



РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВУХПОТОЧНОГО РОТОРА СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Зайцев И.В.¹, Игнатъева Т.А.¹, к.т.н. Ляпунов В.М.¹, д.т.н., проф. Хоменок Л.А.¹ (ОАО "НПО ЦКТИ")

АННОТАЦИЯ. Для обоснования эффективности системы охлаждения двухпоточного ротора ЦСД турбины К-800-240 ЛМЗ используется методика, включающая расчеты распределения потоков пара по каналам системы охлаждения, расчеты температурных полей и напряжений в роторе. Методика позволяет учесть влияние возможных перетечек горячего пара из одного потока в другой из-за разницы давлений. С помощью системы охлаждения температура металла центральной части двухпоточного ротора понижается на 70°С при расходе охлаждающего пара около 2,1 кг/с.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: паровая турбина, двухпоточный ротор, эффективность системы охлаждения, методика расчета.

Разработанные в ОАО "НПО ЦКТИ" системы охлаждения первых ступеней роторов ЦВД и ЦСД паровых турбин применяются более двадцати лет. Они успешно работают приблизительно на 50 турбинах мощностью 200, 250, 300, 500, 800 МВт производства ЛМЗ, ХТГЗ и УТЗ. Снижение уровня рабочих температур металла наиболее горячих и термонапряженных участков роторов при введении охлаждения обеспечивает продление срока службы не менее чем в 1,5 – 2,5 раза сверх установленного в настоящее время паркового ресурса, кроме того, повышается надежность и маневренность за счет существенного уменьшения повреждаемости от малоциклового усталости и ползучести. При этом практически полностью устраняются причины, приводящие к прогибам роторов, а также вызывающие деформации статорных элементов [1, 2].

Перед каждым внедрением системы охлаждения на конкретной турбине проводится комплекс расчетов и конструктивных проработок, позволяющих привязать типовую конструкцию к условиям эксплуатации этой турбины. Расчеты необходимы для того, чтобы обосновать величины расходов охлаждающего пара и его температуру, исходя из возможных источников его отбора. Причем охлаждение должно обеспечивать снижение температуры металла ротора в районе первой ступени до уровня не ниже 450°С, в противном случае укорочение ротора, связанное с более низкой температурой его металла, может вызвать недопустимое изменение осевых зазоров.

Основная трудность надежного охлаждения двухпоточного ротора ЦСД состоит в том, что по технологическим причинам за первыми направляющими аппаратами правого и левого потоков может возникать различное давление. В результате образуется некоторая разность давлений, вызывающая перетекание горячего пара вдоль средней цилиндрической части ротора из одного потока в другой. Эта разность давлений может достигать 1 ата. Оче-

видно, что при проектировании системы охлаждения необходимо учитывать это обстоятельство.

Конструктивно система охлаждения двухпоточного ротора состоит из двух практически независимых частей: системы подачи охлаждающего пара к средней части ротора и системы подачи пара в осевые зазоры между первыми дисками правого и левого потоков и диафрагмами следующих ступеней.

Вариант системы подачи охлаждающего пара к средней части ротора показан на рис. 1 [3]. В средней части цилиндрической обоймы имеется кольцевая полость, в которую подается охлаждающий пар по специальным трубам, проходящим через отверстия в деталях внутреннего корпуса. Из кольцевой полости через отверстия охлаждающий пар обдувает цилиндрическую поверхность средней части ротора. Радиальный зазор между обоймой и ротором уплотнен лабиринтовыми уплотнениями, пройдя под которыми охлаждающий пар омывает боковые поверхности первых дисков.

Система подачи охлаждающего пара в зазор между первыми дисками и диафрагмами также показана на рис. 1. Охлаждающий пар по трубам и сверлениям в верхней половине внутреннего корпуса подводится к кольцевой проточке на ободе обоймы. Далее из кольцевой проточки через специальные сверления в направляющих лопатках и в теле диафрагмы охлаждающий пар подводится к форсункам, которые направляют его в зазор.

Перетекание горячего пара из одного потока в другой приводит к тому, что он вытесняет охлаждающий пар из зазора у боковой поверхности диска со стороны более высокого давления, доходит вдоль цилиндрической поверхности средней части ротора до обдувочных отверстий системы охлаждения, смешивается с охлаждающим паром, и эта смесь движется далее вдоль ротора и боковой поверхности диска в сторону меньшего давления в другом потоке. Это приводит к нарушению работы системы охлаждения: один диск и половина средней части ротора не охлаждаются, а вторая половина охлаждается смесью, температура которой

¹ 191167, Санкт-Петербург, Атаманская ул., д. 3/6

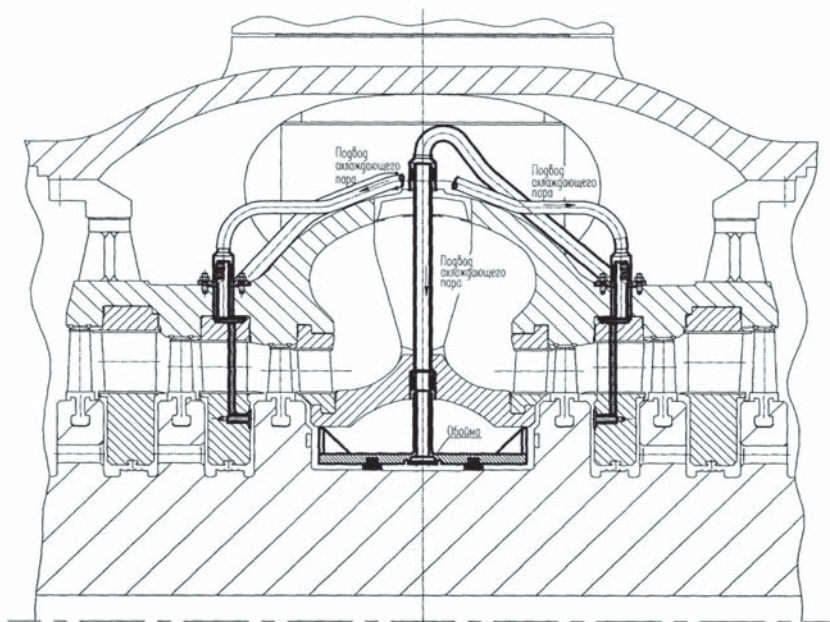


Рис. 1. Система охлаждения с уплотнениями.

зависит от соотношения расходов и температур горячего и охлаждающего пара.

Расчетное обоснование системы охлаждения состоит из трех последовательных этапов:

- расчет потокораспределения (гидравлики) охлаждающего пара по каналам системы охлаждения;
- расчет температурного поля ротора по значениям параметров пара на корневом диаметре проточной части и результатам расчета гидравлики системы охлаждения;
- расчет напряженного и деформированного

состояния ротора от воздействия температурного поля и центробежных сил.

По первым двум этапам выполняются варианты расчетов для достижения приемлемых результатов.

При вариантных расчетах гидравлики подбираются необходимые размеры пропускных сечений каналов системы охлаждения, которые обеспечивают достаточный расход охлаждающего пара и рациональное распределение его давления по камерам и каналам системы охлаждения. Это распределение давления должно предотвращать проникновение горячего пара из проточной части в систему охлаждения и минимальные, по возможности, утечки охлаждающего пара в проточную часть. Важным ограничением в этих расчетах служит величина скорости в подводящих

трубах, которая не должна превышать 80 м/с.

При расчете температурных полей ротора последовательными приближениями учитывается изменение температуры охлаждающего пара в результате теплообмена при прохождении его по каналам и камерам системы охлаждения, включая и подводящие трубы.

Расчет гидравлики выполняется с использованием оригинальной программы, позволяющей получить распределение расходов и давлений в гидравлических сетях любой сложности с учетом

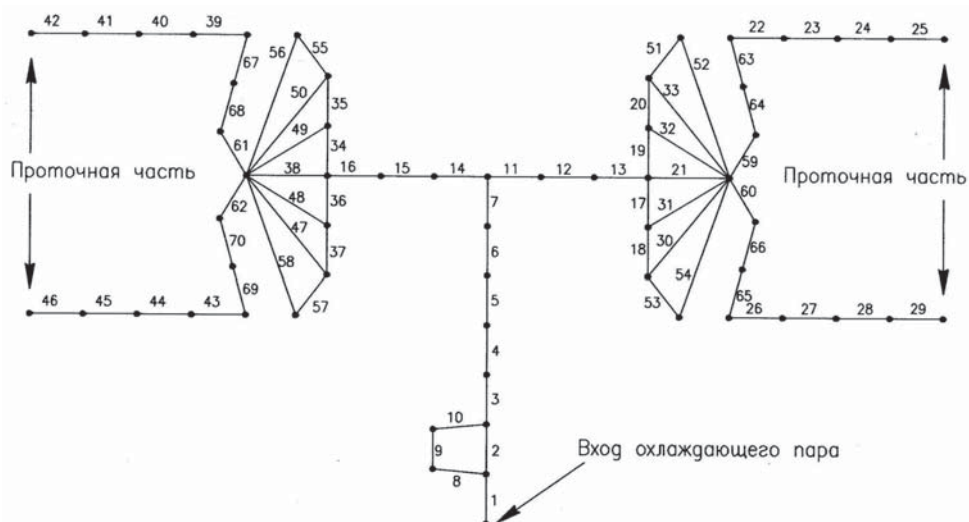


Рис. 2. Расчетная модель гидравлики системы охлаждения центральной части ротора.

Номера ветвей обозначают: 1, 3, 8, 10 – трубопроводы вне турбины; 2 – шайба; 9 – кран байпаса; 4, 5, 6, 7, 11, 14 – трубопроводы между наружным и внутренним корпусами; 12, 15 – трубы в сверлениях в ребрах вверху и внизу; 13, 16 – трубы перед кольцевой полостью; 17, 18, 19, 20, 51, 53 – кольцевая полость в верхней половине обоймы системы охлаждения; 34, 35, 36, 37, 55, 57 – кольцевая полость в нижней половине обоймы; 21, 30, 31, 32, 52, 54 – отверстия в верхней половине обоймы; 38, 47, 48, 49, 50, 56, 58 – отверстия в нижней половине обоймы; 59, 60, 63, 65 – радиальные зазоры между ротором и верхней половиной обоймы; 61, 62, 67, 69 – радиальные зазоры между ротором и нижней половиной обоймы; 64, 66, 68, 70 – лабиринтовые уплотнения; 26, 27, 28, 29, 43, 44, 45, 46 – осевые зазоры у диска правого потока; 22, 23, 24, 25, 39, 40, 41, 42 – осевые зазоры у диска левого потока.



насосного эффекта от вращения и зависимости коэффициентов гидравлического сопротивления от режима течения, а также с учетом зависимости свойств охлаждающего пара от его температуры и давления.

Расчетные модели гидравлики частей системы охлаждения ротора ЦСД состоят из узлов и ветвей и включают все обозначенные на чертежах камеры, зазоры, отверстия в деталях корпуса и ротора, формирующие систему охлаждения, а также разгрузочные отверстия в дисках и полости между дисками и диафрагмами всех ступеней правого и левого потоков. Кроме того, модели включают трубопроводы, по которым охлаждающий пар подводится от места его отбора, дозирующие шайбы и запорные клапаны.

В узлах модели, которые соответствуют камерам системы охлаждения или условным границам участков трубопроводов, программа вычисляет давления, а на ветвях, моделирующих участки труб, отверстия, зазоры и лабиринтовые уплотнения, – расходы.

На рис. 2 показана расчетная модель гидравлики системы подачи охлаждающего пара к центральной части ротора через верхнюю и нижнюю половины внутреннего корпуса. Учитывая, что проходное сечение кольцевой камеры в обойме невелико и может быть лимитирующим, эта кольцевая камера была подробно смоделирована, чтобы оценить неравномерность расходов через обдувочные отверстия.

На рис. 3 показана модель системы подачи охлаждающего пара в осевые зазоры между дисками и диафрагмами. Здесь также подробно смоделирована кольцевая проточка на ободке диафрагмы.

Температурные поля рассчитываются в стационарной осесимметричной линейной постановке при граничных условиях третьего рода, нелинейных в пределах системы охлаждения, в которых температура пара зависит от решения.

Ротор ЦСД моделируется не целиком, а только его половина, соответствующая правому потоку пара. Левая часть ротора имеет зеркальное температурное поле. Модель расчетной области точно соответствует чертежным размерам.

Вариантные расчеты температурных полей с приближениями по температуре охлаждающего пара выполнялись по следующей методике [4].

При расчете температурного поля в первом приближении температуры охлаждающего пара по его ходу задаются без предварительного расчета нагрева, исходя из опыта подобных расчетов (благодаря устойчивости решения температурной задачи теоретически возможно задание произвольного распределения температуры охлаждающего пара, но это увеличивает число приближений).

Далее, используя полученное в первом приближении температурное поле, расходы охлаждающего пара, коэффициенты теплоотдачи в каналах

и камерах системы охлаждения, рассчитываются изменения температур охлаждающего пара в каналах и камерах последовательно по его ходу. Расчет производится по зависимости, полученной из условия теплового баланса на расчетном участке.

При выполнении приближений по температуре охлаждающего пара гидравлика системы охлаждения от приближения к приближению не пересчитывается, т.е. расходы охлаждающего пара и, соответственно, коэффициенты теплоотдачи остаются неизменными, рассчитанными для первого приближения.

Для получения окончательного температурного поля (с точностью до 1°C по температуре охлаждающего пара) обычно требуется четыре-пять приближений.

Граничные условия теплообмена на поверхностях роторов и корпусов определяются с помощью программы GRASS по результатам расчетов гидравлики, параметрам пара в проточной части и протечкам по диафрагменным и концевым лабиринтовым уплотнениям. Программа GRASS включает зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи, рекомендованные в [5], и, кроме того, содержит практически все опубликованные критериальные зависимости отечественных и зарубежных авторов, описывающие теплообмен на поверхностях турбомашин.

Для каждого режима работы системы охлаждения коэффициенты теплоотдачи рассчитываются заново для тех поверхностей, на которых изменялись параметры пара и условия теплообмена (направление потока, зазоры и др.).

Для расчета напряжений и деформаций в роторе используется та же модель, что и для расчета температурных полей. Расчеты выполняются в упругой постановке. В качестве нагрузок задаются полученные расчетом температурные поля и центробежные силы, в том числе нагрузки от центробежных сил профильных частей рабочих лопаток и бандажей.

Расчеты гидравлики обеих частей системы охлаждения двухпоточного ротора К-800-240 ЛМЗ выполнялись для двух вариантов источников охлаждающего пара. Первый – охлаждающий пар берется из первого отбора ЦВД и второй – из двух точек схемы: из выхлопа ЦВД и из горячего промпрегрева перед регулирующими клапанами. В этих расчетах варьировались диаметры подводящих труб; количество и диаметр обдувочных отверстий; наличие и отсутствие лабиринтовых уплотнений; различные конструкции и размеры цилиндрической обоймы; количество форсунок, их положение по радиусу в теле диафрагмы и размер проходных сечений в них, перепады давления между правым и левым потоками и др. По результатам некоторых расчетов гидравлики выполнялись контрольные расчеты температурных полей.

Расчеты гидравлики показали, что использование одного источника охлаждающего пара – в данном случае первого отбора ЦВД – с температурой

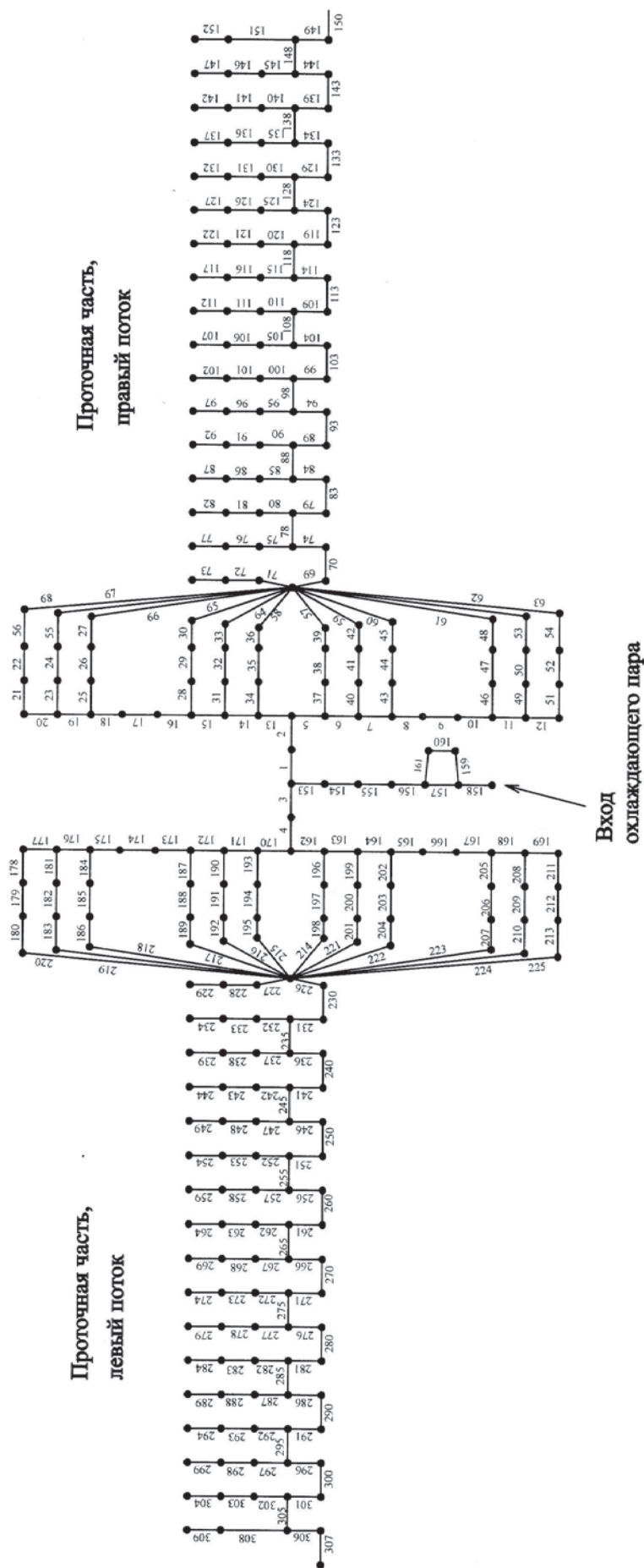


Рис. 3. Расчетная модель гидравлики системы подачи охлаждающего пара в осевые зазоры между дисками и диафрагмами. Номера ветвей обозначают: 156, 158, 159, 161 – трубопроводы вне турбины; 157 – шайба; 160 – кран байпаса; 153, 154, 155, 1, 3 – трубопроводы между наружным и внутренним корпусами; 2, 4 – отверстия во внутреннем корпусе; 5÷20 – кольцевая полость в наружном ободу диафрагмы 14 ступени; 162÷177 – кольцевая полость в наружном ободу диафрагмы 23 ступени; 21, 23, 25, 28, 31, 34, 37, 40, 43, 46, 49, 51 – радиальные отверстия в направляющих лопатках и диафрагме 14 ступени; 178, 181, 184, 187, 190, 193, 196, 199, 202, 205, 208, 211 – радиальные отверстия в направляющих лопатках и диафрагме 23 ступени; 22, 24, 26, 29, 32, 35, 38, 41, 44, 47, 50, 52, 56, 55, 27, 30, 33, 36, 39, 42, 45, 48, 53, 54, 57÷68 – кольцевые полости и щели в распылителях в диафрагме 14 ступени; 78, 88, 98, 108, 118, 128, 138, 148 – разгрузочные отверстия в дисках правого потока ротора; 70, 83, 93, 103, 113, 123, 133, 143 – диафрагменные лабиринтовые уплотнения правого потока; 69, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77 и т.д. – осевые зазоры между дисками и диафрагмами правого потока; 179, 182, 185, 188, 191, 194, 197, 200, 203, 206, 209, 212, 180, 183, 186, 189, 192, 195, 198, 201, 204, 207, 210, 213, 214÷225 – разгрузочные отверстия в дисках левого потока ротора; 230, 237, 250, 260, 270, 280, 290, 300 – диафрагменные лабиринтовые уплотнения левого потока; 226, 227, 228, 229, 231, 232, 233, 234 и т.д. – осевые зазоры между дисками и диафрагмами левого потока; 150, 307 – первые секции концевых лабиринтовых уплотнений соответственно правого и левого потока.

350°C и давлением 61 ата слишком захлаживает ротор. Температура металла ротора в средней части, как следует из расчета температурного поля, не превышает 350°C по всему сечению, а в основании первого диска и в области первого диафрагменного уплотнения она достигает 360÷370°C. Если охлаждать только центральную часть ротора, не подавая охлаждающего пара в зазоры между дисками и диафрагмами, то по радиусу между поверхностью центральной части и расточкой образуется обратный перепад температур 350 – 390°C, а в области первого диафрагменного уплотнения температура ротора достигает 480°C, то есть в роторе возникает значительная неравномерность температур.

Давление охлаждающего пара также достаточно велико, его приходится дросселировать до 26,3 ата для системы охлаждения центральной части ротора и до 36,5 ата для системы подачи в зазоры между дисками и диафрагмами.

Однако у такого способа организации подачи охлаждающего пара есть определенные преимущества: расход пара хорошо регулируется байпасным клапаном, что дает возможность изменять его в пределах 0,215÷0,6 кг/с, не превышая при этом допустимые скорости пара в трубах Ду35, находящихся в пространстве между наружным и внутренним корпусами, и, во-вторых, это увеличение расхода охлаждающего пара позволяет предотвратить для данной конструкции системы охлаждения центральной части ротора перетекание горячего пара из одного потока в другой при разнице давлений между потоками до 0,25 ата.

В системе подачи охлаждающего пара в зазоры между дисками и диафрагмами, как показывают результаты расчетов, расходы через форсунки, наиболее близкие и наиболее удаленные от подводящей трубы, различаются всего на 20%. Охлаждающий пар, выходящий из форсунок в осевой зазор между дисками и диафрагмами, разделяется на две неравные доли: одна всегда одинаковая 0,57 кг/с уходит в диафрагменное лабиринтное уплотнение, а вторая, величина которой зависит от расхода в эту часть системы охлаждения, – в проточную часть. Учитывая, что основная задача системы охлаждения – снижение температуры металла вала ротора, необходимо стремиться к минимизации утечки охлаждающего пара в проточную часть, которая дополнительно может создавать осевую неравномерность температур в теле диафрагмы.

Система подачи охлаждающего пара в зазоры между дисками и диафрагмами весьма устойчива к разнице давлений между потоками.

Как показали расчеты, даже при разнице давлений 0,5 ата за рабочими лопатками первых по ходу пара ступеней в систему охлаждения горячий пар не проникает, хотя возникает некоторое перераспределение охлаждающего пара между правой и левой частями системы.

Для повышения температуры охлаждающего пара на входе в систему охлаждения в данном случае был использован один из возможных способов – смешивание пара от двух источников. Как отмечено выше, были выбраны отборы из выхлопа ЦВД ($P=38,66$ ата, $t=290^\circ\text{C}$) и из горячего промперегрева перед регулирующими клапаном ($P=35$ ата, $t=542^\circ\text{C}$), пар из которых к каждой части системы охлаждения подводился отдельными магистралями. Дозирующие отверстия шайб для холодного и горячего пара рассчитывались таким образом, чтобы температура смеси на входе в каждую часть системы охлаждения находилась в диапазоне 450÷470°C при допустимых скоростях пара в подводящих трубопроводах. Давление охлаждающего пара при этом после смешивания составляет 27,5 ата на входе в систему охлаждения центральной части ротора и 33,4 ата на входе в систему подачи в зазоры между дисками и диафрагмами.

Расчеты гидравлики, выполненные с новыми параметрами охлаждающего пара, показали приемлемую работоспособность обеих частей системы охлаждения.

Для уменьшения влияния перепада давления между потоками конструкция обоймы в системе охлаждения центральной части была изменена: убраны уплотнения и добавлены обдувочные отверстия, направленные в осевом направлении в основании дисков (рис. 4) [6]. По результатам рас-

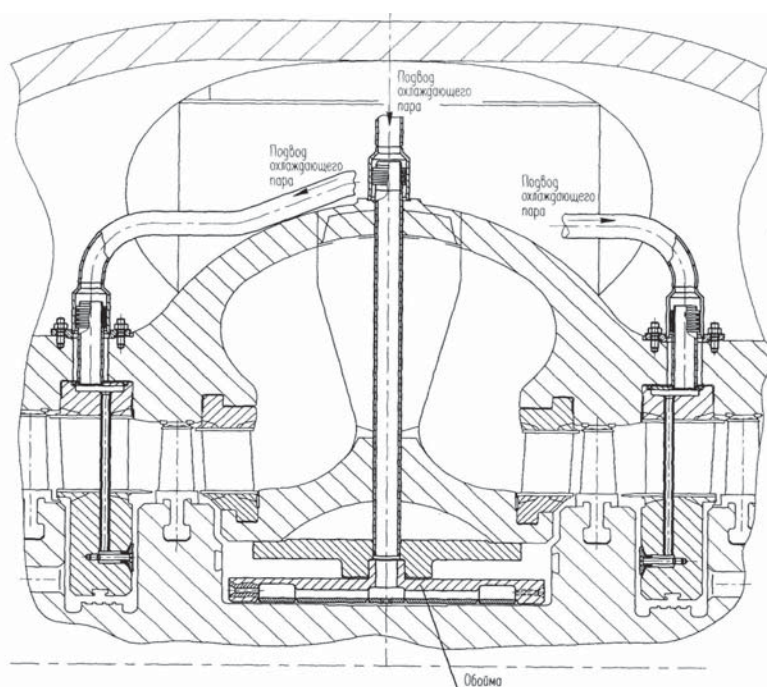


Рис. 4. Система охлаждения без уплотнений.

четов такая конструкция надежно обеспечивает охлаждение центральной части ротора при допустимых скоростях в подводящих трубах и при перепаде давления между потоками не более 0,13 ата. При этом горячий пар движется вдоль полотна диска, но, смешиваясь с охлаждающим паром из боковых отверстий и далее с паром из центральных отверстий, дает вполне приемлемую температуру смеси не более 470°C.

Уменьшение радиального зазора между обоймой и ротором или установка лабиринтовых уплотнений вблизи дисков существенно сокращает расход подтекающего горячего пара, и цилиндрическая часть ротора надежно охлаждается даже при перепаде 0,5 ата между правым и левым потоками.

На рис. 5 показан фрагмент температурного поля средней части двухпоточного ротора и диафрагмы, охлаждаемых системой, изображенной

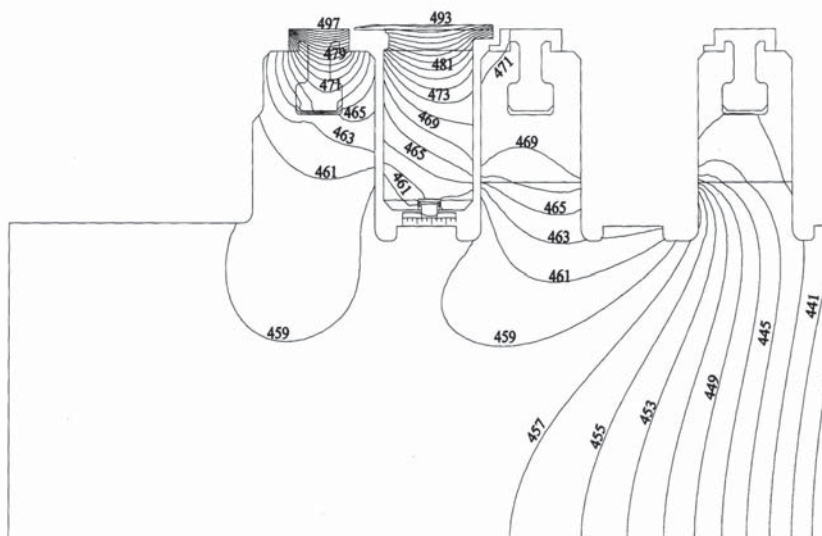


Рис. 5. Температурное поле в охлаждаемом двухпоточном роторе среднего давления и диафрагме на номинальном режиме.

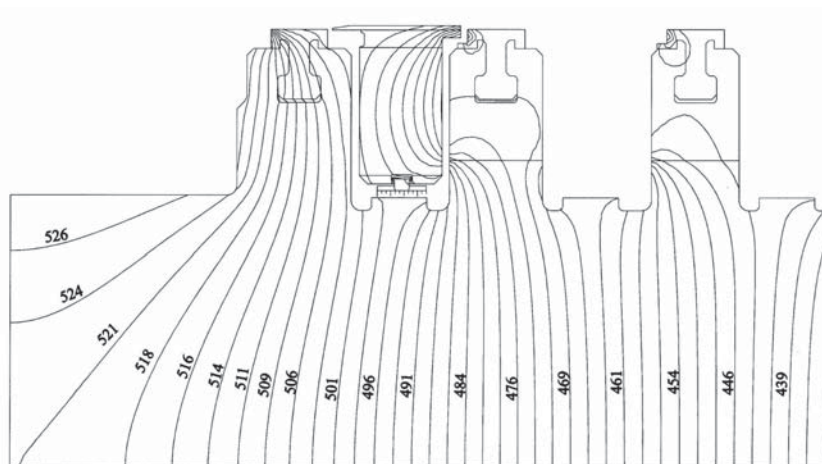


Рис. 6. Температурное поле в неохлаждаемом двухпоточном роторе среднего давления и диафрагме на номинальном режиме.

на рис. 4. На входе в корпус турбины (после шайб) в данном случае к центральной части подается 0,923 кг/с охлаждающего пара с температурой 456,8°C, а к зазорам между дисками и диафрагмой – 1,212 кг/с с температурой 454,6°C.

На рис. 6 для сравнения показан аналогичный фрагмент температурного поля средней части двухпоточного неохлаждаемого ротора и диафрагмы. Из сопоставления этих температурных полей видно, что охлаждение понижает температуру металла вала ротора примерно на 70°C.

Абсолютное удлинение всего охлаждаемого ротора (между осями подшипников) по расчету термоупругого состояния составляет 28,28 мм, что на 0,52 мм короче неохлаждаемого ротора.

Распределение интенсивности напряжений в охлаждаемом роторе весьма близко к такому в неохлаждаемом роторе. Максимальное значение интенсивности напряжений около 1500 кг/см² в вале ротора возникает на расточке.

Выводы

Предложена расчетная методика обоснования эффективности работы системы охлаждения двухпоточного ротора ЦСД мощных паровых турбин, включающая расчеты потокораспределения охлаждающего пара по каналам и камерам системы охлаждения, расчеты температурных полей, напряжений и деформаций в роторе.

На примере двухпоточного ротора ЦСД турбины К-800-240 ЛМЗ с помощью этой методики показано, что предложенная первоначально конструкция системы охлаждения центральной части ротора требует определенного конструктивного усовершенствования для того, чтобы обеспечить надежное охлаждение при перекосе давлений между потоками. Показана также необходимость использования для охлаждения смеси пара с температурой около 450÷470°C. Пар для этого отбирается из двух точек схемы – из выхлопа ЦВД и из горячего промпрегрева перед регулирующими клапанами, расходы его регулируются дозирующими шайбами.

Применение подобной системы охлаждения, как показывают результаты расчетов, позволяет понизить температуру металла центральной части ротора приблизительно на 70°C. При этом общее



удлинение ротора уменьшается на 0,52 мм.

Литература

1. Внедрение систем принудительного охлаждения элементов турбин мощностью 200...800 МВт. / Л.П. Сафонов, В.С. Шаргородский, А.Н. Коваленко и др. // Тяжелое машиностроение, 1996, №1, с. 27 – 34.

2. Повышение технического уровня паровых турбин при внедрении систем принудительного парового охлаждения роторов. / В.С. Шаргородский, Л.А. Хоменок, С.Ш. Розенберг и др. // Электрические станции, 1999, №1, с. 30 – 35.

3. Патент RU 2299332 С1. Двухпоточный цилиндр паротурбинной установки. Шаргородский В.С. Бюл. №14 20.05.2007.

4. Расчетные и экспериментальные методы определения теплового состояния основных узлов газовых турбин с воздушным охлаждением. Том II. Методы теплового расчета систем воздушного охлаждения газовых турбин. РУ, вып. 29. – Л.: ЦКТИ-ИТТФ АН УССР, 1972, 224 с.

5. РТМ 108.020.15-83. Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. – Л.: НПО ЦКТИ, 1985, 116 с.

6. Патент RU 2421622 С1. Двухпоточный цилиндр среднего давления паровой турбины. Л.А. Хоменок, И.В. Зайцев, И.В. Чикилева и др.

