

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(11) **040855**(13) **B1**(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ**

(45) Дата публикации и выдачи патента
2022.08.05

(51) Int. Cl. **H02K 1/32 (2006.01)**

(21) Номер заявки
202100136

(22) Дата подачи заявки
2019.10.23

(54) РОТОР ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

(31) **2018139086**

(56) US-3660702
US-A-7791230
RU-C1-2144252
RU-U1-67791

(32) **2018.11.06**

(33) **RU**

(43) **2021.10.28**

(86) **PCT/RU2019/000761**

(87) **WO 2020/096490 2020.05.14**

(71)(73) Заявитель и патентовладелец:
**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
"СИЛОВЫЕ МАШИНЫ -
ЗТЛ, ЛМЗ, ЭЛЕКТРОСИЛА,
ЭНЕРГОМАШЭКСПОРТ" (АО
"СИЛОВЫЕ МАШИНЫ") (RU)**

(72) Изобретатель:
**Афанасов Павел Анатольевич,
Карташова Татьяна Николаевна,
Прокофьев Алексей Юрьевич, Филин
Алексей Григорьевич (RU)**

(57) Изобретение относится к роторам высокоиспользованных турбогенераторов с газовым охлаждением. Технический результат - повышение интенсификации охлаждения и выравнивание температурного поля обмотки ротора по его длине. Ротор содержит охлаждающие каналы, сообщающиеся с аксиальными подпазовыми каналами, выходы охлаждающих каналов размещены на наружной поверхности ротора. Охлаждающие каналы составляют группы. Первые охлаждающие каналы со стороны обоих торцов ротора выполнены с наклоном к оси вращения ротора таким образом, что выходы этих охлаждающих каналов находятся ближе к радиальной плоскости симметрии ротора, чем их входы, а значение угла наклона к оси вращения ротора охлаждающих каналов каждой последующей группы увеличивается относительно значения угла наклона охлаждающих каналов предшествующей группы и составляет не более 90° вблизи радиальной плоскости симметрии ротора. Количество охлаждающих каналов в соседних группах отличается не более чем на 2 охлаждающих канала.

B1**040855****040855****B1**

Изобретение относится к электромашиностроению, а именно к роторам высокоиспользованных электрических машин с газовым охлаждением обмотки ротора с аксиальными подпазовыми каналами и охлаждающими каналами в обмотке ротора, в частности турбогенераторов.

Хорошо известны и широко применяются системы газового охлаждения пазовой части обмотки ротора с радиальными охлаждающими каналами, снабжаемыми газом из аксиальных подпазовых каналов, размещенных под пазами в теле ротора. В подпазовые каналы охлаждающий газ поступает из подбандажного пространства ротора, а из них направляется по радиальным каналам, выполненным в пазовой части обмотки ротора, в зазор между ротором и статором. Движение охлаждающего газа в каналах ротора осуществляется благодаря самонапорному действию радиальных каналов ротора, входы в которые расположены на меньшем радиусе, а выходы - на большем.

Система охлаждения ротора с подпазовыми аксиальными каналами, выполненными под пазами с обмоткой, и радиальными каналами, расположенными в обмотке ротора с фиксированным осевым шагом, имеет недостатки, способные привести к негативным последствиям в случае использования данной схемы при охлаждении высокоиспользованных роторов мощных турбогенераторов, имеющих значительную длину.

В таких роторах с высокой токовой нагрузкой существенное влияние на распределение температурного поля обмотки ротора оказывают два фактора, действующие однонаправленно и приводящие к росту неравномерности температуры обмотки в осевом и радиальном направлениях. Охлаждающий газ, двигаясь по аксиальному подпазовому каналу от торца бочки ротора к его середине, в случае охлаждения длинных и высоконагруженных в тепловом отношении роторов мощных турбогенераторов, существенно подогревается, и таким образом, участок обмотки в середине пазовой части охлаждается более горячим газом, чем участок обмотки, расположенный ближе к торцу бочки ротора. Более горячий газ имеет меньшую плотность, что ослабляет напор радиальных каналов и расход газа через них. Снижение расхода газа приводит к повышению температуры охлаждающего газа, проходящего через эти радиальные каналы. Таким образом, участок обмотки в средней части ротора охлаждается газом, имеющим большую начальную температуру при входе в каналы и больший подогрев. С возрастанием температуры обмотки растёт её электрическое сопротивление, которое приводит к росту тепловыделений в обмотке. Это, в свою очередь, приводит к росту температуры охлаждающего газа в радиальных каналах, снижению его плотности, напора радиальных каналов и расхода газа через них. Далее ещё сильнее растёт подогрев газа, температура обмотки и тепловыделения в ней.

Проблема оптимального распределения расхода охлаждающего газа по длине обмотки ротора мощного турбогенератора и выравнивания её температуры частично может быть решена за счёт правильно подобранного изменения поперечного сечения подпазового канала по длине ротора, но полностью преодолеть проблему неравномерного нагрева обмотки данным способом невозможно.

Известен ротор турбогенератора "Ротор турбогенератора с газовым охлаждением" (патент RU на полезную модель № 110, H02K 1/32, опубл. 25.10.1994 г.), в котором решается задача повышения эффективности охлаждения обмотки ротора за счёт улучшения аэродинамических условий движения газа по охлаждающим каналам, снабжаемым газом из подпазовых каналов. В рассматриваемом патенте предложены комбинированные охлаждающие каналы в пазовой части обмотки, каждый из охлаждающих каналов имеет три последовательных участка, из которых начальный участок выполнен наклонным и сообщаемым с подпазовым каналом, средний выполнен в аксиальном направлении, конечный - наклонным и сообщаемым с воздушным зазором через каналы в пазовых клиньях обмотки. Использование вместо радиальных каналов комбинированных охлаждающих каналов с наклонными участками позволяет повысить эффективность охлаждения обмотки ротора за счёт использования напорного действия высокой динамической составляющей скорости в подпазовом канале, для чего входные участки комбинированных каналов наклонены встречно потоку. Недостатком таких комбинированных охлаждающих каналов, имеющих значительную длину и два места поворота потока охлаждающего газа по длине канала, является избыточный нагрев обмотки ротора в высокоиспользованных генераторах. Связано это с тем, что такие комбинированные охлаждающие каналы имеют повышенное гидравлическое сопротивление, что неизбежно приведет к уменьшению расхода охлаждающего газа через такой канал. Кроме того, поверхность охлаждения аксиального участка такого канала по конструктивным соображениям обычно получается меньше, чем поверхность на наклонном участке, что также приведет к большему нагреву обмотки. Наконец, нагрев обмотки возрастает также и из-за размещения меньшего количества охлаждающих каналов по длине ротора, поскольку на участках с аксиальными каналами входы и выходы наклонных каналов располагаться не могут из-за конструктивных особенностей.

Известен ротор электрической машины согласно изобретению "Интенсификация теплообмена в роторах турбогенераторов" (патент US 7791230, H02K 9/00, H02K 1/32, H02K 1/06, опубл. 22.04.2010), в котором в пазовой части обмотки ротора размещены охлаждающие каналы, имеющие наклон по отношению к радиальному направлению, снабжаемые охлаждающим газом из аксиальных подпазовых каналов. В конструкции использован сборный канал для выпуска охлаждающего газа из лобовых частей обмотки в воздушный зазор электрической машины. Охлаждающие каналы, имеющие наклон по отношению к радиальному направлению, расположены на небольшой длине пазовой части обмотки вблизи

сборного канала и имеют угол наклона, изменяющийся по длине ротора таким образом, что меньший угол наклона к оси вращения ротора имеют каналы, расположенные ближе к сборному каналу. Недостатком данного решения является то, что в рассматриваемом изобретении решается задача повышения эффективности охлаждения только участков обмотки ротора, расположенных вблизи лобовых частей, т.е. рядом со сборным каналом, при этом вопрос интенсификации охлаждения основной пазовой части обмотки не решён.

В изобретении "Цилиндрический ротор электрической машины" (патент JP 3736192, H02K 1/32, H02K 3/24, H02K 9/08, опубл. 18.01.2006 г.) пазовая часть обмотки ротора охлаждается при помощи наклонных каналов, снабжаемых охлаждающим газом из аксиальных подпазовых каналов. Наклонные каналы имеют фиксированный угол наклона. В рассматриваемом изобретении эффективность охлаждения обмотки ротора повышена за счет того, что классическая схема охлаждения обмотки ротора с радиальными каналами, питаемыми охлаждающим газом из аксиальных подпазовых каналов, заменена на схему с наклонными каналами. В центральной части обмотки имеется область в форме трапеции без охлаждающих каналов. В высокоиспользуемых генераторах указанная область обмотки ротора без охлаждения будет иметь нагрев выше допустимых температур.

Наиболее близким по технической сущности к заявляемому изобретению является ротор согласно изобретению "Direct-cooled rotor for rotary electric machines" (патент US 3660702, H02K 1/32, опубл. 02.05.1972). В указанном изобретении рассматривается ротор электрической машины с газовым охлаждением. Ротор содержит пазы, в которые уложена обмотка с непосредственным газовым охлаждением, в меди обмотки, в пазовой части, имеются охлаждающие каналы, выполненные с наклоном к оси вращения ротора, таким образом, что выход первого охлаждающего канала со стороны торца ротора находится ближе к радиальной плоскости симметрии ротора, чем вход того же охлаждающего канала. Угол наклона охлаждающих каналов, выполненных на каждой половине ротора с наклоном к оси вращения ротора от торцов ротора до радиальной плоскости симметрии ротора, и шаг их расположения - постоянны. Входы всех охлаждающих каналов, выполненных с наклоном к оси вращения ротора, сообщаются с аксиальным подпазовым каналом, выполненным в роторе, а выходы части охлаждающих каналов, выполненных с наклоном к оси вращения ротора, выполнены на наружной поверхности ротора на участках от торцов ротора до его центральной зоны. В центральной зоне ротора выполнен, как минимум, один радиальный канал, с которым сообщаются выходы близлежащих охлаждающих каналов, выполненных с наклоном к оси вращения ротора. Таким образом, в центральной зоне ротора часть охлаждающих каналов, выполненных с наклоном к оси вращения ротора, не имеет собственных выходов на поверхность ротора, т.е. система охлаждающих каналов в центральной зоне выполнена в виде "ёлочки". Такая конструкция системы охлаждения позволяет минимизировать неравномерность распределения расходов газа по каналам в пазовой части роторов, имеющих относительно небольшую длину и ненагруженных в тепловом отношении. Однако в мощных высокоиспользуемых турбогенераторах, имеющих значительную длину ротора, применение одного сборного радиального канала в центральной обмотке ротора для выпуска охлаждающего газа из нескольких соседних наклонных каналов приведет к росту аэродинамического сопротивления такой системы взаимосвязанных каналов из-за наличия общего сборного участка, снижению расхода газа через них и повышению температуры обмотки в этой зоне.

Технический результат, на достижение которого направлено предлагаемое техническое решение, заключается в повышении интенсификации охлаждения и выравнивании температурного поля обмотки ротора по его длине применительно к роторам мощных высокоиспользуемых электрических машин, благодаря оптимальному распределению расхода охлаждающего газа по охлаждающим каналам ротора и повышению уровня скоростей газа в этих каналах.

Указанный технический результат достигается за счет того, что ротор электрической машины с газовым охлаждением содержит пазы, в которые уложена обмотка с непосредственным газовым охлаждением. В меди обмотки от торцов ротора до его радиальной плоскости симметрии имеются охлаждающие каналы. Входы охлаждающих каналов сообщаются с аксиальными подпазовыми каналами. Первые охлаждающие каналы со стороны обоих торцов ротора выполнены с наклоном к оси вращения ротора, таким образом, что выходы этих охлаждающих каналов находятся ближе к радиальной плоскости симметрии ротора, чем их входы. Выходы охлаждающих каналов размещены на наружной поверхности ротора. На участке от торца ротора до его радиальной плоскости симметрии охлаждающие каналы составляют группы, включающие по меньшей мере один охлаждающий канал, причем значение угла наклона к оси вращения ротора охлаждающих каналов каждой последующей группы увеличивается относительно значения угла наклона охлаждающих каналов предшествующей группы, начиная от значения угла наклона охлаждающих каналов группы, включающей первый охлаждающий канал со стороны торца ротора, и составляет не более 90° вблизи радиальной плоскости симметрии ротора. Количество охлаждающих каналов в соседних группах отличается не более чем на 2 охлаждающих канала.

Благодаря переходу к схеме с охлаждающими каналами, в которой все выходы охлаждающих каналов размещают на наружной поверхности ротора, а сами охлаждающие каналы составляют группы, включающие по меньшей мере один охлаждающий канал и отличающиеся по количеству каналов от смежных групп не более чем на 2 канала, а значение угла наклона к оси вращения ротора охлаждающих

каналов каждой последующей группы постоянно в пределах группы и увеличивается относительно значения угла наклона охлаждающих каналов предшествующей группы, начиная от значения угла наклона охлаждающих каналов группы, включающей первый охлаждающий канал со стороны торца ротора, и составляет не более 90° вблизи радиальной плоскости симметрии ротора достигаются следующие преимущества:

- обеспечивается оптимальное распределение расхода газа в каналах по длине ротора;
- повышается средний уровень скоростей газа в каналах;
- повышается интенсификация охлаждения и выравнивается температурное поле;
- снижается средняя температура обмотки ротора;
- снижается температура обмотки в середине ротора;
- уменьшается неравномерность распределения максимальной температуры обмотки по длине ротора;
- уменьшается неравномерность распределения температуры обмотки в радиальном направлении в наиболее горячей центральной части ротора.

Благодаря описанному способу изменения значения угла наклона от торцов ротора к его радиальной плоскости симметрии обеспечивается плавность и равномерность изменения угла по длине обмотки ротора в соответствии с требуемым расчётным законом изменения. Группы наклонных каналов, идущие от противоположных торцов ротора, смыкаются, не оставляя неохлаждаемых участков обмотки, и необходимость в центральной стыковочной зоне в виде "ёлочки" отсутствует.

Для наиболее оптимального распределения расхода газа по охлаждающим каналам и повышения уровня скоростей газа в охлаждающих каналах характер изменения угла наклона каналов должен быть выбран по результатам теплового и гидравлического расчётов системы охлаждения обмотки ротора.

В частном случае, все группы охлаждающих каналов могут содержать только один охлаждающий канал, т.е. каждый охлаждающий канал будет иметь свое индивидуальное значение угла наклона к оси вращения ротора, причём значение угла наклона каждого последующего охлаждающего канала при движении от торцов ротора к его радиальной плоскости симметрии будет больше, чем у предшествующего охлаждающего канала.

Предлагаемое изобретение поясняется следующими чертежами.

На фиг. 1 показан фрагмент ротора электрической машины с системой охлаждения пазовой части обмотки ротора при помощи охлаждающих каналов, расположенных под углом наклона β к оси вращения ротора, значение которого изменяется по длине ротора от первого охлаждающего канала со стороны торца ротора до охлаждающего канала вблизи радиальной плоскости симметрии ротора.

На фиг. 2 показана схема движения газа в системе с аксиальным подпазовым каналом и радиальным охлаждающим каналом (пунктирная линия), либо наклонным охлаждающим каналом, имеющим угол наклона β (сплошная линия).

На фиг. 3 схематично показана зависимость потерь давления Δp : потерь трения $\Delta p_{тр}$, потерь, связанных с поворотом потока и входом в охлаждающий канал из подпазового $\Delta p_{вх}$, и их суммы $\Delta p_{сум}$ в зависимости от угла наклона β охлаждающего канала.

На фиг. 4, 5 и 6 представлены частные случаи исполнения охлаждающих каналов при ограничении возможностей технологического оборудования по резке наклонных охлаждающих каналов в витках обмотки.

На фиг. 7 представлено сечение ротора, проходящее через продольную плоскость симметрии уложенной в паз ротора обмотки и через охлаждающие каналы, выполненные в середине по ширине проводников обмотки и лежащие в данной плоскости симметрии для двух вариантов исполнения охлаждающих каналов ротора - классического варианта с радиальными охлаждающими каналами (вверху) и варианта с наклонными охлаждающими каналами, выполненного в соответствии с заявляемым изобретением (внизу).

На фиг. 8 представлены графики распределения максимума температуры меди (температура меди на внешнем радиусе) по осевой координате (по длине ротора) и расхода по охлаждающим каналам. Буквами на графике обозначены следующие зависимости:

А - распределение расхода охлаждающего газа по каналам при использовании радиальных охлаждающих каналов;

В - распределение максимума температуры меди по осевой координате при использовании радиальных охлаждающих каналов;

С - распределение расхода охлаждающего газа по каналам при использовании наклонных охлаждающих каналов, выполненных в соответствии с заявляемым изобретением;

Д - распределение максимума температуры меди по осевой координате при использовании наклонных охлаждающих каналов, выполненных в соответствии с заявляемым изобретением.

Ротор 1 турбогенератора с газовым охлаждением, показанный на фиг. 1, имеет пазы, в которые уложена обмотка 2 с непосредственным газовым охлаждением. В меди обмотки 2 имеются охлаждающие каналы 3, размещенные по всей длине пазовой части обмотки ротора. В показанном на фиг. 1 примере

исполнения охлаждающие каналы 3 выполнены группами, включающими только один канал. Таким образом, все охлаждающие каналы 3 имеют разные значения угла наклона β к оси вращения ротора, причём угол наклона β последовательно увеличивается от предыдущего канала к последующему при движении от торцов ротора 1 к его радиальной плоскости симметрии 5 и составляет у радиальной плоскости симметрии 5 не более 90° . Входы в охлаждающие каналы 3 сообщаются с подпазовыми аксиальными каналами 4, выполненными в валу ротора 1, а выходы охлаждающих каналов 3 размещены на наружной поверхности ротора 1.

В общем случае возможен любой способ задания последовательного изменения значения угла наклона β охлаждающих каналов по длине ротора. Рассмотрим ротор, включающий N групп каналов, каждая i -группа каналов тогда может содержать M_i каналов ($i=1, \dots, N$), а общее количество n охлаждающих каналов в роторе тогда составит

$$n = \sum_{i=1}^N M_i, \text{ где}$$

n - требуемое количество охлаждающих каналов,

N - количество групп охлаждающих каналов на длину ротора,

M_i - количество каналов в каждой i -группе ($i=1, \dots, N$),

i - порядковый номер группы охлаждающих каналов ($i=1, \dots, N$).

Для примера в табл. 1 показан вариант расчета для системы охлаждения, включающей n наклонных каналов, разбитых по N группам, причём общее количество охлаждающих каналов n - нечётное, при этом все группы, кроме последней, содержат по 2 канала, а последняя группа N содержит 3 канала.

Тогда все характерные параметры системы охлаждения обмотки, однозначно задающие конфигурацию наклонных охлаждающих каналов, могут быть сведены в табл. 1.

Таблица 1

№ группы каналов, i	1		2		...		N		
Угол наклона каналов группы, β_i	β_1		β_2		...		β_N		
Количество каналов в группе, M_i	$M_1 = 2$		$M_2 = 2$		...		$M_N = 3$		
№ группы / № канала в группе, i / j	1/1	1/2	2/1	2/2	...	...	N/1	N/2	N/3
Общий порядковый № канала, k	1	2	3	4	...	...	n-2	n-1	n
Координата выхода канала, Z_k	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	...	...	Z_{n-2}	Z_{n-1}	Z_n

В таблице использованы следующие дополнительные обозначения:

i/j - порядковые номера текущей группы каналов в обмотке ротора ($i=1, \dots, N$) и текущего канала внутри его группы ($j=1, \dots, M_i$);

k - порядковый номер охлаждающего канала в обмотке ротора, начиная с первого канала со стороны торца ротора, ($k=1, \dots, n$);

Z_k - осевая координата выхода охлаждающего канала на внешнем радиусе обмотки от радиальной плоскости симметрии ротора ($k=1, \dots, n$).

В рассмотренном на фиг. 1 примере, когда каждая группа включает только один канал, каждый последующий охлаждающий канал имеет угол наклона больший, чем у предыдущего охлаждающего канала при движении в направлении со стороны торцов ротора к его радиальной плоскости симметрии. Соответственно, если использовать обозначения, приведённые выше в табл. 1, это означает, что общее количество каналов равно количеству групп каналов: $n=N$, также совпадают индексы для любого текущего произвольно взятого канала и группы каналов: $k=i$, т.е. порядковый номер канала равен номеру группы.

Изменение угла наклона в примере, когда каждая группа включает только один канал, может быть задано, в частности, по линейному закону: значение угла наклона β_i для любого промежуточного охлаждающего канала может быть рассчитано в зависимости от значений угла наклона первого от торца ротора охлаждающего канала β_1 и угла наклона последнего охлаждающего канала β_N , расположенного у радиальной плоскости симметрии ротора, по формуле

$$\beta_i = \beta_1 + (i-1) \frac{\beta_N - \beta_1}{N-1},$$

где β_i - значение угла наклона к оси вращения ротора для промежуточного i -го охлаждающего канала;

β_1 - значение угла наклона к оси вращения ротора для первого со стороны торца ротора охлаждающего канала;

i - номер текущего охлаждающего канала, отсчитываемый в направлении со стороны торца ротора к его радиальной плоскости симметрии;

β_N - значение угла наклона последнего N -го охлаждающего канала, расположенного у радиальной плоскости симметрии ротора;

N - общее количество охлаждающих каналов в пазовой части обмотки на половину паза ротора (от стороны торца ротора до радиальной плоскости симметрии).

Задание последовательного изменения значения углов наклона β в случае, когда все группы каналов содержат только один канал, также может выполняться косвенно, путём задания осевого шага $\Delta z_{\text{вх}}$ между охлаждающими каналами на радиусе входа в охлаждающие каналы и осевого шага $\Delta z_{\text{вых}}$ между охлаждающими каналами на радиусе выхода из охлаждающих каналов, причём $\Delta z_{\text{вх}}$ больше $\Delta z_{\text{вых}}$. При данном способе задания изменения значения угла наклона β , координаты входов и выходов охлаждающих каналов отсчитываются от радиальной плоскости симметрии ротора по формулам

$$z_{\text{Bxi}} = \Delta z_{\text{вх}} (N - i + 0,5) \text{ и } z_{\text{Выxi}} = \Delta z_{\text{вых}} (N - i + 0,5),$$

где $z_{\text{вх } i}$ и $z_{\text{Вых } i}$ - осевая координата входа и выхода, соответственно, i -го охлаждающего канала, отсчитываемая от радиальной плоскости симметрии ротора;

$z_{\text{вх}}$ и $z_{\text{Вых}}$ - осевой шаг между охлаждающими каналами на радиусах входа и выхода соответственно;

N - общее количество охлаждающих каналов в пазовой части обмотки на половину паза ротора (от стороны торца ротора до радиальной плоскости симметрии);

i - номер текущего охлаждающего канала, отсчитываемый со стороны торца ротора к его радиальной плоскости симметрии.

При этом осевой шаг между охлаждающими каналами на радиусах входа и выхода рассчитывается по формулам

$$\Delta z_{\text{вх}} = \frac{z_{\text{вх1}}}{N - 0,5} \text{ и } \Delta z_{\text{Вых}} = \frac{z_{\text{Вых1}}}{N - 0,5},$$

где $z_{\text{вх1}}$ и $z_{\text{Вых1}}$ - осевые координаты, соответственно, входа в первый охлаждающий канал и выхода из первого охлаждающего канала, расположенного со стороны торца бочки ротора, измеряемые от радиальной плоскости симметрии ротора и определяемые с учётом требуемого угла наклона первого охлаждающего канала β_1 , зависящего от указанных осевых координат и высоты обмотки L_0 (см. фиг. 1)

$$\text{tg } \beta_1 = L_0 / (z_{\text{вх1}} - z_{\text{Вых1}}),$$

где L_0 - высота обмотки, уложенной в паз ротора.

При этом угол последнего N -канала, примыкающего к радиальной плоскости симметрии ротора, определяется осевым шагом $\Delta z_{\text{вх}}$ между входами в каналы на радиусе входа и осевым шагом $\Delta z_{\text{Вых}}$ между выходами из наклонных каналов на радиусе выхода, и вычисляется по тем же формулам при $i=N$

$$z_{\text{вхN}} = \Delta z_{\text{вх}} / 2, \quad z_{\text{ВыхN}} = \Delta z_{\text{Вых}} / 2$$

$$\text{tg } \beta_N = 2 L_0 / (\Delta z_{\text{вх}} - \Delta z_{\text{Вых}})$$

Для понимания заявляемой схемы охлаждения обмотки ротора рассмотрим движение газа в аксиальном подпазовом канале и в охлаждающем канале (радиальном или наклонном), интенсивность теплоотдачи от стенки канала к охлаждающему газу и потери давления, возникающие при прохождении газа через подпазовый и охлаждающий (радиальный или наклонный) канал. На фиг. 2 для сравнения радиальных и наклонных охлаждающих каналов представлена схема движения газа в системе с аксиальным подпазовым каналом и охлаждающим радиальным (пунктирная линия) каналом, либо наклонным (сплошная линия) каналом. В подпазовом канале под обмоткой газ движется с осевой скоростью c_z ПК, параллельной оси вращения ротора. Затем некоторый объём газа разворачивается в радиальный либо наклонный канал и, проходя по нему, охлаждает обмотку. Зафиксируем независимо от варианта исполнения охлаждающего канала объём вынимаемой под канал меди и объёмный расход газа V через него. Тогда в обоих случаях расходная радиальная составляющая скорости c_r составит $c_r = c_0$. Но при использовании наклонного охлаждающего канала появляется и вторая составляющая скорости в канале - осевая c_z , а общая величина скорости увеличивается в зависимости от значения угла наклона канала β до значения $c = c_0 / \sin \beta$. При этом увеличивается коэффициент теплоотдачи с поверхности охлаждающего наклонного канала, зависящий от скорости газа в нём, соответственно, снижается конвективный перепад температуры с поверхности канала и уменьшается температура меди.

Таким образом, применение наклонных охлаждающих каналов по сравнению с радиальными охлаждающими каналами при одинаковом расходе газа через ротор позволяет повысить скорости газа в наклонных охлаждающих каналах и коэффициенты теплоотдачи с их поверхности, а, следовательно, снизить температуру обмотки.

Влияние значения угла наклона β на расход газа через наклонный (или радиальный, как частный случай при $\beta=90^\circ$) охлаждающий канал проявляется через две составляющие потерь давления газа в нём:

потери трения $\Delta p_{\text{тр}}$ и потери, связанные с поворотом потока и входом в наклонный или радиальный охлаждающий канал из подпазового $\Delta p_{\text{вх}}$. На фиг. 3 схематично показано изменение этих двух составляющих и их суммы $\Delta p_{\text{сум}}$ в зависимости от значения угла наклона β охлаждающего канала.

При уменьшении угла наклона β охлаждающего канала увеличивается длина канала $L=L_0/\sin\beta$ и скорость в нём $c=c_0/\sin\beta$, что ведёт к росту потерь трения в канале при неизменном расходе газа через него. В то же время, с уменьшением угла β , являющимся, по сути, углом поворота потока, уменьшаются потери давления при входе в охлаждающий канал, связанные с поворотом потока и зависящие от скорости в подпазовом канале $c_{z\text{ пк}}$. Сумма потерь $\Delta p_{\text{сум}}$, показанная на графике, в общем виде может иметь минимум как где-то в середине диапазона от 0 до 90° , так и при значении угла наклона, равном 90° , что зависит от сочетания геометрических параметров системы охлаждения и значений скорости в радиальных (или наклонных) каналах и подпазовом канале. При угле β , стремящемся к нулю, суммарные потери давления $\Delta p_{\text{сум}}$ стремятся к бесконечности, так как в этом случае составляющая потерь трения $\Delta p_{\text{тр}}$ стремится к бесконечности (очень длинный и узкий наклонный канал с огромной скоростью в нём). В свою очередь, изменение суммарных потерь давления в охлаждающем канале $\Delta p_{\text{сум}}$ в зависимости от его угла наклона β влияет в ту или иную сторону на расход газа через рассматриваемый охлаждающий канал.

Таким образом, имеется достаточно сложная, но математически определенная авторами взаимосвязь между значением угла наклона β охлаждающего канала обмотки и максимальной температурой обмотки в зоне охлаждающего канала, которая определяет требуемое изменение значения угла наклона охлаждающих каналов по длине ротора. Определено, что ближе к торцу бочки ротора скорость газа в питающем подпазовом канале высока и велика роль входных потерь, связанных с поворотом потока, а в середине ротора скорость в подпазовом канале минимальна и всё определяется потерями трения в охлаждающем канале.

Данный подход справедлив как для случая, представленного на фиг. 1, когда каждая группа включает только один охлаждающий канал, так и для любого иного варианта, когда каналы выполнены группами, включающими несколько охлаждающих каналов, имеющих одинаковое значение угла внутри группы, но при условии соблюдения ранее отмеченного ограничения - количество охлаждающих каналов в соседних группах отличается не более чем на 2 охлаждающих канала, для обеспечения плавности и равномерности изменения угла по длине обмотки ротора в соответствии с требуемым расчётным законом изменения угла наклона.

Вблизи торца ротора угол наклона β может иметь значение около 30° , в отдельных случаях при очень высокой скорости в начале подпазового канала приближаться к 20° . Дальнейшее уменьшение угла наклона охлаждающих каналов ограничивается обычно сразу двумя факторами - резко возрастающими гидравлическими потерями в длинном и узком наклонном канале и технологическими возможностями изготовления наклонного канала в медных проводниках.

О первом факторе уже упоминалось ранее при рассмотрении соотношения гидравлических потерь в случае последовательного протекания газа через подпазовый и наклонный охлаждающий канал. Было показано, что при неизменном уровне расходной составляющей скорости c_0 с уменьшением угла наклона β увеличивается длина канала и скорость газа в нём (см. фиг. 2)

$$L = L_0/\sin\beta \text{ и } c = c_0/\sin\beta,$$

где L и L_0 - длина наклонного и радиального охлаждающего канала;

c и c_0 - скорость газа в наклонном и радиальном охлаждающем канале при одном и том же значении расхода соответственно.

Потери трения $\Delta p_{\text{тр}}$ в канале пропорциональны длине канала в первой степени и скорости газа в нём во второй степени, что даёт в итоге кубическую пропорцию между потерями трения в канале и синусом угла наклона канала

$$\Delta p_{\text{тр}} \sim 1 / \sin^3\beta,$$

т.е. рост потерь трения обратно пропорционален кубу синуса угла наклона β , поэтому идти на уменьшение угла β оправдано только до тех пор, пока прирост потерь трения компенсируется снижением потерь, связанных с поворотом и входом потока в наклонный охлаждающий канал из подпазового канала. Исходя из этих соображений, оптимальный угол наклона β для первого охлаждающего канала со стороны торца ротора будет тем меньше, чем выше отношение осевой скорости $c_{z\text{ пк}}$ в начале подпазового канала, определяющей потери поворота, к расходной составляющей скорости c_0 , определяющей уровень скоростей и потери трения в охлаждающих наклонных каналах обмотки.

Второй фактор связан с технологическими ограничениями оборудования. При изготовлении охлаждающих каналов в проводниках, в зависимости от используемой технологии, существуют объективные технологические ограничения по углу прорезки каналов в витках обмотки. Так, например, для установок гидроабразивной резки такими ограничениями могут быть физический предел поворота режущей головки станка относительно нормали к обрабатываемой поверхности и предельно допустимый угол резания, при несоблюдении которого начинает происходить отражение гидроабразивной струи от обрабатываемой

мой поверхности и резкое ухудшение качества обработки. С учётом сказанного, при проектировании и изготовлении обмотки с наклонными охлаждающими каналами следует одновременно соблюдать оба ограничения - не допускать резкого роста потерь трения в охлаждающих каналах и учитывать технологические возможности имеющегося в наличии оборудования.

Вблизи радиальной плоскости симметрии ротора значение угла наклона β должно либо равняться 90° , либо быть несколько меньше 90° . Малые углы наклона охлаждающих каналов в середине ротора недопустимы, так как при выборе малого угла наклона β в середине ротора образуется трапецевидная или треугольная неохлаждаемая зона, в которой возможен локальный пик температуры. Кроме того, осевая скорость в подпазовом канале в середине ротора близка к нулю, поэтому использование охлаждающего канала с малым углом наклона к оси вращения ротора в этой зоне, в отличие от торцевых областей ротора, наоборот будет приводить к дополнительному росту потерь давления и снижению расхода через канал.

В качестве примера, подтверждающего эффективность заявляемой системы охлаждения ротора с наклонными охлаждающими каналами, ниже приведены результаты расчётов классической системы охлаждения ротора с непосредственным воздушным охлаждением обмотки с классическими радиальными охлаждающими каналами и системы охлаждения ротора с непосредственным воздушным охлаждением обмотки с наклонными охлаждающими каналами. Эскизы двух вариантов исполнения обмотки с радиальными и наклонными охлаждающими каналами представлены на фиг. 7. Расчёты были выполнены с использованием одного из современных коммерческих пакетов трёхмерного расчёта вязкого сжимаемого газа.

Расчёты для сопоставляемых систем охлаждения выполнены "при прочих равных" - расход охлаждающего воздуха задан одинаковым для обеих систем, геометрические параметры расчётных областей идентичны, удельные объёмные тепловыделения в меди обмотки также заданы одинаковыми. Расположение выходов охлаждающих каналов обмотки было взято одинаковым, в том числе и для сохранения конструкции роторных клиньев, удерживающих обмотку в пазах. При этом следует учитывать, что при использовании наклонных каналов расчётный объём меди, а значит и суммарные тепловыделения, равные произведению удельных тепловыделений и геометрического объёма меди, выше на 6,5% за счёт добавления треугольной области, обведённой на фиг. 7 пунктиром и обозначенной значком "*". Таким образом, по суммарным тепловыделениям система охлаждения с использованием наклонных каналов является более нагруженной, чем система с радиальными каналами. Но здесь следует понимать, что речь идёт об увеличении тепловой нагрузки за счёт перераспределения охлаждаемого объёма меди - объёма, обозначенного "*" на фиг. 7, переноса этого объёма из зоны лобовых частей, охлаждаемой аксиальными каналами, в зону, относящуюся к основной пазовой части обмотки. Удельные тепловыделения на единицу объёма меди, а значит и суммарные тепловыделения во всей обмотке ротора, включая пазовую и лобовую части, остаются неизменными, одинаковыми для обеих систем охлаждения. Теплообмен на правой границе расчетной области с примыкающей зоной лобовых частей обмотки, имеющей свои охлаждающие каналы, не учитывался. Можно отметить, что и это допущение работает в пользу системы с наклонными каналами, так как зона лобовых частей в системе с радиальными каналами неизбежно окажется больше на тот же объём "*", а значит, в системе с радиальными каналами следует ожидать большего негативного влияния со стороны примыкающей зоны лобовых частей, чем в системе с наклонными каналами.

На фиг. 8 представлены графики А, В, С, D распределения максимума температуры меди на внешнем радиусе обмотки по осевой координате и расхода по охлаждающим каналам, характеризующие эффективность сопоставляемых систем охлаждения.

Направление оси X на графиках (фиг. 8) соответствует представленным на фиг. 7 эскизам: поток движется справа налево, т.е. крайняя правая точка графика соответствует первому охлаждающему каналу со стороны торца ротора, крайняя левая точка соответствует последнему охлаждающему каналу, расположенному вблизи радиальной плоскости симметрии ротора. Видно, что при использовании системы охлаждения с наклонными каналами в распределении воздуха по охлаждающим каналам чётко наблюдается тенденция возрастания расхода в каналах при движении от торца ротора к его радиальной плоскости симметрии - кривая "С". Важным отличием системы с наклонными каналами является то, что при переходе с большего сечения питающего подпазового канала на меньшее не наблюдается резкого скачка расхода воздуха между соседними охлаждающими каналами. В целом, сохраняется тенденция возрастания расхода при движении от торца ротора к его середине. В результате, на охлаждение наиболее горячих верхних витков обмотки с увеличением угла наклона каналов влияние оказывают два противоположных фактора: возрастание расхода воздуха в охлаждающих каналах и снижение его подогрева при прохождении через канал, с одной стороны, и уменьшение скорости в канале за счёт увеличения угла его наклона от оси вращения, а значит, некоторое снижение теплоотдачи, с другой стороны. При выборе закона изменения угла наклона охлаждающих каналов по длине ротора в соответствии с описанным подходом, предложенным авторами, удаётся обеспечить высокую равномерность распределения максимальной температуры меди, наблюдаемой на внешнем радиусе, у верхнего витка обмотки, по осевой координате -

кривая "D".

Напротив, система охлаждения с радиальными каналами формирует крайне неравномерное распределение расхода по охлаждающим каналам - кривая "А", демонстрируя при этом высокую чувствительность к форме питающего подпазового канала. В местах уменьшения сечения питающего подпазового канала наблюдается резкое скачкообразное изменение расхода от предыдущего охлаждающего канала к последующему, вызванное повышением скорости в подпазовом канале и соответствующим ростом потерь давления при повороте потока и входе в охлаждающие радиальные каналы.

Представленные на фиг. 8 кривые максимума температуры обмотки "В" и "D" наглядно демонстрируют более высокую эффективность использования располагаемого расхода охлаждающего воздуха в системе с наклонными каналами. Видно, что при использовании системы с радиальными каналами - кривая "А", расход воздуха в четырёх первых радиальных охлаждающих каналах со стороны торца ротора оказался даже выше, чем в системе с наклонными охлаждающими каналами - кривая "С", что объясняется существенным ростом скорости в наклонных каналах с малым углом наклона и ростом потерь трения в них. В то же время, максимальная температура обмотки в зоне первых со стороны торца каналов меньше при использовании наклонных каналов - кривая "D", что обеспечивается благодаря упомянутому росту скорости в них. Начиная с 5-го канала, значения расходов через охлаждающие каналы в системе с наклонными каналами - кривая "С", становятся выше, чем в системе с радиальными каналами - кривая "А", и преимущество наклонных каналов становится ещё существеннее. В районе 5-го и 6-го каналов наблюдается наибольший эффект: максимальная температура обмотки с наклонными охлаждающими каналами примерно на 6° ниже, чем при использовании радиальных охлаждающих каналов. При этом следует учитывать, что суммарные тепловыделения в обмотке с наклонными каналами на 6,5% выше. Таким образом, преимущество заявляемого технического решения с наклонными охлаждающими каналами очевидно.

В табл. 2 ниже представлены некоторые результаты расчетов (интегральные величины), характеризующие эффективность сопоставляемых систем охлаждения с радиальными и наклонными охлаждающими каналами.

Таблица 2

Характерные параметры для схем с радиальными и наклонными каналами

Тип каналов	$V_{\text{меди}} (Q), \%$	$\Delta T_{\text{м ср}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{м min}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{м max}}, ^\circ\text{C}$
Радиальные	100.0	63.3	46.3	76.0
Наклонные	106.5	57.1	38.6	69.7
Разность	6.5	-6.2	-7.7	-6.3

В таблице использованы обозначения:

$V_{\text{меди}} (Q), \%$ - объём охлаждаемой меди (суммарные тепловыделения в ней) в процентах;

$\Delta T_{\text{м ср}}, ^\circ\text{C}$ - среднее по объёму обмотки превышение температуры обмотки над температурой входящего охлаждающего газа;

$\Delta T_{\text{м min}}, ^\circ\text{C}$ и $\Delta T_{\text{м max}}, ^\circ\text{C}$ - минимальное и максимальное значения превышения температуры обмотки в наиболее холодной и наиболее горячей точках обмотки, соответственно, над температурой входящего охлаждающего газа.

В строке "Разность" приведена разность значений рассматриваемых характерных параметров систем охлаждения с наклонными и радиальными каналами. Видно, что, несмотря на рост охлаждаемого объёма обмотки и суммарных тепловыделений на 6,5%, средняя по объёму обмотки температура при переходе на систему охлаждения с наклонными каналами снизилась на 6,2°, примерно также снизилась максимальная температура обмотки в самой горячей её точке. Локальный минимум температуры обмотки, наблюдаемый на радиусе входа в охлаждающие каналы со стороны торца ротора, снизился ещё существеннее - на 7,7°.

Следует ещё раз отметить, что возможности по изготовлению наклонных охлаждающих каналов в обмотке ротора могут быть лимитированы наличием того или иного технологического оборудования, имеющего свои ограничения, в частности, связанные с невозможностью регулирования или ограничением угла поворота головки с режущим инструментом на станке, либо допустимым углом резания относительно нормали к поверхности проводника обмотки при использовании технологии гидроабразивной резки. В таких случаях возможны варианты исполнения наклонных каналов, представленные на фиг. 4, 5 и 6. Для упрощения восприятия на данных чертежах показаны варианты исполнения, в которых в каждую группу каналов входит только один канал, и количество групп каналов совпадает с количеством каналов.

На фиг. 4 показан вариант исполнения наклонных каналов на оборудовании, имеющем некоторое ограничение по предельному значению угла наклона $\beta_{\text{пр}}$. Для i -го и $(i+1)$ -го каналов углы резания β_i и β_{i+1} находятся в допустимых пределах, т.е. β_i и β_{i+1} лежат в диапазоне больше или равном предельному углу обработки $\beta_{\text{пр}}$. Для $(i-1)$ -го канала β_{i-1} меньше $\beta_{\text{пр}}$, поэтому стенки канала выполняются под углом

$\beta_{пр}$, диктуемым технологическим ограничением оборудования, а сам канал, имея расчётный угол β_{i-1} , получается ступенчатым. При этом происходит некоторое уменьшение свободной ширины канала b' , т.е. b' получается меньше, чем b , причём это уменьшение ширины канала зависит от разницы углов β_{i-1} и $\beta_{пр}$, а также толщины меди проводников обмотки. Уменьшение толщины канала для сохранения требуемого расхода охлаждающего газа при необходимости можно компенсировать путём выемки большего объёма меди проводника, т.е. увеличением исходного размера b для таких ступенчатых каналов.

На фиг. 5 показан предельный случай исполнения канала, когда технологическое оборудование может выполнять каналы в проводниках обмотки исключительно по нормали к поверхности витка.

Наконец, если оборудование позволяет выполнять каналы в проводнике обмотки под углом, но углом постоянным для всех каналов по длине проводника, например, из-за использования оборудования с ручной преднастройкой угла установки режущего инструмента перед началом обработки проводника, выполнение прорезей в проводниках возможно под некоторым углом $\beta_{ср}$, лежащим в интервале между β_1 и β_N , как показано на фиг. 6. При этом, где-то в середине обмотки окажется некоторый i -канал, выполненный под углом $\beta_{ср}$, характеризующийся тем, что все каналы со стороны торца ротора с номерами от 1 до $(i-1)$ будут иметь углы наклона меньше, чем угол выполнения прорезей в проводниках $\beta_{ср}$. И соответственно, все каналы со стороны радиальной плоскости симметрии ротора с номерами от $(i+1)$ до N будут иметь углы наклона больше, чем угол выполнения прорезей в проводниках $\beta_{ср}$. Тогда все наклонные каналы в обмотке (кроме i -го канала) будут иметь ступенчатые стенки, причём наклон ступенек до i -го канала будет направлен в одну сторону, а после него - в другую. При этом происходит некоторое уменьшение свободной ширины ступенчатых наклонных каналов b' и b'' относительно исходного размера прорезей в проводниках b , зависящее от разницы между углами наклона охлаждающих каналов β_i (где $i=1, \dots, N$), и углом выполнения прорезей в проводниках $\beta_{ср}$, а также толщины меди проводников обмотки. Уменьшение толщины канала для сохранения требуемого расхода охлаждающего газа при необходимости можно компенсировать путём выемки большего объёма меди проводника, т.е. увеличением исходного размера b для таких ступенчатых каналов. При существенном различии углов первого и последнего каналов β_1 и β_N обработку каналов в проводнике обмотки можно проводить за несколько этапов, обрабатывая на каждом этапе свою группу каналов. Например, можно выбрать 2 участка, выставляя для каждого участка свой угол резания каналов в проводнике: для каналов от 1-го до k -го прорези в проводнике обрабатывать под углом $\beta_{1ср}$, имеющим значение больше β_1 , но меньше β_k , а для каналов от $(k+1)$ -го до N -го - под углом $\beta_{2ср}$, имеющим значение больше β_{k+1} , но меньше β_N . При этом угол $\beta_{1ср}$ для группы каналов со стороны торца ротора будет меньше, чем угол $\beta_{2ср}$ для группы каналов, примыкающих к радиальной плоскости симметрии ротора.

При работе турбогенератора охлаждающий газ из подбандажного пространства ротора 1 направляется в подпазовые аксиальные каналы 4. Проходя по аксиальным каналам 4 в сторону радиальной плоскости симметрии ротора 5, охлаждающий газ распределяется по входам наклонных охлаждающих каналов 3 обмотки 2 ротора. Движение охлаждающего газа в охлаждающих каналах 3 ротора осуществляется благодаря самонапорному действию этих охлаждающих каналов 3, входы в которые расположены на меньшем радиусе, а выходы - на большем. Охлаждающий газ перемещается по охлаждающим каналам 3 и снимает тепло, выделяющееся в меди обмотки 2 ротора 1. При этом распределение расхода газа по каналам 3 обеспечивается выбранным последовательным изменением значения угла наклона β охлаждающих каналов 3 по длине ротора.

Благодаря последовательному изменению значения угла наклона охлаждающих каналов по длине ротора в высокоиспользованных турбогенераторах, имеющих значительную длину ротора, предлагаемое техническое решение позволяет повысить общий уровень скоростей газа в охлаждающих каналах, обеспечить оптимальное распределение расхода газа по охлаждающим каналам обмотки по длине ротора, снизить температуру обмотки в середине ротора, уменьшить неравномерность распределения температуры обмотки на внешнем радиусе в аксиальном направлении, а также уменьшить среднюю температуру обмотки ротора.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Ротор электрической машины с газовым охлаждением, содержащий пазы, в которые уложена обмотка с непосредственным газовым охлаждением, в меди которой от торцов ротора до его радиальной плоскости симметрии имеются охлаждающие каналы, входы охлаждающих каналов сообщаются с аксиальными подпазовыми каналами, причем первые охлаждающие каналы со стороны торцов ротора выполнены с наклоном к оси вращения ротора таким образом, что выходы этих охлаждающих каналов находятся ближе к радиальной плоскости симметрии ротора, чем их входы, отличающийся тем, что выходы охлаждающих каналов размещены на наружной поверхности ротора, при этом охлаждающие каналы составляют группы, включающие по меньшей мере один охлаждающий канал, причем значение углов наклона каналов каждой последующей группы охлаждающих каналов увеличивается относительно значения угла предшествующей группы охлаждающих каналов, начиная от значения угла наклона группы

охлаждающих каналов, включающей первый охлаждающий канал, и составляет не более 90° вблизи радиальной плоскости симметрии ротора, при этом количество охлаждающих каналов в соседних группах отличается не более чем на 2 охлаждающих канала.

2. Ротор электрической машины с газовым охлаждением по п.1, отличающийся тем, что все группы охлаждающих каналов содержат только один канал.

3. Ротор электрической машины с газовым охлаждением по п.2, отличающийся тем, что изменение угла наклона охлаждающих каналов задано по линейному закону: значение угла наклона β_i для любого промежуточного охлаждающего канала рассчитывается в зависимости от значений угла наклона первого от торца ротора охлаждающего канала β_1 и угла наклона последнего охлаждающего канала β_N , расположенного у радиальной плоскости симметрии ротора, по формуле

$$\beta_i = \beta_1 + (i-1) \frac{\beta_N - \beta_1}{N-1},$$

где β_i - значение угла наклона к оси вращения ротора для промежуточного i -го охлаждающего канала;

β_1 - значение угла наклона к оси вращения ротора для первого со стороны торца ротора охлаждающего канала;

i - номер текущего охлаждающего канала, отсчитываемый в направлении со стороны торца ротора к его радиальной плоскости симметрии;

β_N - значение угла наклона последнего N -го охлаждающего канала, расположенного у радиальной плоскости симметрии ротора;

N - общее количество охлаждающих каналов в пазовой части обмотки на половину паза ротора (от стороны торца ротора до радиальной плоскости симметрии).

4. Ротор электрической машины с газовым охлаждением по п.2, отличающийся тем, что последовательное изменение угла наклона β определяется путём задания осевого шага $\Delta Z_{\text{вх}}$ между охлаждающими каналами на радиусе входа в охлаждающие каналы и осевого шага $\Delta Z_{\text{вых}}$ между охлаждающими каналами на радиусе выхода из охлаждающих каналов, причём $\Delta Z_{\text{вх}}$ больше $\Delta Z_{\text{вых}}$. При данном способе задания изменения угла наклона β координаты входов и выходов охлаждающих каналов отсчитываются от радиальной плоскости симметрии ротора по формулам

$$z_{\text{вх}i} = \Delta z_{\text{вх}} (N - i + 0,5) \text{ и } z_{\text{вых}i} = \Delta z_{\text{вых}} (N - i + 0,5),$$

где $Z_{\text{вх}i}$ и $Z_{\text{вых}i}$ - осевая координата входа и выхода, соответственно, i -го охлаждающего канала, отсчитываемая от радиальной плоскости симметрии ротора;

$\Delta Z_{\text{вх}}$ и $\Delta Z_{\text{вых}}$ - осевой шаг между охлаждающими каналами на радиусах входа и выхода соответственно;

N - общее количество охлаждающих каналов в пазовой части обмотки на половину паза ротора (от стороны торца ротора до радиальной плоскости симметрии);

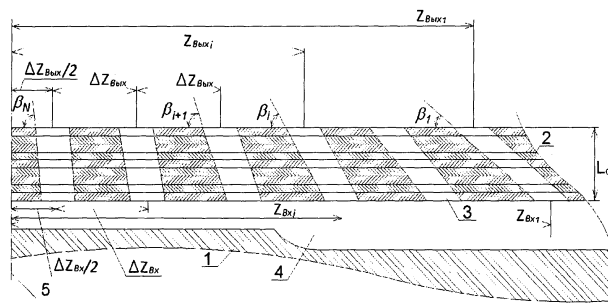
i - номер текущего охлаждающего канала, отсчитываемый со стороны торца ротора к его радиальной плоскости симметрии.

При этом осевой шаг между охлаждающими каналами на радиусах входа и выхода рассчитывается по формулам

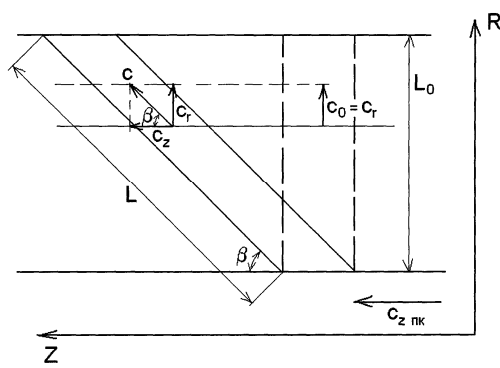
$$\Delta z_{\text{вх}} = \frac{z_{\text{вх}1}}{N - 0,5} \text{ и } \Delta z_{\text{вых}} = \frac{z_{\text{вых}1}}{N - 0,5},$$

где $Z_{\text{вх}1}$ и $Z_{\text{вых}1}$ - осевые координаты, соответственно, входа в первый охлаждающий канал и выхода из первого охлаждающего канала, расположенного со стороны торца бочки ротора, измеряемые от радиальной плоскости симметрии ротора и определяемые с учётом требуемого угла наклона первого охлаждающего канала β_1 , зависящего от указанных осевых координат и высоты обмотки L_0 , уложенной в паз ротора

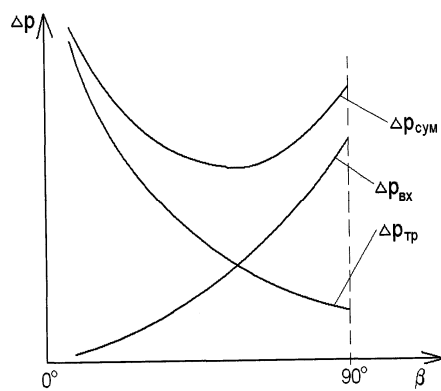
$$\text{tg } \beta_1 = L_0 / (z_{\text{вх}1} - z_{\text{вых}1}).$$



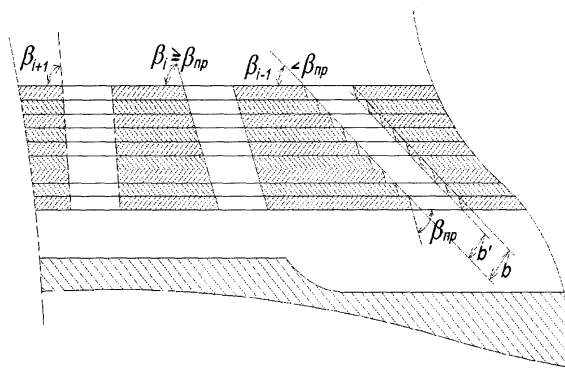
Фиг. 1



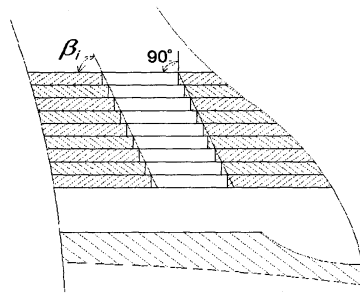
Фиг. 2



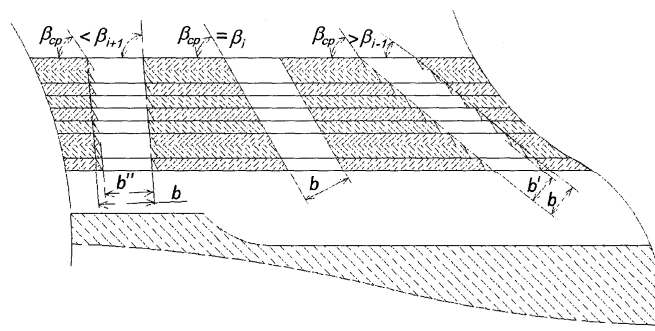
Фиг. 3



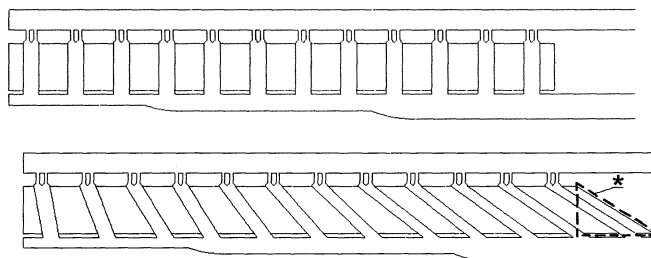
Фиг. 4



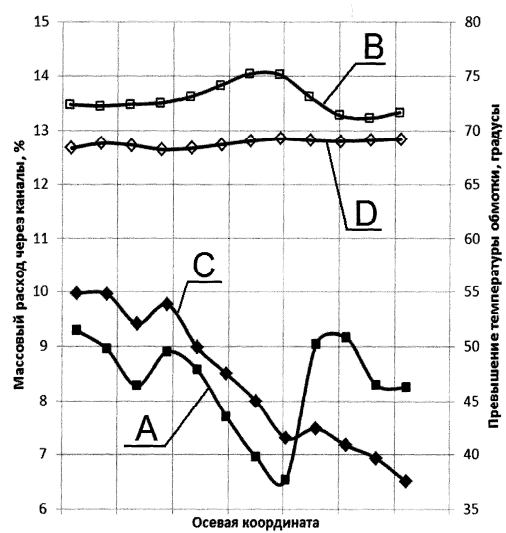
Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7



Фиг. 8

