

Стендовые и натурные испытания тормозных барабанов показали удовлетворительный уровень долговечности.

Результаты проектирования.

Наименование конструкции	Масса барабана, кг	Эквивалентные напряжения, МПа
номинальная	10,95	12,7
с окружными ребрами	7,73	16,2
с окружными и продольными ребрами	7,85	15,8

Литература

1. Когаев В. П. , Махутов Н. А., Гусенков. А. П. Расчёты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение , 1985. – 224с. 2. Рикардс Р. Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин. – Рига: Зинатне, 1988г. – 284с. 3. Образцов И.Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х.С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летальных аппаратов. – М.; Высшая школа , 1985. – 392с.

Поступила в редколлегию 03.09.2001

УДК 621.165: 539.3

ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СВАРНЫХ РОТОРОВ

Е.В. Левченко, Н.Н. Гришин

ОАО “Турбоатом”, Харьков, Украина

Examined are stress-strain state and improvement of weld design strength of welded rotors for steam and gas turbines.

ОАО “Турбоатом” в цилиндрах низкого давления мощных паровых турбин применяет, как правило, дисковые роторы сварной конструкции [1-3]. Сварные роторы барабанного типа иногда применяются в цилиндрах высокого и среднего давлений паровых турбин АЭС [4] и компрессорах газовых турбин. Преимущества сварных роторов в сравнении с цельноковаными роторами и роторами с насадными дисками, опыт их конструирования, производства и эксплуатации рассмотрены в [5].

Конструкции сварных роторов, как показано на рис.1, включают кованые диски 1 с наружными 3 и внутренними 4 частями относительно перемычек 2. Диски соединены сварными швами 5 по перемычкам 2. В

сварных швах, как правило в их корне, при сварке образуются объективно неизбежные различного рода дефекты: непровары, зашлаковки, трещины. В настоящее время не существует неразрушающих методов контроля, позволяющих достоверно определять характер и, главное, точные размеры дефектов, как при изготовлении, так и в изготовленном роторе.

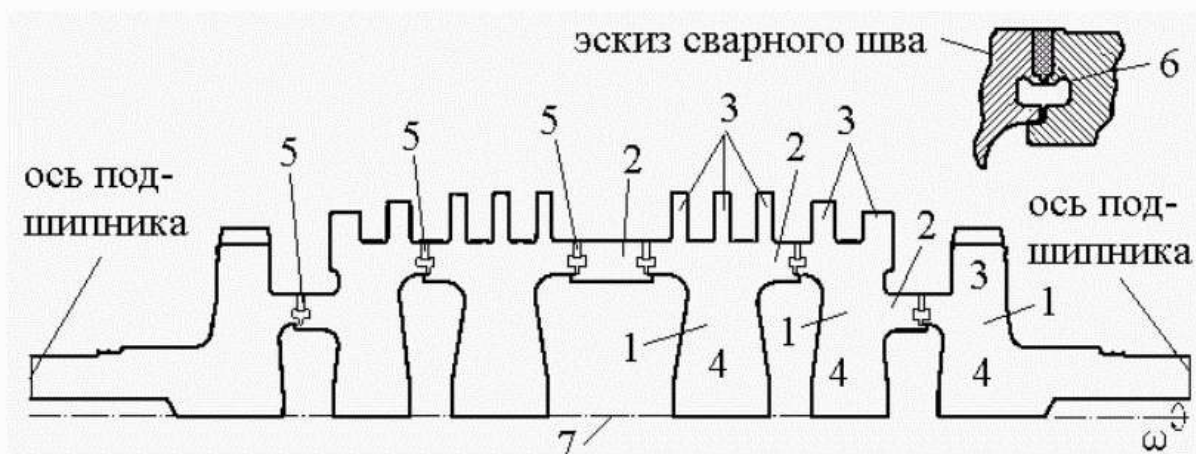


Рис.1. Сварной ротор паровой турбины. 1 - кованные диски; 2 - перемычки; 3 - наружные части дисков; 4 - внутренние части дисков; 5 - сварные швы; 6 "деконцентраторы" напряжений; 7 - ось вращения ротора.

Кроме дефектов сварки, в зоне корня сварного шва практически всегда выполняют различного вида проточки и выступы, которые являются конструктивными концентраторами напряжений.

В целях обеспечения высокой надежности сварных роторов при эксплуатации, на предприятии разрабатываются мероприятия по изменению технологии сварки, внедряются новые методы ультразвукового контроля и более совершенные конструкции роторов, вносятся изменения в зоны сварных швов перемычек.

Например, в зоне сварных швов с внутренней стороны перемычек выполняются кольцевые проточки – деконцентраторы 6 (рис.1) или применяют другие изменения, которые приводят к уменьшению осевых усилий в корне сварного шва [6,7]. Отметим, что деконцентраторы и изменения, упомянутые выше, только уменьшают или сводят к нулю осевые напряжения в корне сварного шва. Исследования и расчеты показали, что более эффективными являются такие изменения, которые не уменьшают осевые напряжения в корне шва, а регулируют характер напряженного состояния в этих зонах.

Суть таких изменений заключается в следующем. Как показал анализ, наиболее опасными являются сварные швы, в корне которых имеют место растягивающие осевые напряжения при изгибе перемычки от действия центробежных сил (ЦБС). При вращении ротора под действием ЦБС диски и

перемычки между дисками деформируются так, что их радиальные перемещения могут заметно различаться. Если, из-за различного напряженного состояния дисков и перемычек, радиальные перемещения концевых участков перемычек оказываются меньшими чем радиальные перемещения средних точек перемычек, т.е. диски сдерживают радиальные перемещения концов перемычек, то перемычки изгибаются, образуя выпуклость в радиальном направлении ротора. В средней части перемычки, где расположен сварной шов, на ее наружной поверхности возникают растягивающие осевые напряжения, а на внутренней, т.е. в корне сварного шва - сжимающие. Если же радиальные перемещения средних участков перемычки меньше перемещений концевых участков, что наблюдается для дисков с тяжелыми лопатками или при относительно малом диаметре перемычек, то изгиб перемычки происходит выпуклостью к оси турбины. В этих случаях на внутренней поверхности среднего сечения перемычки, т.е. в корне сварного шва, возникают растягивающие осевые напряжения.

При наличии в корне сварного шва дефектов или конструктивных проточек, выполняющих роль концентраторов напряжений, возможно зарождение и развитие кольцевых трещин, расположенных в плоскости перпендикулярной оси вращения ротора. Их развитие происходит под действием, на первый взгляд, достаточно малых по величине осевых растягивающих напряжений, ≤ 45 МПа, и знакопеременных напряжений с амплитудой, $\approx 3,5$ МПа, при вращении ротора (коэффициент асимметрии цикла $\gamma < 1$).

Методы, ведущие к снижению осевых напряжений от ЦБС в корне сварного шва, приводят к коэффициенту асимметрии цикла $\gamma = -1$. Более эффективны методы, которые приводят к преобразованию растягивающих осевых напряжений до вполне определенных величин, способствующих закрытию дефектов за счет сжатия. В этом случае коэффициент асимметрии $\gamma > 1$.

Очевидным, но не всегда конструктивно применимым, является метод размещения дополнительных дискретных масс в зоне сварных швов, подгружающих середину перемычки.

Более эффективным по простоте исполнения и достижению необходимых результатов является метод асимметричного расположения верхней части диска относительно внутренней, как показано на рис. 2. При этом, ось симметрии 6 наружной части 3 диска 1 оказывается смещенной относительно оси симметрии 7 внутренней части 4 того же диска 1 в сторону перемычки 2, в корне сварного шва 5 которой требуется преобразовать уровень растягивающих напряжений. Напряженное состояние перемычек 2 и характер осевых напряжений в корне сварного шва определяют расчетным путем, например, МКЭ, экспериментальным путем или другими известными методами. Величину асимметрии “e” выбирают расчетным путем по условию

создания в корне сварных швов 5, во вращающемся роторе, сжимающих напряжений заданной величины. Опыт использования такого подхода показал, что для этого можно принять $e \approx 5-30$ мм.

При вращении вокруг оси z (рис.2) сварного ротора с асимметричным расположением наружной 3 и внутренней 4 частей дисков 1, от ЦБС возникают изгибающие моменты M в плоскости оси вращения ротора из-за различных радиальных перемещений U_r^B и U_r^A сторон А и В наружной части 3 диска 1.

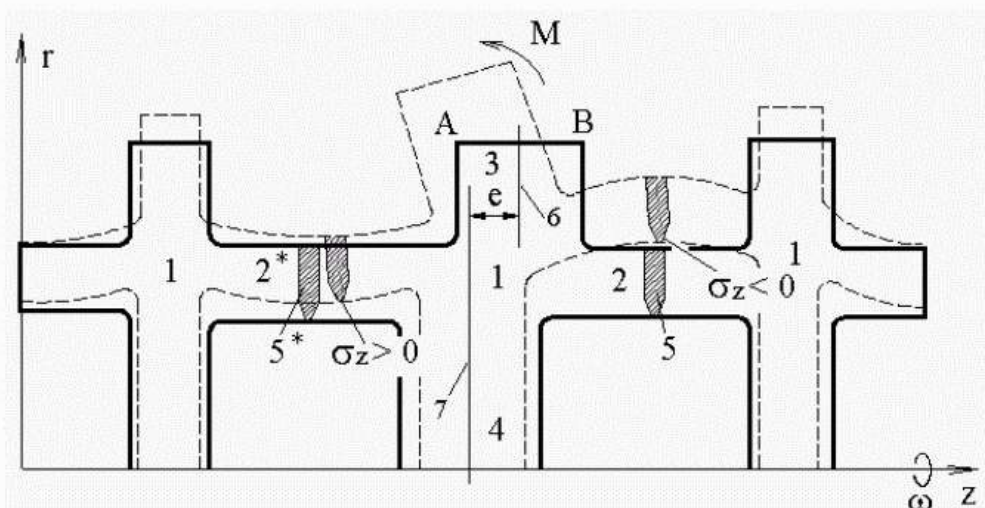


Рис.2. Схема деформации ротора при вращении.

Это происходит за счет того, что сторона А наружной части 3, как бы поддерживается внутренней частью 4 диска 1, а сторона В нависает над этой внутренней частью диска 4, т.е. свободна в радиальном направлении r . При вращении ротора сторона В в радиальном направлении r имеет большие перемещения от действия ЦБС, чем сторона А ($U_r^B > U_r^A$) и наружная часть 3 диска 1 поворачивается, изгибая перемычки 2 и 2*, как показано схематично пунктирной линией на рис.2. При этом перемычка 2 со сварным швом 5 изгибается выпуклостью от оси вращения ротора, т.е. на ее внутренней стороне в районе корня сварного шва 5 возникают сжимающие осевые напряжения $\sigma_z < 0$ (внутренние волокна перемычки 2 сжимаются).

Сжимающие напряжения порядка 13...30 МПа, превышающие по абсолютной величине знакопеременные напряжения от весовых нагрузок равные, как правило, 3...20 МПа, не позволяют "раскрываться" и подрастать возможным дефектам в корне сварных швов, т.е. необходимо стремиться получить коэффициент асимметрии $r \approx 1,6...7$ ($\sigma_{\min} \approx -7...-60$ МПа, $\sigma_{\max} \approx -1...-20$ МПа).

В сварном роторе барабанного типа положительный эффект – преоб-

разование осевых растягивающих напряжений в корне сварных швов в сжимающие, достигается выполнением внутренней расточки в зоне перемычки со сварным швом и ближайших участков крепления рабочих лопаток большего размера, чем диаметр соседних перемычек.

В настоящее время ОАО "Турбоатом" переходит к вертикальной сварке роторов быстроходных турбин, что значительно улучшает качество сварных швов, поскольку исключаются знакопеременные напряжения изгиба при вращении ротора во время сварки.

Внедрение в производство и проектные разработки всех рассмотренных выше рекомендаций и мероприятий, практически исключили повреждения сварных швов, что подтверждается опытом длительной эксплуатации сварных роторов, изготовленных с учетом упомянутых мероприятий.

Литература

1. Прочность паровых турбин/ Под ред. Л.А.Шубенко-Шубина. - М., Машиностроение, 1973. - 456с. 2. Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ/ Под ред. С.П.Соболева. - М., Энергия, 1980. - 192с. 3. Паровая турбина К-500-240 / Под ред. В.Н.Саввина. - М., Энергоатомиздат, 1984. - 264с. 4. Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю.Ф.Косяка. - М., Энергия, 1978. - 312с. 5. Левченко Е.В., Гришин Н.Н., Аркадьев Б.А., Сухинин В.П. Сварные роторы турбоагрегатов (опыт создания и эксплуатации). Теплоэнергетика. 1998, №1. - с.40-43. 6. Заявка №1396965, Великобритания. Сварной ротор. Публикация 1975г. 7. Заявка №1396966, Великобритания. Составные части сварного ротора. Публикация 1975г.

Поступила в редколлегию 03.09.2001

УДК 539.3

КОМБИНИРОВАННОЕ АВТОФРЕТИРОВАНИЕ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ

Г.И.Львов, С.В.Лысенко

Национальный технический университет "ХНИ", Харьков, Украина

The autofrettage of thick-walled cylinders of a variable thickness is considered on the basis of variational statement of the contact task elastic-plastic deformation and unloading. The numerical realization is carried out by a finite element method in a package ANSYS. The model of a material takes into account kinematic hardening and ideal effect Baushinger. The optimum geometric parameters of bandage and initial free clearance are defined, at which the favorable distribution of residual stresses will be derivated and the bandage after a full unloading is removed.