

УДК 621.822.5 : 539.3

В.Ю. АНОФРИЕВ¹, Л.Б. ГЕЦОВ², Ю.А. НОЖНИЦКИЙ³¹ЗАО «Интерневмаш», Санкт-Петербург, Россия²Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Россия³ФГУП "ЦИАМ им. П.И. Баранова", Санкт-Петербург, Россия

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ (ЧАСТЬ 2)

Рассматриваются вопросы проектирования и технологии изготовления крупногабаритных сварных рабочих колес из высокопрочных сталей с пределом текучести 900 – 1000 МПа.¹⁾ Проводились расчеты напряженно-деформированного состояния различных вариантов колес методом конечных элементов с использованием пакетов ANSYS и COSMOS и создана методика сопоставления результатов расчета с требованиями норм прочности, разработанных Невским машиностроительным заводом (НЗЛ) в 1977г. Рассматриваются вопросы статической и усталостной прочности рабочих колес с использованием методики ЦНИИ «Прометей». Ресурс сварных рабочих колес в соответствии с действующими в РФ и за рубежом нормативными требованиями должен подтверждаться с учетом возможного роста трещин малоциклового усталости от дефектов, не выявляемых применяемыми методами неразрушающего контроля. Анализируются возможность образования дефектов в процессе отпуска колес для снятия напряжений. Рассматриваются критерии разрушения, которые могут быть положены в основу создания современных норм прочности колес из высокопрочных сталей. Анализируются результаты расчетов с помощью пакетов ANSYS и COSMOS.

крупногабаритные сварные рабочие колеса, метод конечных элементов, статическая и усталостная прочности, напряженно-деформированное состояние, критерии разрушения

В [1] были рассмотрены вопросы технологии изготовления и результаты расчетов статической прочности сварных рабочих колес из высокопрочной стали.

Циклическая долговечность рабочих колес центробежных компрессоров

В большинстве случаев, когда оборудование при эксплуатации работает непрерывно, при рассмотрении вопросов циклической долговечности главное внимание уделяется вопросам многоциклового усталости. Однако, в случае сравнительно частых пусков и остановок оборудования необходимо проведение расчетов малоциклового усталости колес согласно, например, [2].

Для решения задачи расчетного определения циклической долговечности сварных конструкций необходимо было изучить ряд вопросов, включая [2]:

- определение концентрации напряжений в реальных сварных швах;
- определение уровня остаточных напряжений в конструкции после сварки и отпуска;
- определения уровня номинальных напряжений в эксплуатационных условиях;
- определение уровня циклических напряжений при эксплуатации;
- расчетное определение долговечности.

Определение концентрации напряжений. Изучалось распределение напряжений в зоне сварного шва и влияние радиуса сопряжения шва с основным металлом r на коэффициент концентрации упругих напряжений α_σ (рис. 1).

Проводилось сопоставление рассчитанных МКЭ значений коэффициентов концентрации напряжений с вычисленными по формуле (1) значениями:

$$\alpha_{\sigma} = 1 + 0,25 \sqrt{\frac{s}{r}} \cdot 4 \sqrt{\frac{T + 2b}{s}} \cdot \left[1 - \exp\left(-1,9 \sqrt{\frac{h}{b}}\right) \right]. \quad (1)$$

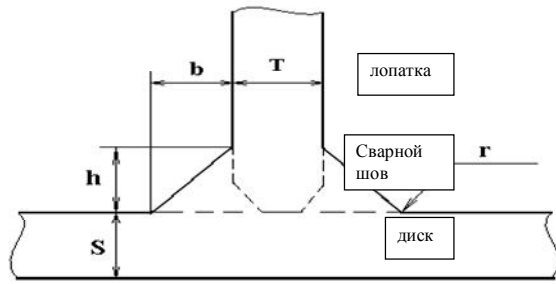


Рис. 1. Зона сварного шва

Распределение номинальных напряжений по сечению представлялось в виде суммы распределения растягивающих и изгибных напряжений. Растягивающие напряжения рассчитывались как средние интегральные напряжения по сечению. Максимальная величина изгибных напряжений определялась как разность между напряжениями, действующими на крайнем волокне рассматриваемого элемента (в области, где отсутствует концентратор напряжений) и среднеинтегральными напряжениями.

Значение коэффициента концентрации определялось как отношение максимального напряжения в концентраторе к номинальному напряжению.

Приведенное в табл. 1 сопоставление ($\sigma_{ср}$, $\sigma_{изг}$, $\sigma_{ном}$ – средние, изгибающие и номинальные напряжения соответственно) показало, что различие между полученными численным и аналитическим методами значения коэффициентов концентрации не превышает 5%.

Таблица 1

Анализ численного и аналитического методов

r, мм	$\sigma_{ср}$	$\sigma_{изг}$	$\sigma_{ном}$	α_{σ} , МКЭ	α_{σ} , формула (1)
	МПа				
2	290,4	490,4	780,8	1,56	1,63
5	283,1	475,1	758,2	1,38	1,40

Определение уровня остаточных напряжений в конструкции после сварки и отпуска. Как показали результаты расчета, наиболее нагруженная зона рабочего колеса при эксплуатационных нагрузках – зона приварки лопаток к диску. В качестве номи-

нальных значений напряжений были приняты значения напряжений в сечении, удаленном от пересечения стенки и полки тавра на величину, равную толщине стенки тавра.

Для определения максимальных местных напряжений в рабочем колесе нагнетателя 2550-31-1, обусловленных концентрацией напряжений в зонах сопряжения металла шва с основным металлом, и для определения коэффициента концентрации напряжений α_{σ} в тавровом сварном шве было использовано выражение (1). Для реально полученного сварного шва радиус сопряжения r составляет не менее 5 мм. В этом случае максимальная величина коэффициента концентрации напряжений, рассчитанного по формуле (1), составляет: $\alpha_{\sigma}^{расч} = 1,49$. Согласно [4], коэффициент концентрации при изгибе для таврового сварного соединения составляет $\alpha_{\sigma}^{изгиб} \approx 1,05 \cdot \alpha_{\sigma}^{расч}$. Таким образом, для исследуемого сварного соединения: $\alpha_{\sigma}^{изгиб} = 1,56$.

Значения максимальных местных напряжений в точках «А» и «Б» [1, рис. 3] (табл. 2) оценивались по формулам:

$$\sigma_{xx}^A = \sigma_{xx}^{ост} + \sigma_{xx}^{расч} \cdot \alpha_{\sigma}^{расч} + \sigma_{xx}^{изгиб} \cdot \alpha_{\sigma}^{изгиб}, \quad (2)$$

$$\sigma_{yy}^B = \sigma_{yy}^{ост} + \sigma_{yy}^{расч} \cdot \alpha_{\sigma}^{расч} + \sigma_{yy}^{изгиб} \cdot \alpha_{\sigma}^{изгиб}, \quad (3)$$

где $\sigma_{xx}^{ост}$ и $\sigma_{yy}^{ост}$ – остаточные напряжения в диске после отпуска для снятия напряжений, рассчитанные с учетом процессов релаксации при различных температурах отпуска. Определение остаточных напряжений в состоянии «после сварки» и после отпуска проводилось методом решения термомеханической задачи МКЭ [5]. Имитировалось последовательное наложение валиков шва согласно технологической инструкции на сварку (всего по 3 прохода на сторону). Поскольку режим послесварочного отпуска заранее не был очевиден, расчет выполнялся для двух температур: 600 и 630 °С. Предполагалось, что при отпуске конструкция нагревается равномерно до заданной температуры, время

выдержки составляет 10 часов, после чего осуществляется достаточно медленное ее охлаждение для того, чтобы избежать возникновения температурных градиентов.

Проводился расчет релаксации напряжений [6]. Для сопоставления с расчетом выполнялись специальные эксперименты по релаксации напряжений в данной стали. Получено, что в состоянии «после сварки» распределение остаточных напряжений характеризуется высоким уровнем его компонент, достигающим $1,3\sigma_{0,2}$ – по продольной компоненте (σ_z), и $0,8\sigma_{0,2}$ – по перпендикулярной линии шва компоненте (σ_x). Этот результат является закономерным для случая, когда толщина зоны термического влияния крайнего валика шва не превышает 0,2 от толщины свариваемого элемента конструкции. Моделирование послесварочного отпуска показало, что для используемого основного металла существенная релаксация остаточных напряжений возможна, лишь когда температура отпуска составляет не менее 600 °С. Но и в этом случае эффект снятия напряжений оказался далеко не полным: величина σ_x составила 417 МПа при отпуске 600 °С и 257 МПа – при отпуске 630 °С. При этом в результате воздействия характерного для данной конструкции режима циклического нагружения с преобладанием знакоположительной асимметрии ($R \geq 0$) и наличия концентрации напряжений итоговые максимальные местные напряжения цикла оказываются высокими и после отпуска. В табл. 2 приведены их значения для точек «А» (концентратор в зоне сопряжения шва с лопаткой) и «В» (концентратор на покрывающем диске) в исходном состоянии и после отпуска.

Таблица 2

Значения максимальных местных напряжений, МПа

Напряжения	После сварки	$T_{отп}=600^\circ\text{C}$	$T_{отп}=630^\circ\text{C}$
σ_{xx}^A	730	710	630
σ_{yy}^B	810	984	904

Определение допускаемых циклических напряжений. Наличие в сварных соединениях концентраторов нерегулярной геометрии, имеющей случайный характер и характеризующийся определенным законом распределения радиуса концентратора – радиуса сопряжения металла шва с основным металлом, не позволяет использовать для расчетов усталостной прочности простые аналитические схемы (например, т.н. «деформационный» критерий усталостного разрушения) [7]. Вследствие этого известные методики определения допускаемых циклических напряжений в сварных соединениях [8 – 10 и др.] опираются на чисто экспериментальный материал – результаты циклических испытаний образцов, представляющих собой сварные соединения различных типов. Кривые усталости, используемые в расчетах, строятся как нижние огибающие больших массивов данных, и в настоящее время их положения для каждого класса сварных соединений унифицировано (классы *C, D, F, F2, G, W* и др.). Таким образом, эти кривые в интегральном виде отражают весь комплекс факторов, определяющих циклическую прочность соединения: концентрацию напряжений, остаточные напряжения, физико-механическую неоднородность структуры. При использовании нижних огибающих имеем наиболее неблагоприятное сочетание этих факторов. Для оценок запасов циклической прочности [3] были выбраны: 1) Методика проектирования с учетом усталости судостроительного классификационного общества Det Norske Veritas (DnV [10]) и 2) Методика ЦНИИ КМ «Прометей» (см., например, [3]).

В методике DnV принимается, что все сварные соединения имеют предельно высокий уровень остаточных сварочных напряжений (ОСН), приближающийся к пределу текучести, и что нормативные кривые усталости ориентированы на наименее благоприятную технологию сварки.

В методике ЦНИИ КМ «Прометей» проводится дифференциация расчетов с учетом уровня ОСН и

осуществляется более точный учет влияния размеров свариваемых элементов и вида нагружения на концентрацию напряжений в околошовной зоне. Нормативные кривые усталости ориентированы на реальную технологию сварки.

В обеих методиках кривые усталости описываются выражением

$$N \Delta\sigma^m = B, \quad (4)$$

где $\Delta\sigma$ – размах напряжений за цикл; B – константа.

Для расчета малоциклового и многоциклового усталости было принято, что циклическое нагружение рассматривается как стационарное, уровень значений размаха рабочих циклических напряжений в полке и стенке рабочего колеса составляет (по результатам тензометрирования) 10÷15 МПа, и что за время установленного ресурса изделия $t_p = 30000$ часов при частоте вращения $\nu = 5019$ об/мин предполагаемая циклическая база нагружения колеса составляет величину $N = t_p \cdot \nu = 9 \cdot 10^9$ циклов. Алгоритм расчета малоциклового усталости изложен в статье [2].

На рис. 2 нормативная кривая усталости согласно «Методике проектирования с учетом усталости» судостроительного классификационного общества Det Norske Veritas (DnV) [10] изображена в виде кривой 1. Она в двойной логарифмической системе координат представляет собой ломаную линию с изломом при $N = 10^7$. Согласно этой кривой допустимый размах циклических напряжений при $N = 9 \cdot 10^9$ составляет 9 МПа.

Отсутствие возможности учета в рамках такой схемы фактической геометрии концентратора позволяет считать эту оценку чрезмерно консервативной. Вследствие этого целесообразно провести аналогичную оценку с использованием более дифференцированной расчетной схемы, предложенной в работах [12, 13] и реализованной в разработанной ЦНИИ КМ «Прометей» и одобренной Морским регистром РФ «Методике определения допускаемых циклических напряжений и выбора конструктивно-технологического оформления сварных соединений морских технических сооружений». Эта методика основана на результатах численных исследований напряженно-деформированного состояния в концентраторах сварных соединений и моделирования процесса развития в них усталостных трещин. В зависимости от ожидаемого уровня остаточных сварочных напряжений и асимметрии цикла нагружения выбирается т.н. «базовая» кривая усталости (имеющая в координатах рис. 2 для предельно высоких растягивающих напряжений тот же угол наклона, что и кривая 1), и определяется эффективный коэффициент концентрации напряжений K_{ef} соединения по отношению к этой кривой:

$$K_{ef} = 1 + A/\sqrt{\bar{r} - r\sigma}, \quad (5)$$

где A – параметр, учитывающий тип соединения, его размеры и условия нагружения; \bar{r} – математически ожидаемое значение радиуса сопряжения шва с ос-

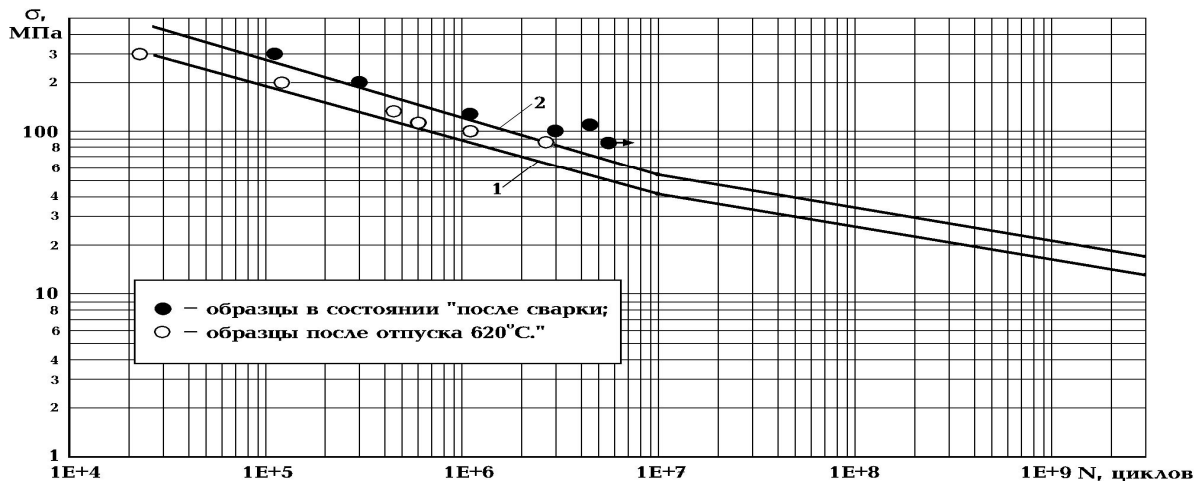


Рис. 2. Расчетные кривые допускаемых циклических напряжений

новным металлом; r_{σ} – среднее квадратичное отклонение этой величины.

По результатам измерения методом слепков и обработки измерений на инструментальном микроскопе с радиусомерной головкой фактических значений r на опытном образце конструкции среднее значение r составило 7,5 мм при среднее квадратичном отклонении 2,5 мм.

Величина A для рассматриваемых тавровых соединений определялась в соответствии с рекомендациями этой методики по соотношениям:

$$- \text{ для точки «А» } A = n_1 S^{-0,5} \left(\frac{t+2h}{S} \right)^{0,25}, \text{ где } S -$$

толщина полки ($S = 30$ мм), t – толщина стенки ($t = 12$ мм), h – катет шва ($h = 6$ мм), n_1 – коэффициент, при преобладании растяжения над изгибом принимаемый равным 0,26. Получаем $A = 1,34 \text{ мм}^{0,5}$;

$$- \text{ для точки «Б» } A = n_1 n_2 S^{-0,5} \left(\frac{t+b}{S} \right)^{0,25}, \text{ где } S -$$

толщина стенки ($S = 12$ мм), t – толщина полки ($t = 30$ мм), b – катет шва ($b = 6$ мм), n_1 – коэффициент, при данной комбинации растяжения с изгибом принимаемый равным 0,24, n_2 – коэффициент, равный 0,7 при приварке детали под прямым углом. Получаем $A = 0,76 \text{ мм}^{0,5}$. Тогда величина K_{ef} составляет для точки «А» $K_{ef} = 1,60$, для точки «Б» $K_{ef} = 1,34$.

Согласно анализа кривой усталости, соответствующей расчетной точке «А», уровень допускаемых циклических напряжений на базе $9 \cdot 10^9$ циклов может быть повышен до 17 МПа. Экспериментальная проверка кривой усталости была выполнена на ограниченном количестве образцов из указанной выше высокопрочной стали в диапазоне долговечностей $10^4 \dots 4 \cdot 10^6$ циклов [3]. Для проверки вывода об отсутствии эффективности послесварочного отпуска испытывались образцы двух серий: в исходном состоянии после сварки и после отпуска 630°C . Образцы, полностью имитирующие примененную технологию сварки, испытывались при знакопостоянном четырехточечном изгибе с постоянной

составляющей напряжений в верхней фибре 450 МПа. Экспериментальные результаты (точки, соответствующие моменту разрушения образцов) также представлены на рис. 2. Как следует из сопоставления данных для образцов в состоянии «после сварки» с кривой 2, последняя является достаточно точной, поэтому она может быть рекомендована для прогнозирования разрушающих напряжений при больших долговечностях. Неожиданным оказался результат испытаний образцов после отпуска – долговечность в этом случае оказывается даже несколько ниже (\sim в 3 раза), чем для образцов в исходном состоянии.

Хрупкая прочность рабочих колес

Согласно [7], сопротивление хрупкому разрушению считается обеспеченным, если для расчетного трещиноподобного дефекта при эксплуатации выполняется условие

$$K_I \leq [K_I], \quad (6)$$

где K_I – коэффициент интенсивности напряжений; $[K_I] = K_{IC}/n_k$ – допускаемое значение коэффициента интенсивности напряжений при минимальной температуре эксплуатации; K_{IC} – вязкость разрушения; n_k – коэффициент запаса (для режима нарушения нормальных условий эксплуатации согласно [7] $n_k = 1,5$).

Рассмотрим результаты расчета хрупкой прочности колеса нагнетателя 2550-31-1. В качестве расчетного дефекта при нарушении нормальных условий эксплуатации в рабочем колесе примем поверхностную полуэллиптическую трещину глубиной $a = 0,25s$ с соотношением полуосей $a/c = 2/3$ (a и c – малая и большая полуось трещины соответственно, s – толщина стенки рассматриваемого элемента конструкции с трещиной). Значение K_I определялось по формуле [7]:

$$K_I = \eta(0,7\sigma^{раст} + 0,45\sigma^{изгиб})(s/10^3)^{1/2} + K_{IS}, \quad (7)$$

где K_{IS} – коэффициент интенсивности напряжений от остаточных сварочных напряжений; $\sigma^{раст}$ и $\sigma^{изгиб}$

приведены в МПа; s – в мм; K_I – в МПа $\sqrt{м}$. Параметр η определялся из зависимостей: $\eta = 1 + (\alpha_\sigma - 1)^{0,7} 1,8/(s/r)$ при $0 < s/r \leq 5$ и $\eta = 1 + (\alpha_\sigma - 1)^{0,7} 9/(s/r)^2$ при $s/r > 5$. При $\eta > \alpha_\sigma$ величина η принимается равной α_σ . Значение α_σ принимается как максимальная величина из значений коэффициентов концентрации напряжений при растяжении и изгибе. Как было показано выше, $r = 5$ мм, $\alpha_\sigma = 1,56$; при этом для точки «А» $\sigma^{раст} = 270$ МПа, $\sigma^{изгиб} = 40$ МПа, $s = 30$ мм и для точки «Б» $\sigma^{раст} = 150$ МПа и $\sigma^{изгиб} = 250$ МПа, $s = 12$ мм. Расчет K_{IS} проводился с помощью метода весовых функций [13]. Результаты расчета дают $K_{IS} = 14,9$ МПа $\sqrt{м}$. Тогда для точки «А»: $\eta = 1,17$, $K_I = 49,6$ МПа $\sqrt{м}$ и для точки «Б»: $\eta = 1,50$, $K_I = 50,6$ МПа $\sqrt{м}$.

Вязкость разрушения сварного соединения определяется значениями для металла шва и/или металла зоны термического влияния (ЗТВ), поскольку вязкость разрушения основного металла выше, чем у металла шва и металла ЗТВ. Учитывая, что минимальная температура эксплуатации $T = -30$ °С и минимальное значение K_{IS} для металла шва при этой температуре равно 82 МПа $\sqrt{м}$, можно заключить, что условие обеспечения хрупкой прочности (6) для рассматриваемого рабочего колеса выполняется (т.к. $K_I = 50,6$ МПа $\sqrt{м} < [K_I] = 54,65$ МПа $\sqrt{м}$).

Особенности выбора режимов послесварочной термической обработки колес

Проводилась термическая обработка опытной конструкции рабочего колеса центробежного компрессора диаметром около 850 мм. Нагрев осуществлялся до 620 °С, выдержка 7 часов, охлаждение на воздухе. При последующем УЗ контроле в сварных швах приварки лопаток к внешнему ободу были обнаружены множественные трещиноподобные дефекты. Металлографический анализ показал, что они локализованы вблизи границы сплавления шва с основным металлом и имеют межзеренный харак-

тер. Были высказаны два основных предположения о причинах образования трещин [14].

1. Разрушения вызваны явлением отпускной хрупкости металла, следовательно, для их устранения необходимо более быстрое охлаждение.

2. Разрушения связаны с недостаточно равномерным нагревом или охлаждением лопаток и дисков колеса, возможностью локализации пластических деформаций в металле сварного соединения вследствие действия временных термических напряжений, возникших из-за неравномерного прогрева, и низкой деформационной способности металла при температуре отпуска. В этом случае необходимо обеспечить медленное охлаждение, чтобы избежать возникновения температурных градиентов в конструкции.

Таким образом, рекомендации по изменению режима отпуска в двух указанных случаях различны.

Для определения причин образования дефектов и определения требуемого режима отпуска были выполнены следующие исследования:

- определение прочностных и пластических характеристик материала сварных соединений в температурном диапазоне отпуска;
- определение ударной вязкости материала на образцах с острым надрезом (KCV) при варьируемых режимах отпуска для определения склонности материала к отпускной хрупкости.

Определение стандартных механических свойств материала сварных соединений и основного металла после завершения отпуска не выявило существенных изменений прочностных или пластических характеристик (относительное сужение ψ составило не менее 65..70%). Однако выполненные при температурах выше 600 °С испытания на кратковременное статическое растяжение показали, что при указанном повышении температуры пластичность ψ снижается до 25%, а внутризеренный характер разрушения образцов меняется на межзеренный.

Это обстоятельство заставило обратить внимание на возможность снижения деформационных характеристик материала в процессе кратковременной ползучести на временной базе, соответствующей времени нагрева, выдержки и охлаждения конструкции в печи. Для определения характеристик кратковременной ползучести были испытаны цилиндрические образцы, вырезанные перпендикулярно сварному шву таким образом, что в рабочую часть образца попадали металл шва, металл ЗТВ и основной металл. Испытания проводились под действием постоянной растягивающей нагрузки при температурах 400, 590 и 620 °С на базе 7 часов. На рис. 3 представлен некоторые из полученных кривых ползучести при 620 °С. Найденное значение

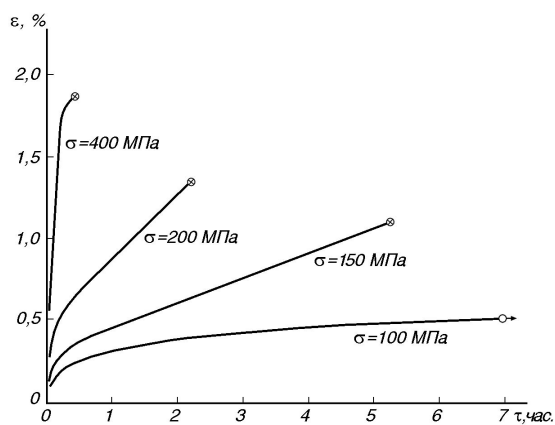
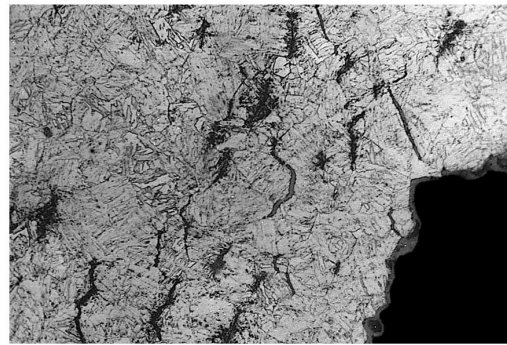


Рис. 3. Кривые ползучести для материала сварных соединений; T = 620 °С (точки ⊗ соответствуют разрушению)

ограниченного предела длительной прочности на указанной временной базе составляло не более 150 МПа (при кратковременных испытаниях на растяжение $\sigma_{0,2} = 550$ МПа). При этом предельная деформационная способность оказалась крайне низкой – не более 1,3%, причем разрушения имели межзеренный характер (рис. 4). Аналогичные результаты



x400

Рис. 4. Структура металла вблизи поверхности разрушения. T = 620 °С, $\sigma = 400$ МПа

были получены и при температуре 590 °С; в этом случае предел длительной прочности находился в диапазоне 220...250 МПа. Для всех образцов разрушение было локализовано в металле сварного шва или по границе сплавления и характеризовалось множественностью очагов разрушения (рис. 4).

При 400 °С явление ползучести на данной временной базе зарегистрировано не было. Следует отметить, что аналогичные случаи хрупкого разрушения в условиях релаксации напряжений были обнаружены ранее в испытаниях аустенитной стали в состоянии с малой длительной пластичностью [15].

Определение ударной вязкости материала сварного соединения проводили после отпуска по двум режимам: 1) нагрев до 620 °С, выдержка 7 часов, охлаждение на воздухе, и 2) нагрев до 620 °С, выдержка 7 часов, охлаждение с печью с закрытой дверцей. В последнем случае время пребывания металла в интервале температур отпускной хрупкости 400...450 °С составляло не менее 30 минут, что почти на порядок больше, чем при использованном режиме отпуска колес. В табл. 3 представлены усредненные значения KCV после этих обработок.

Таблица 3

Усредненные значения KCV

Место расположения надреза	Ударная вязкость KCV, Дж/см ²	
	режим отпуска 1	режим отпуска 2
Основной металл	229	220
ЗТВ	242	241
линия сплавления	176	142
металл шва	166	119

Как следует из этих данных, провоцирующий отпускную хрупкость режим отпуска несколько снижает ударную вязкость металла шва, однако значения KCV все же остаются достаточно высокими. Маловероятно, чтобы этот фактор приводил к возникновению дефектов.

Таким образом, выполненные испытания показывают, что основной причиной появления дефектов при термообработке является низкая деформационная способность металла сварных соединений при высокотемпературной ползучести. По результатам расчетных оценок получено, что при различии температур в лопатках и ободу порядка 100 °C возникающие временные термические напряжения оказываются уже достаточными для реализации разрушающих деформаций в зонах их приварки. Такая ситуация вполне реальна из-за различной скорости охлаждения различных сечений колес, если охлаждение осуществляется на воздухе.

На основании изложенного можно заключить, что материал сварных соединений высокопрочных хромоникельмолибденовых низколегированных сталей обладает низкой деформационной способностью при эффективных с точки зрения снятия остаточных сварочных напряжений температурах послесварочного отпуска и столь малой склонностью к отпускной хрупкости, что это не могло вызвать образования трещин в рабочих колесах во время отпуска.

Собственные частоты рабочих колес

В диапазоне рабочих оборотов рабочего колеса нагнетателя 2550-31-1 были произведены два расчета: без учета и с учетом напряженного состояния, вызванного центробежными силами. Последнее привело к незначительному росту собственных значений частот на 5...20 Гц. Результаты приведены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты расчетов собственных частот рабочих колес

Гармоники	Значение собственной частоты без учета вращения	Значение собственной частоты с учетом вращения	Значение собственной частоты без учета вращения с закреплением по внутр. диаметру	Примечание
1	594	603	606	Крутильная форма
2	661	668	848	Изгибная форма колебаний диска с 1 узловым диаметром
3	769,5	774	955	
4	862,5	873.5	977	Изгибная форма колебаний диска с 2-мя узловыми диаметрами
5	1278	1292	1325	Изгибная форма колебаний диска с 3-мя узловыми диаметрами
6	1422	1427	1485	
7	1618	1624	1635	
8	1678	1695	1694	
9	1829	1845	1858	Колебания входных кромок лопаток
10	1844.5	1862		
11	1863.5	1880		

Из таблицы видно, что колебания 1 – 5 кратности относятся к крутильным и изгибным колебаниям дисков. Что касается 6 – 8 кратностей, то характер колебаний сложный. При моделировании условия

жесткого защемления на внутреннем диаметре основного диска наблюдается увеличение значений собственных частот изгибных колебаний дисков. В то же время на формах колебаний с преобладанием

крутильной составляющей (1, 6, 7 гармоники) изменение условий закрепления не привело к заметному изменению значений собственных частот. На рис. 5 приведена кэмпбелл-диаграмма резонансных режимов. Из приведенного на рис. 5 графика следует, что линия частот возмущающих сил ($f = n \cdot z$, где $z = 17$ – число лопаток диффузора, n – число оборотов, об/сек) при рабочих оборотах пересекает линию собственных частот 6-й гармоники.

Заключение

В проведенной работе рассмотрены вопросы, связанные с технологией изготовления сварных рабочих колес из высокопрочной стали. Приведены примеры расчетной оценки прочности колес двух компрессоров. В связи с наличием локальных зон пластических деформаций проведены также варианты расчеты с измененной геометрией отдельных подходов к определению циклической и участков колеса. Описан алгоритм расчета запасов прочности по существующим нормам в рамках расчета напряжений МКЭ. Произведенная оценка запасов прочности подтвердила работоспособность рассматриваемых объектов под действием центробежных сил.

Рассмотрены вопросы хрупкой прочности колес. Проведен анализ причин образования полученных при проведении послесварочного отпуска трещин. Даны рекомендации, исключающие их образование. Рассмотрен пример вибрационного анализа рабочего колеса

По работе сделаны следующие выводы:

1. Выполненный комплекс работ обеспечивает прочностную надежность рабочих колес центробежных компрессоров из высокопрочных сталей с КП90.

2. Разработанные и использованные в настоящей работе алгоритмы расчета запасов прочности, учитывающие наличие локальных зон пластической деформации, могут быть рекомендованы к внедрению в новую редакцию Норм прочности. Вместе с тем установлена целесообразность уточнения и проверки значений запасов прочности, а также решения вопросов, связанных с определением несущей способности колес.

3. Учитывая полученные результаты проведенной работы и опыт промышленной эксплуатации, следует признать дискуссионными требования международного стандарта API 617 о необходимости проведения послесварочного отпуска сварных колес

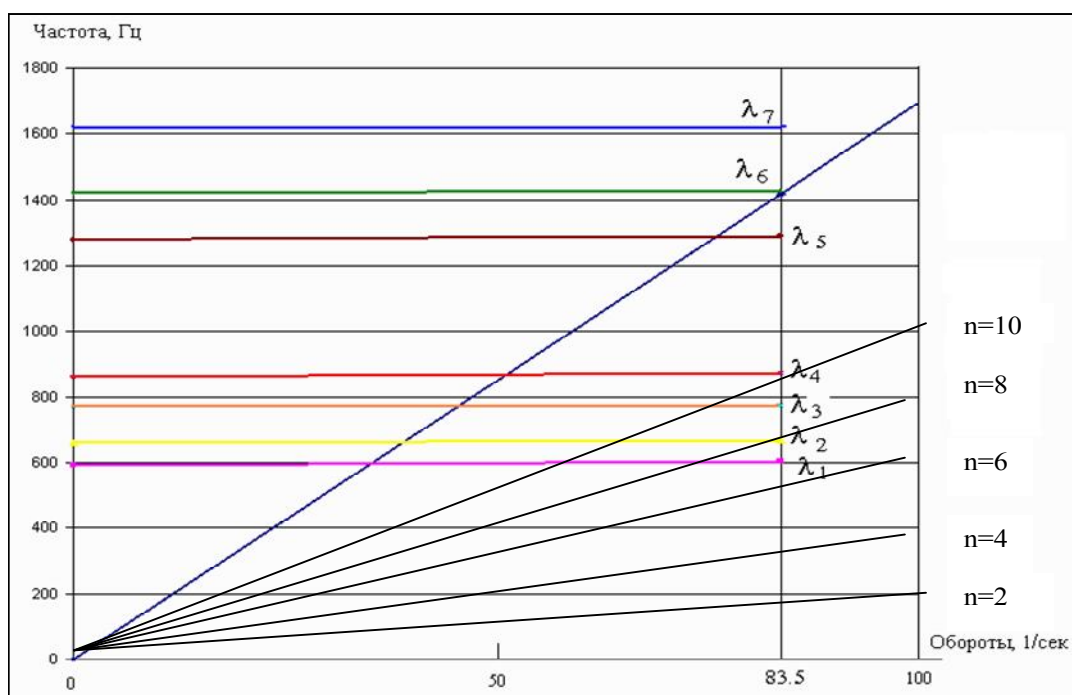


Рис. 5. Кэмпбелл-диаграмма резонансных режимов

центробежных компрессоров.

Литература

1. Анофриев В.Ю., Гецов Л.Б., Ножницкий Ю.А. Обеспечение прочностной надежности колес центробежных компрессоров из высокопрочных сталей. Часть 1 // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 6 (22). – С. 16-23.

2. Ножницкий Ю.А. Методы подтверждения ресурса основных деталей авиационных газотурбинных двигателей // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2003. – № 3. – С. 201-209.

3. К вопросу расчетного определения циклической долговечности сварных рабочих колес центробежных компрессоров из высокопрочной стали / А.В. Ильин, Л.Б. Гецов, Б.З. Марголин, В.И. Костылев, В.Ю. Анофриев, С.М. Балакин // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ. – С.-Пб. – 2004. – № 489. – С. 209-216.

4. Ильин А.В., Леонов В.П., Маннинен Т.П. Влияние геометрии сварных соединений на концентрацию упругих напряжений // Вопросы судостроения (серия «Сварка»). – 1981. – Вып. 32. – С. 16-24.

5. Карзов Г.П., Марголин Б.З. Швецова В.А. Физико-механическое моделирование процессов разрушения. – С.-Пб.: Политехника, 1993. – 391 с.

6. Марголин Б.З., Гецов Л.Б., Костылев В.И. Влияние отпуска на распределение остаточных напряжений в сварном рабочем колесе центробежного компрессора // Сборник трудов второй конференции пользователей программного обеспечения САД-FEM GmbH (Москва, 17-18 апреля 2002 г.) / Под ред. А.С. Шадского. – М., 2002. – С. 272-275.

7. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86). – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.

8. BS 7608 (BSI 1993) Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures. – London: British Standard In-t. – 80 p.

9. ABS Guide for Fatigue Strength Assessment of Tankers, June, 1992. – 30 p.

10. Det Norske Veritas (DnV) // Classification Notes № 30.2, Fatigue Strength Analysis for Mobile Offshore Units. – 1984. – 60 p.

11. Ильин А.В., Леонов В.П., Мизецкий А.В. Метод численного моделирования начальной стадии циклического повреждения сварных соединений. Построение S-N-кривых // Вопросы материаловедения. – 1996. – Вып. 2 (5). – С. 62-76.

12. Виноградов О.П., Ильин А.В., Леонов В.П. Разработка методов определения циклической прочности сварных соединений ЛСБУ // Вопросы материаловедения. – 1996. – Вып. 2 (5). – С. 77-88.

13. Вайншток В.А. Инженерные методы вычислительной механики разрушения, базирующиеся на применении весовых функций // Проблемы прочности. – 1988. – № 10. – С. 31-36.

14. В.Ю. Анофриев, Л.Б. Гецов, А.В. Ильин, В.П. Леонов. Особенности выбора режимов // Труды VI Международной конференции. – С.-Пб.: СПбГПУ. – 2005. – С. 38-42.

15. Борздыка А.М., Гецов Л.Б. Релаксация напряжений в металлах и сплавах. – М: Металлургия, 1978. – 256 с.

Поступила в редакцию 22.09.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С. В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.