии тока в поле скорости жидкости.
3. Трубка в поле скоростей жидкости.

### *Уравнение движения*

1. Давление жидкости в состоянии покоя.
2. Гравитационная сила и распределение давления в жидкости.
3. Инерция в движущейся жидкости.

4. Уравнение движения.
5. Уравнение Бернулли как результат решения уравнения движения.
6. Упрощенная форма уравнения Бернулли.

### *Сопротивление жидкости*

1. Природа сопротивления жидкости.
2. Пограничный слой при движении жидкости.
3. Уравнение Бернулли для жидкости с трением.
4. Физический смысл уравнения Бернулли.

### *Режимы движения жидкости и газа*

1. Гидродинамическое подобие течения среды.
2. Режимы движения среды.
3. Сопротивление движения среды при ламинарном режиме.
4. Сопротивление движения среды при турбулентном режиме.

### *Местные сопротивления*

1. Местное сопротивление внезапного расширения тракта.
2. Местное сопротивление внезапного сужения тракта.
3. Местное сопротивление при прохождении струи через отверстие.
4. Местное сопротивление при движении в диффузоре.
5. Местное сопротивление входа.
6. Местное сопротивление при повороте струи.
7. Гидравлическое сопротивление вращающихся каналов.
8. Гидродинамика зазора между статором и ротором при отсутствии аксиального движения.
9. Гидродинамика зазора между статором и ротором при наличии аксиального движения.
10. Гидравлическое сопротивление вращения и аксиального движения среды в зазоре между статором и ротором.

### *Гидравлическое и аэродинамическое сопротивление ЭМ*

1. Гидравлические эквиваленты основных элементов систем охлаждения ЭМ.
2. Гидравлическое сопротивление элементов системы охлаждения ЭМ.
3. Гидравлическое сопротивление ЭМ.

## *Вентиляционные расчеты*

1. Задачи вентиляционного расчета.
2. Графическое решение уравнения равновесия.
3. Теоретическое давление центробежного вентилятора.
4. Внешняя аэродинамическая характеристика вентилятора.
5. Универсальная аэродинамическая характеристика вентилятора.
6. Основы проектирования осевых вентиляторов.
7. Расчет аэродинамических давлений схемы вентиляции методом уравнильных потерь.

## *Основы теории теплопередачи*

1. Перенос теплоты. Конвективный теплообмен
2. Теплопередача теплопроводностью
  - 2.1 Температурное поле.
  - 2.2 Основной закон теплопроводности.
  - 2.3 Дифференциальное уравнение теплопроводности.
  - 2.4 Условие однозначности при решении задач теплопроводности.
  - 2.5 Граничные условия в решении задач теплопроводности.
  - 2.6 Разновидности задач теплопроводности.
3. Теплопередача излучением
  - 3.1 Общие понятия теплового излучения.
  - 3.2 Закон Бланка.
  - 3.3 Закон Вина.
  - 3.4 Закон Стефана - Больцмана.
  - 3.5 Излучение серого тела.
  - 3.6 Закон Кирхгофа.

## *Тепловой расчет электрической машины*

1. Общие понятия тепловых расчетов ЭМ. Теплоисточники и теплостоки.
2. Температура и превышение температуры элементов ЭМ, влияние на срок службы.
3. Методы измерения температуры.
4. Режимы работы ЭМ.
5. Теплостоки в ЭМ и их рациональное размещение.
6. Виды и способы охлаждения ЭМ.
7. Системы охлаждения ЭМ.
8. Контурность систем охлаждения ЭМ.
9. Обозначение способов охлаждения. Связь степени защиты и устройства системы охлаждения.
10. Расчет установившегося нагрева ЭМ.

- 10.1 Основные источники тепловыделения, перепады температуры, подогрев охлаждающей среды.
- 10.2 Расчет перепадов температуры в изоляции.
- 10.3 Теплоотдача с поверхности элементов.
- 10.4 Метод Зодерберга решения задач теплопроводности в активных элементах машины.
- 10.5 Метод эквивалентных греющих потерь для тепловых расчетов ЭМ.
- 10.6 Метод эквивалентных тепловых схем замещения.
- 10.7 Термические сопротивления элементов ЭМ.
- 10.8 Метод составления эквивалентных тепловых схем, системы уравнений и матриц.
- 10.9 Применение ВТ в тепловых расчетах ЭМ.
11. Пути интенсификации охлаждения ЭМ.

## **6.ЛИТЕРАТУРА**

### *Обязательная*

1. Сипайлов Г.А. и др. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах: Учебн. для вузов - М., Высш. шк. - 1989. - 239 с.
2. Юзаев Б.Н. Теплопередача: Учебн. для вузов - М., Высш. шк. - 1989. - 200 с.
3. Борисенко А.И. и др. Охлаждение промышленных электрических машин: - М., Энергоатомиздат - 1983. - 297 с.
4. Виноградов В.И. Вентиляторы электрических машин: - М., Энергоатомиздат - 1981. - 200 с.

### *Дополнительная*

1. Филлипов И.Ф. Теплообмен в электрических машинах: Учеб. пособие для вузов по спец. "Электрические машины" - Л., Энергоатомиздат, 1986. - 254 с.
2. Борисенко А.И. и др. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах: - М., Энергия - 1974. - 560 с.