

Тема номера
**Системы
управления ТОиР**

ГЛАВНЫЙ МЕХАНИК

9/2013

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕОГРАНИЧЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН НА ОСНОВЕ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ

И. А. Сурков, канд. техн. наук, генеральный директор,

И. В. Тимохин, главный инженер,

Д. С. Бондарь, инженер, фирма «Надежность ТМ»,

Россия, 109428, г. Москва, Рязанский проспект, д. 8а, стр. 45,

info@nadezhnost.com

Аннотация. Показана необходимость и на ряде примеров обоснована возможность обеспечения неограниченной долговечности базовых деталей действующих металлургических машин на основе разработки и внедрения оптимальных конструктивно–технологических решений, при сохранении первоначальной компоновки машины.

Ключевые слова: металлургические машины, базовые детали, неограниченная долговечность, предел выносливости, коэффициент запаса усталостной прочности, модернизация, ремонт.

PROVISION OF INFINITE LIFE OF BASIC PARTS OF HEAVY-DUTY MACHINES ON THE BASIS OF THEIR MODERNIZATION

I. A. Surkov,

I. V. Timokhin,

D. S. Bondar

Lead. Necessity has been shown and by a number of examples the possibility of provision of unlimited durability of basic parts of existing metallurgical machines based on design and implementation of the optimal constructional and technological solutions, while maintaining the original layout of machine, has been explained.

Key words: metallurgical machines, basic parts, unlimited durability, endurance limit, fatigue safety factor, modernization, repair.

Прямой смысл, заложенный в понятие «базовые детали», предполагает, что они должны сохранять свою работоспособность в течение

всего срока эксплуатации. Поставщики, например, гидравлических прессов, косвенно подтверждают положение о неограниченной

долговечности базовых деталей, не устанавливая нормативных сроков их эксплуатации и не комплектуя машины такими запасными деталями. Принимают положение о неограниченной долговечности базовых деталей и заказчики. Они справедливо считают новое оборудование, созданное крупнейшими заводами тяжелого машиностроения, отвечающим последним достижениям науки и техники и, следовательно, имеющим необходимую (в данном случае неограниченную) долговечность. Поэтому причина разрушения базовых деталей, в большинстве случаев – внезапного, воспринимается как редкое стечение неблагоприятных обстоятельств.

Выполненные специалистами фирмы «Надежность ТМ» исследования показали, что разрушения базовых деталей не связаны со старением всего объема материала детали, происшедшим в процессе длительной работы. Возможность разрушения существовала с самого начала эксплуатации, а ее причины кроются в виде технологических и конструктивных локальных концентраторов напряжений, которые были заложены в базовые детали на стадиях проектирования, изготовления и монтажа.

Поскольку рассматриваемые конструктивные недостатки не вызваны принятием вынужденных, компромиссных решений, направленных на достижение требуемых эксплуатационных характеристик, они могут и должны быть выявлены и устранены. Современный уровень развития науки о прочности (надежности машин) позволяет провести такую модернизацию без ущерба для технологических возможностей оборудования.

Если своевременная оценка прочности не была проведена и разрушение произошло, то в новую деталь, предназначенную для замены вышедшей из строя, должны быть внесены конструктивно-технологические изменения, устраняющие причину, вызвавшую разрушение, обеспечив тем самым необходимую долговечность.

В качестве обоснования эффективности такого подхода ниже дан ряд примеров, подтверждающих принципиальную возможность обеспечения неограниченной долго-

вечности базовых деталей при сохранении первоначальной компоновки действующей металлургической машины, достигаемой на основе разработки и внедрения оптимальных конструктивно-технологических решений.

ЦИЛИНДРЫ

Для ряда областей техники необходимы штампованные плоские изделия со сравнительно небольшой высотой оребрения. Для получения таких изделий целесообразно использовать специализированные короткоходовые (ход 200–300 мм) прессы в одноцилиндровом исполнении. С одной стороны, при одинаковых развиваемых силах масса и стоимость специализированных прессов оказываются в несколько раз меньше, чем у универсальных прессов. С другой стороны, восприятие значительных сил сравнительно небольшими объемами материала базовых деталей определяет необходимость тщательной проработки их конструкции для получения напряжений приемлемого уровня.

Цилиндр специализированного пресса усилием 300 МН разрушился после наработки 65 тыс. циклов нагружений (рис. 1а). Очаг зарождения трещины и зона ее первоначального роста имеют четко выраженный усталостный характер (рис. 1б).

Исследование напряженного состояния цилиндра проведено методом фотоупругости на модели пресса из оптически чувствительного материала. В зоне возникновения трещины максимальные растягивающие напряжения достигали величины $\sigma_{\max} = 420$ МПа (рис. 2а).

При давлении рабочей жидкости $p = 100$ МПа максимальные эквивалентные напряжения на внутреннем контуре составляют $\sigma_{\text{экв}} = 520$ МПа. При этом уровне напряжений запас усталостной прочности $n < 1$, что делает закономерным возникновение усталостной трещины. Измерения выявили возникновение напряжений такой же величины и на контуре внешней галтели.

Проблему снижения напряжений на контуре внутренней галтели цилиндра решили посредством существенного увеличения радиуса

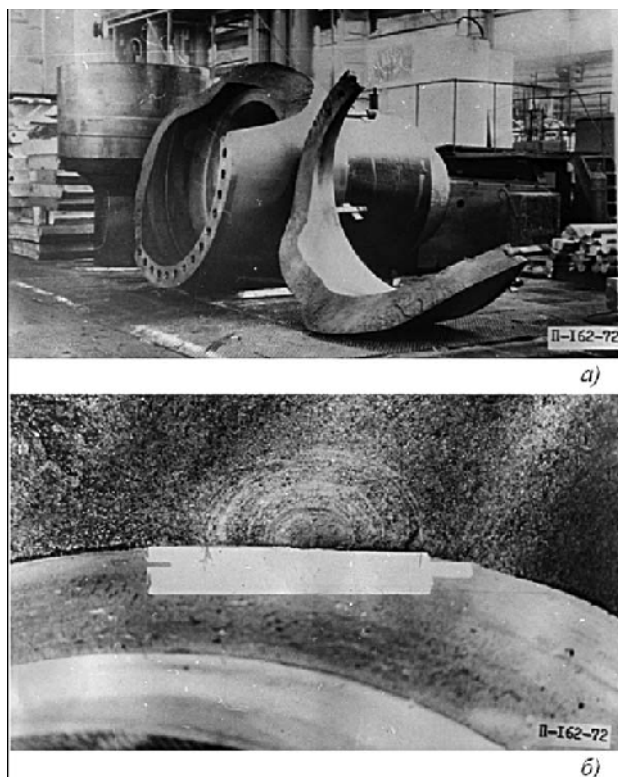


Рис. 1. Разрушенный цилиндр специализированного пресса силой 300 МН: а – разрушенный цилиндр с отделившейся частью стенки; б – зона зарождения и развития усталостной трещины в галтели дна имеет четко выраженный усталостный характер

галтели (рис. 2б). Напряжения во внешней галтели уменьшены выполнением ее контура по форме оптимальной кривой с поднутрением стенки [1]. Эксперимент, проведенный на пространственной модели методом фотоупругости, показал, что новая форма галтелей снижает напряжения на внутреннем контуре до $\sigma_{\max} = 210$ МПа и на внешнем контуре до 160 МПа. При давлении рабочей жидкости $p = 100$ МПа максимальные эквивалентные напряжения на внутреннем контуре $\sigma_{\text{экв}} = 310$ МПа, что дает запас усталостной прочности $n = 1,23$ и снимает ограничение долговечности цилиндра по критерию максимальных напряжений в галтельных переходах.

В линиях производства железнодорожных колес применяют высокоцикличные гидравлические одноцилиндровые прессы рабочим усилием 20 МН, 50 МН, 100 МН и 35 МН (по ходу технологического потока) [2]. Практика их

применения показывает, что главные цилиндры прессов выходят из строя после трех–пяти лет эксплуатации. Эти сроки и определили ресурс, после исчерпания которого необходимо заменять цилиндры для предупреждения внеплановых простоев, вызванных их внезапным разрушением.

Типичной причиной разрушения деталей этого типа является развитие усталостных трещин в зоне галтели дна цилиндра, что подтверждено результатами обследования пресса силой 50 МН (масса цилиндра 52 т) [3]. Результаты исследований также показывают, что возникновение трещин вызвано наличием металлургических дефектов в заготовке дна [4], существенно снижающих усталостную прочность материала в зоне галтели.

Определение напряжений в галтели дна было проведено методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. По результатам расчета максимальные растягивающие напряжения в галтели дна в 1,4 раза превышали номинальные растягивающие напряжения в средней части стенки цилиндра (рис. 3а), что также способствовало возникновению усталостных трещин.

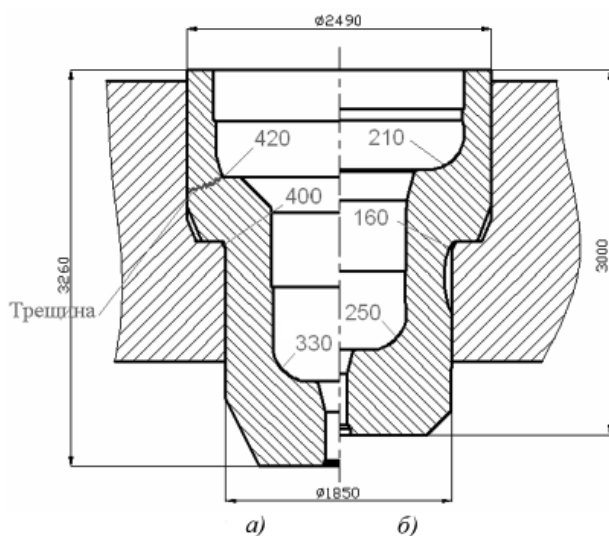


Рис. 2. Максимальные напряжения (МПа) на контурах галтелей цилиндра специализированного пресса силой 300 МН: а – первоначальная конструкция; б – конструкция цилиндра после модернизации

Значительного увеличения долговечности цилиндров удалось достигнуть как за счет изменения технологии изготовления заготовки дна, так и в результате изменения формы переходной галтели дна. Применение технологии двойной проковки [5] устранило металлургические дефекты в зоне возникновения максимальных напряжений, а внедрение новой формы галтели дна (рис. 3б) позволило снизить максимальные растягивающие напряжения до уровня номинальных в зоне Ляме.

Цилиндры, дна которых изготовлены с использованием вышеупомянутых новых конструктивно-технологических решений, эксплуатируются в гидравлических прессах линии производства железнодорожных колес с 2005 г. Годовая производительность линии составляет 820 тыс. колес, что по количеству нагружений с номинальным усилием является рекордным для мировой практики применения мощных гидравлических прессов. За восемь лет эксплуатации (~6,5 млн циклов нагружения полной силой) отказов цилиндров не зафиксировано.

ПОПЕРЕЧИНЫ

Разрушения поперечин мощных гидравлических прессов, вызванные ошибками, допущенными на стадиях проектирования, изготовления и монтажа, происходят через 10–20 и более лет после начала эксплуатации. Такая длительная безотказная работа поперечин, к тому же не имеющих подвижных частей, обычно воспринимается как вполне достаточная гарантия их неограниченной долговечности, и поэтому какая-либо экспертиза фактического состояния поперечин считается излишней. Подобное отношение обычно распространяется и на другие базовые детали, поскольку они также отличаются безотказной работой в течение достаточно длительного срока. Однако последующие разрушения базовых деталей вызывают экономический ущерб, многократно превышающий расходы на экспертизу их состояния, разработку и внедрение технических решений по предупреждению разрушений.

Во многих случаях разрушения вызваны усталостными трещинами, возникающими на

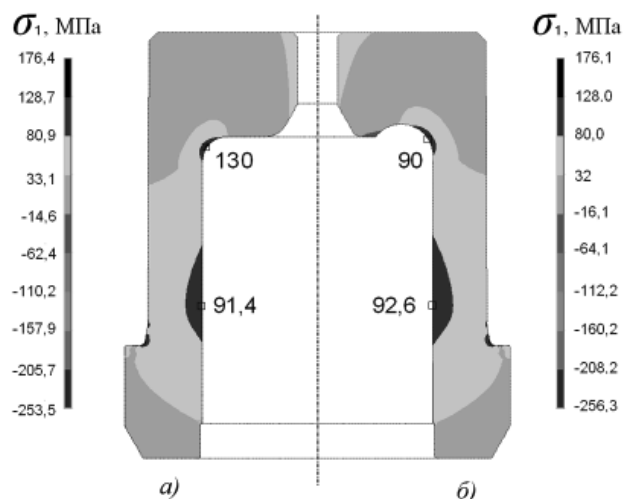


Рис. 3. Напряженное состояние (МПа) внутреннего контура цилиндра усилием 50 МН одноцилиндрового пресса в линии производства железнодорожных колес: а – первоначальная геометрия внутренней поверхности; б – внутренняя поверхность дна после модернизации

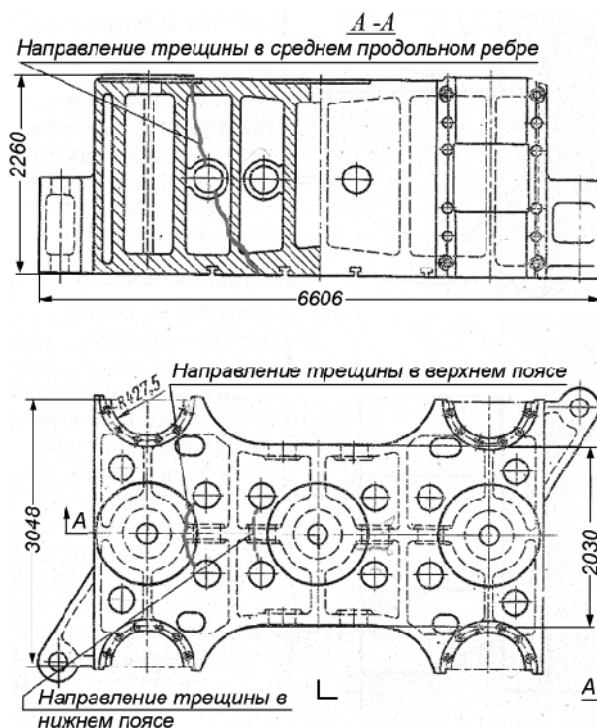


Рис. 4. Трещина в ребре подвижной поперечины штамповочного пресса силой 100 МН

поверхностях технологических отверстий во внутренних ребрах и внешних стенках поперечин. На рис. 4 показано положение трещины в

подвижной поперечине штамповочного пресса усилием 100 МН (масса поперечины 107,5 т, материал сталь 35Л) [6]. Трещина возникла на контуре технологического отверстия в центральном ребре и, оставаясь незамеченной, полностью перерезала ребро и вышла на верхнюю и нижнюю плиты поперечины. До обнаружения трещины поперечина проработала примерно 11 лет (около 5 млн от нулевых циклов нагружений). Ремонт поперечины потребовал длительного времени на разборку – сборку пресса, разделку – заварку трещины и термообработку. Расчет показывает, что максимальные растягивающие напряжения на контуре отверстия достигали 300 МПа, что примерно в два раза превышает предел выносливости стали 35Л и делает закономерным образование трещин. Своевременная диагностика работы пресса позволила бы выявить возникновение недопустимых перегрузок, и

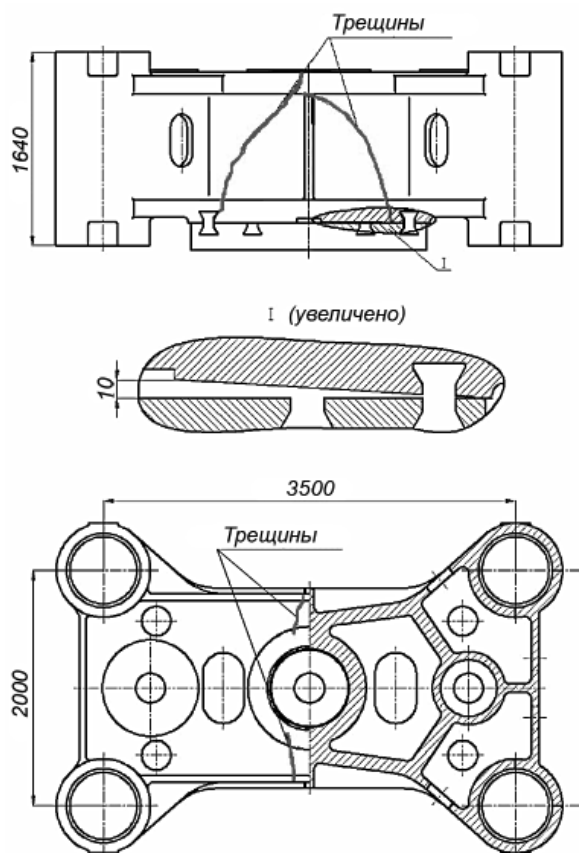


Рис. 5. Расположение трещин в подвижной поперечине ковочного пресса силой 32 МН и формоизменение контактной поверхности поперечины

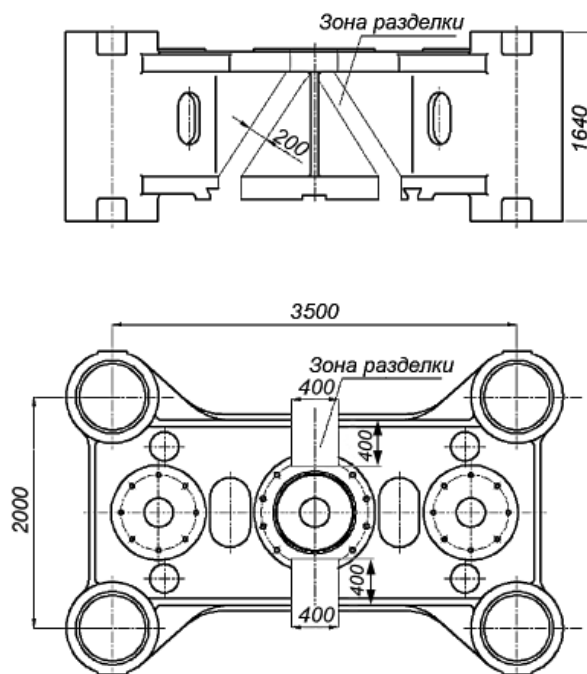


Рис. 6. Разделка под сварку боковых стенок, верхней и нижней плит подвижной поперечины ковочного пресса силой 32 МН

для защиты от вероятного разрушения можно было бы заварить технологические отверстия в центральном ребре еще до возникновения трещин.

Возможность успешного применения сварки проверена неоднократно, например, по результатам восстановления в цеховых условиях ковочного пресса силой 32 МН, находившегося в эксплуатации с 1970 г. В июле 2008 г. в подвижной поперечине пресса были обнаружены трещины. На обеих внешних стенках трещины проходили в диагональном направлении от середины верхней плиты до пазов крепления штампового набора в нижней плите (рис. 5). Трещины образовались под действием высоких напряжений, возникавших в зоне клиновидной выработки глубиной 10 мм, образовавшейся в центре нижней плиты.

Восстановление поперечины выполнено сваркой на месте без демонтажа пресса. Схема разделки трещин под сварку показана на рис. 6. Разработанная технология сварки включает в себя специальные конструктивно-технологические решения, позволяющие сохранить геометрию поперечины и взаимное распо-

ложение колонных стаканов. После сварки мобильным фрезерным станком проведена планировка контактных поверхностей поперечины и восстановление пазов для крепления штампового набора.

Ремонт поперечины, включающий в себя подготовительные работы, разделку трещин, сварку и механическую обработку, проведен в течение 22 суток. Сразу же после окончания ремонта пресс был запущен в эксплуатацию (рис. 7). К настоящему времени восстановленная подвижная поперечина ковочного прессы силой 32 МН находится в эксплуатации уже 5 лет и претензий к ее работе нет.

КОЛОННЫ

Среди базовых деталей гидравлических прессов колонна является наиболее простой по геометрической форме, но отличается наиболее высоким уровнем максимальных напряжений во впадинах витков резьбы. Расчету напряженного состояния и прочности колонн посвящено значительное число работ, тем не менее разрушения колонн относятся к наиболее многочисленной группе отказов базовых деталей. При анализе причин разрушений отмечено, что колонны в большинстве случаев разрушаются по первым нагруженным виткам внешней резьбовой части. Изломы колонн имеют ясно выраженный усталостный характер; имеются зоны образования и развития усталостной трещины и зона статического



Рис. 7. Ковочный пресс силой 32 МН с восстановленной подвижной поперечиной в работе



Рис. 8. Планировка контактных поверхностей стыка «поперечина-гайка-колонна» гидравлического прессы мобильным оборудованием

излома. Выход из строя является следствием потери усилия затяжки колонны в поперечине в процессе эксплуатации машины. Нарушается штатная работа стыка «поперечина-гайка-колонна», и вся технологическая нагрузка приходится на определенные витки резьбы колонны.

Заводские службы, проводящие затяжку колонн, ориентируются на методики, рекомендованные заводом-изготовителем металлургической машины. Однако такие методики зачастую не учитывают ряд существенных факторов, впоследствии приводящих к ослаблению усилия затяжки колонны.

Также нарушению штатного режима работы колонн способствует неравномерная (клиновья) выработка поверхностей контакта поперечины с гайками колонн, являющаяся следствием потери усилия затяжки.

Компания «Надежность ТМ» проводит затяжку колонн прессы в поперечинах с помощью разработанных и запатентованных технологий (Патент РФ № 2252874) и устройства (Патент РФ № 2253571): предварительная планировка контактных поверхностей (рис. 8) и метод затяжки, учитывающий ряд существенных факторов, позволяют обеспечить требуемую плотность стыка «поперечина-гайка-колонна» в процессе длительной эксплуатации металлургической машины.

СТАНИНЫ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Для реверсивного четырехвалкового стана 1700 теплой прокатки, применяющегося для прокатки листов из титановых сплавов, требовалось выполнить работы по обеспечению неограниченной долговечности верхней поперечины станины и рассмотреть возможность увеличения воспринимаемой станинами нагрузки до 30 МН. На рис. 9 схематично представлена верхняя поперечина станины прокатного стана с отверстиями диаметром d и D для размещения нажимного винта и гайки соответственно.

Максимальные напряжения, возникающие на поверхности радиусной галтели R , недоступной для прямого наблюдения, вызывают постепенное и медленное развитие усталостных трещин в этой зоне и последующее внезапное разрушение станины.

В работе [7] по результатам усталостных испытаний получены следующие значения пределов выносливости стали 35Л: при симметричном цикле $\sigma_{-1} = 96$ МПа, при пульсационном цикле $\sigma_0 = 190$ МПа. По расчетным значениям максимальных напряжений и результатам усталостных испытаний для станин стана 1700

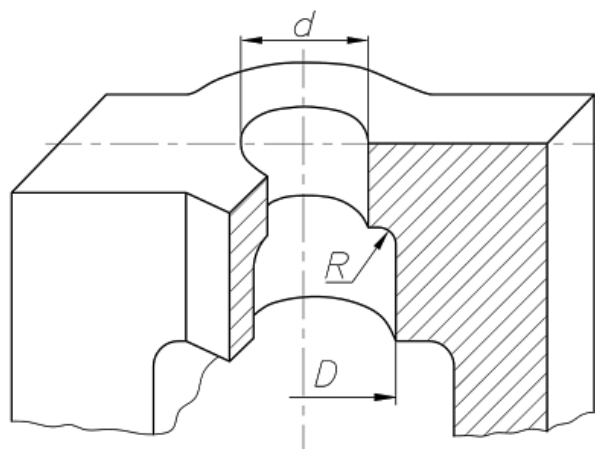


Рис. 9. Верхняя поперечина станины прокатного стана: d – вертикальное отверстие для размещения нажимного винта; D – вертикальное отверстие для размещения гайки нажимного винта; R – радиусная галтель от торцевой опорной поверхности вертикального отверстия под гайку нажимного винта к вертикальной цилиндрической поверхности

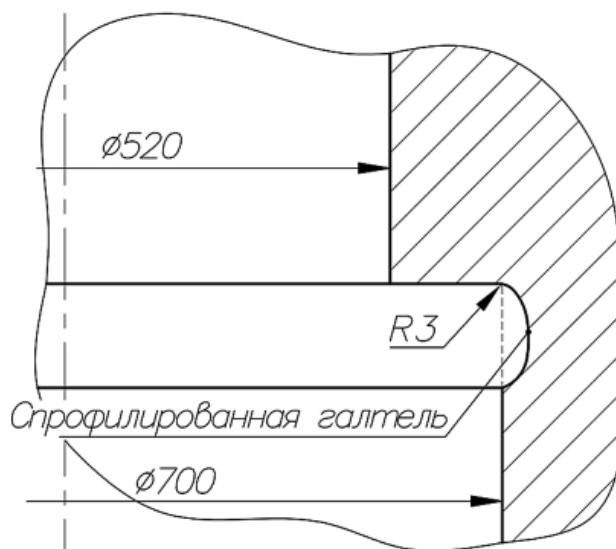


Рис. 10. Конструкция галтельного перехода с заглублением в вертикальную стенку отверстия для установки гайки нажимного винта

и номинальной силы прокатки 20 МН получен запас усталостной прочности $n = \sigma_0 / \sigma_{\text{макс}} = 190 / 318 = 0,6 < 1$. При запасе усталостной прочности $n < 1$ возникновение и развитие усталостных трещин, приводящее к внезапному разрушению станин, является закономерным.

Модернизация станины выразилась в изменении геометрии радиусной галтели, заключающейся в ее заглублении в вертикальную стенку отверстия, предназначенного для установки гайки нажимного винта (рис. 10).

Изменение профиля галтели позволило снизить напряжения в зоне их концентрации почти в 3 раза: с 318 до 110 МПа (рис. 11) и соответственно повысить запас усталостной прочности $n = \sigma_0 / \sigma_{\text{макс}} = 190 / 110 = 1,73 > 1$.

При увеличении номинальной силы прокатки до 30 МН запас усталостной прочности будет равен $n = 1,15 > 1$, что также обеспечивает неограниченную долговечность станины.

Выполнение работ по модернизации базовых деталей металлургических машин, подобных рассмотренным выше, осуществляется в цеховых условиях мобильным расточным и сварочным оборудованием. Сварочные работы проводятся по специальной технологии без предварительного подогрева и последующей термообработки материала базовых деталей.

Максимальный экономический эффект достигается своевременным (до момента возникновения трещин) проведением экспертизы состояния базовых деталей с последующей их модернизацией.

ВЫВОДЫ

1. Разрушения базовых деталей тяжелых металлургических машин вызваны возникновением усталостных трещин в зонах, где напряжения от проектной нагрузки с самого начала эксплуатации превышали предел выносливости материала. С увеличением числа циклов нагружения длительное развитие трещин в этих зонах, оставаясь незамеченным, приводит к внезапному разрушению базовых деталей.

2. Наличие зон, где возникают усталостные трещины, обусловлено ошибками, допущенными на стадиях проектирования, изготовления и монтажа машины, и не связано с обеспечением проектных параметров технологического процесса.

3. Своевременная (до возникновения аварийной ситуации) экспертиза состояния базовых деталей с проведением теоретических и экспериментальных исследований их напряженного состояния и прочности позволяет установить зоны возникновения усталостных трещин и степень их развития.

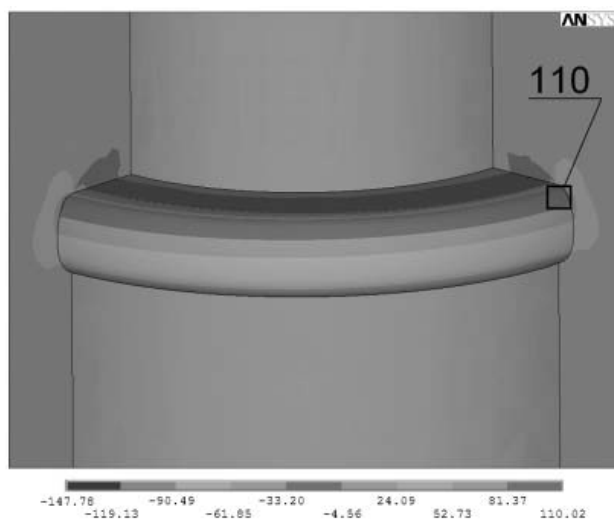


Рис. 11. Напряженное состояние (σ_1 , МПа) галтельного перехода с заглублением в вертикальную стенку отверстия для установки гайки нажимного винта

4. Технические решения по предупреждению разрушений и восстановлению работоспособности базовых деталей (включая сварочные работы) осуществляются в кратчайшие сроки с минимальными затратами на месте или в цеховых условиях по специально разработанным технологиям.

5. В базовые детали, поставляемые для замены разрушенных, должны вноситься конструктивные и технологические изменения, которые устраняют причины разрушения и обеспечивают неограниченную долговечность новых базовых деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А. с. 435952 СССР, МКИВ 63 В 27/14 // Цилиндр гидравлического пресса. М. И. Будман, Ф. И. Кагановский, Славецкий – Э. С. Котвицкий, А. И. Сурков. Бюл. № 26 от 27.12.1974 г.
2. Карасев М. А., Баранов И. В., Блик Ф. С., Сошников В. С. Кузнечно-прессовое оборудование УРАЛМАШЗАВОДА. – Екатеринбург: «Марат», 2004. – С. 480.
3. Сурков И. А., Тимохин И. В., Бондарь Д. С. Экспертиза состояния базовых деталей тяжело нагруженных металлургических машин и оборудования // Главный механик. – 2013. – № 7. – С. 48–61.
4. Мельников В. И., Монахов – Ильин Г. П., Пылайкин П. А., Сурков А. И. Характеристики сопротивления усталости и хрупкому разрушению сталей для изготовления базовых деталей мощных прессов // Тр. ВНИИМЕТМАШ, 1988. – С. 76–84.
5. Моисеев А. П., Сурков И. А., Тимохин И. В., Герасимов Д. А. Разработка и оптимизация технологииковки днища гидроцилиндра на основе моделирования // Заготовительные производства в машиностроении. – 2010. – № 11. – С. 22–25.
6. Пылайкин П. А. Анализ разрушения базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1966. – № 3. – С. 21–27.
7. Гохберг П. М., Пылайкин П. А., Юшкевич В. И. Усталостная прочность сталей для прессов // В сб. «Производство крупных машин». – М.: Машиностроение, 1971. – С. 10–34.