

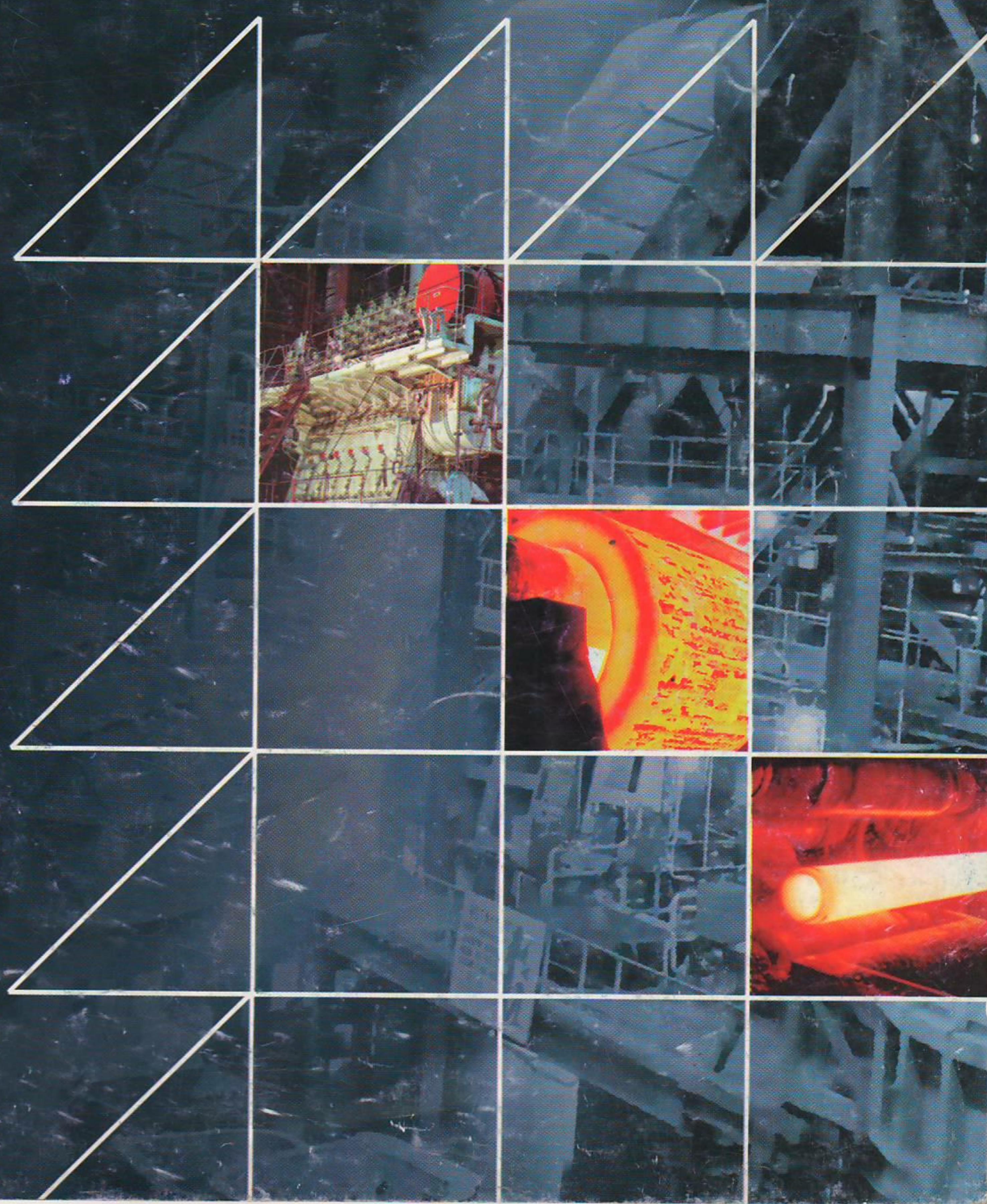
# ЗАГОТОВИТЕЛЬНЫЕ ПРОИЗВОДСТВА В МАШИНОСТРОЕНИИ

кузнеально-штамповочное, литье и другие виды производств

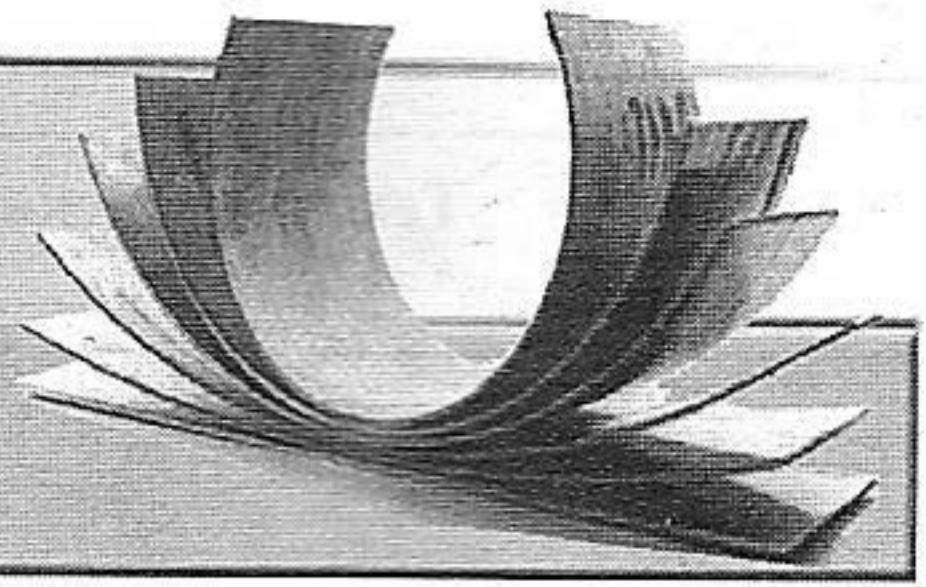
ISSN 1684-1107

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ  
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ  
ЖУРНАЛ

3  
2004



# КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ПРОИЗВОДСТВО



И.А. Сурков (ОАО "АХК ВНИИМЕТМАШ им. академика А.И. Целикова")

## Состояние и перспективы обеспечения прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов

Приведены данные о выходе из строя колонн мощных гидравлических прессов в период с 1970 по 2003 г. Дан анализ отказов колонн, установлены причины отказов и предложены мероприятия по их предупреждению.

Вместе с Александром Ивановичем Целиковым трудились люди, реализующие его идеи в различных отраслях металлургического машиностроения. И для большинства сотрудников ВНИИМЕТМАШа личность А.И. Целикова представляли именно эти его ближайшие соратники. Для сотрудников отдела прочности – это руководитель отдела, лауреат Ленинской и Государственной премий СССР, доктор технических наук, профессор Борис Александрович Морозов.

Наиболее весомый вклад внесли работы Б.А. Морозова и его учеников Б.И. Тараторина, Е.И. Софронова, В.П. Артюхова, В.В. Васильева, В.М. Пионтковского, А.И. Суркова, Ю.П. Кирдеева, А.В. Лукьянова, С.Ю. Сосенко в развитие отечественного кузнечно-прессового машиностроения. Создание и обеспечение надежной работы многих уникальных машин стало возможным в значительной степени на основании результатов исследования прочности базовых узлов и деталей. Отметим здесь гидравлические прессы силой 16, 30, 50, 65 и 75 тыс. т, бесшаботный молот с массой падающих частей 150 т, гамму прессов со станиной, скрепленной высокопрочной лентой, испытательные стенды ДК-600 и ДК-1000. В настоящее время результаты работ, выполненных под руководством Б.А. Морозова, используются для обеспечения прочностной надежности действующих прессовых машин.

Мощные гидравлические прессы имеют весьма длительный период морального старения. Поэтому новые машины в большинстве случаев отличаются от существующих лишь большей мощностью, современными системами привода, управления, механизации и автоматизации. Это позволяет получить новые технологические возможности, в том числе увеличить силу пресса и на существующем оборудовании за счет модернизации отмеченных систем, если увеличить срок службы базовых деталей (главных цилиндров, колонн, поперечин, элементов рамных станин). Масса этих деталей составляет до 80 % массы собственно пресса и в значительной степени определяет его стоимость.

В то же время сроки эксплуатации большинства действующих машин составляют 30...40 и более лет. С увеличением сроков службы увеличивается число отказов базовых деталей. Поэтому у руководителей предприятий возникает необходимость выбора эконо-

мически обоснованного пути развития производства: замена существующего парка машин или их модернизация.

Для оценки состояния действующих прессов приведем анализ отказов основных групп базовых деталей.

### 1. Колонны

Большинство случаев разрушения колонн связаны с возникновением и развитием усталостных трещин в первых, наиболее нагруженных, витках внешней резьбы колонн.

Для установления количественных зависимостей, связывающих разрушение колонны с напряженным состоянием резьбы, приведем расчет резьбы на усталость при работе колонны в проектном режиме, при котором существует сила затяжки колонны в поперечине, обеспечивающая нераскрытие стыков между внутренней гайкой колонны и поперечиной при рабочем нагружении пресса. В этом случае резьба колонны во внешней гайке работает по асимметричному циклу. К постоянным напряжениям от силы затяжки добавляются пульсирующие напряжения от рабочей нагрузки.

Запас прочности  $n$  при асимметричном цикле найдем по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1\max}}{\alpha_a \sigma_a + \Psi_a \sigma_{cp}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{-1\max}$  – предел выносливости по максимальным напряжениям при симметричном цикле;  $\sigma_a$  – амплитуда номинальных напряжений;  $\alpha_a$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений во впадине резьбы;  $\Psi_a = 0,15$  – чувствительность к асимметрии цикла;  $\sigma_{cp}$  – среднее номинальное напряжение цикла.

Рассмотрим в качестве примера колонны пресса силой 70 МН. Данные для расчета: диаметр колонны 603 мм, шаг резьбы 24 мм, радиус впадины резьбы 2,195 мм, номинальное растягивающее напряжение по колонне при рабочем нагружении пресса 61,3 МПа. Для рассматриваемых геометрических соотношений колонны и колонного стакана поперечины  $\sigma_a = 15,3$  МПа,  $\sigma_{cp} = 98,1$  МПа, материал колонны – сталь Ст 40.

По данным работы [1], для плоских образцов из стали 40 с отверстием  $r = 2,25$  мм предел выносливости по максимальным напряжениям при симметричном цикле  $\sigma_{-1\max \text{ обр}} = 298$  МПа.

Резьба колонны имеет радиус закругления впадины  $r = 2,195$  мм. Так как радиусы отверстий испытанных образцов больше радиуса опасной зоны резьбы, а материалы образца и детали одинаковы, принимаем запас прочности  $\sigma_{-1\max} = \sigma_{-\max \text{ обр}} = 298$  МПа.

Теоретический коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  для упорной резьбы с углом  $45^\circ$  изменяется в зависимости от некоторых особенностей геометрии от 7,45 до 8,94. Примем  $\alpha_\sigma = 8,94$ .

Подставляя эти значения в (1), получаем

$$n = \frac{2980}{8,94 \cdot 153 + 0,15 \cdot 981} = 1,97.$$

Запас прочности по усталости  $n = 1,97$  достаточно для обеспечения неограниченной долговечности колонны при работе в проектном режиме. Еще раз отметим, что под проектным режимом понимается отсутствие раскрытия стыков между гайками колонн и поперечинами с обеспечением запаса по силе затяжки при полной рабочей нагрузке пресса. Проектный режим предполагает также отсутствие коррозии, так как при закрытых стыках агрессивная среда не проникает в пространство между внутренней поверхностью колонного стакана и колонны.

Но в процессе работы из-за недостаточной силы предварительной затяжки может произойти раскрытие стыков между гайками и поперечинами. Возникновение больших зазоров, порядка десятков миллиметров, оказывается на геометрии рамы пресса и ухудшает качество изделия.

В этом случае проводится подтяжка гаек, обычно без термозатяжки и без какого-либо контроля силы затяжки. Раскрытия стыков, не влияющие на технологию, в большинстве случаев остаются незамеченными или воспринимаются как нормальное условие работы. Кроме того, многие инженерно-технические работники считают, что предварительная затяжка колонн снижает их прочность, так как создает дополнительную нагрузку на резьбу колонн. В связи с этим рассмотрим, как меняется прочность колонн даже при небольших зазорах между гайками колонн и поперечинами.

При раскрытом стыке между внутренней гайкой колонны и поперечиной вся сила колонны передается на ее внешнюю резьбовую часть, а резьба работает по пульсирующему циклу. Запас прочности при пульсирующем цикле определим по формуле

$$n = \frac{\sigma_{0\max}}{\alpha_\sigma \sigma_{\max}}. \quad (2)$$

Номинальные напряжения по впадине первого витка колонны изменяются от  $\sigma_{\min} = 0$  до  $\sigma_{\max} = P/F = 1750000/2753 = 63,6$  МПа.

По данным [1], для плоских образцов из стали 40 с отверстием  $r = 2,25$  мм предел выносливости по максимальным напряжениям при пульсирующем цикле

$$\sigma_{0\max \text{ обр}} = k_\sigma \sigma_0 = 502 \text{ МПа.}$$

Принимаем для резьбы колонны с радиусом закругления впадины  $r = 2,195$  мм:

$$\sigma_{0\max} = \sigma_{0\max \text{ обр}} = 502 \text{ МПа.}$$

Подставляя полученные значения в (2), получим

$$n = \frac{502}{8,94 \cdot 636} = 0,88.$$

Запас прочности по выносливости  $n < 1$ , поэтому при наличии зазоров между внутренними гайками колонн и поперечинами неизбежно возникает усталостная трещина в радиусе закругления впадины резьбы и колонна разрушается.

Расчеты на усталость разрушенных колонн других прессов дали аналогичные результаты. При наличии силовой затяжки колонн в поперечинах, создающей необходимую плотность стыков при рабочем нагружении, обеспечивается неограниченная долговечность колонн. При отсутствии затяжки и раскрытых стыках между гайками колонн и поперечинами запас по усталости  $n \leq 1$ , что приводит к неизбежному разрушению колонн в процессе длительной эксплуатации.

Последствия работы колонн без силовой затяжки в поперечинах не ограничиваются ухудшением технологических характеристик пресса и разрушениями колонн вследствие усталости. Зазоры между гайками и поперечинами создают условия для возникновения динамических нагрузок и проникновения агрессивной среды. Поэтому до возникновения трещин усталости за счет совместного действия коррозии, ударных нагрузок и фреттинг-износа резьба колонн может быть частично разрушена или полностью уничтожена (рис. 1).

Проведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

- отказы колонн вызваны отсутствием их затяжки в поперечинах, что является нарушением проектных режимов эксплуатации;

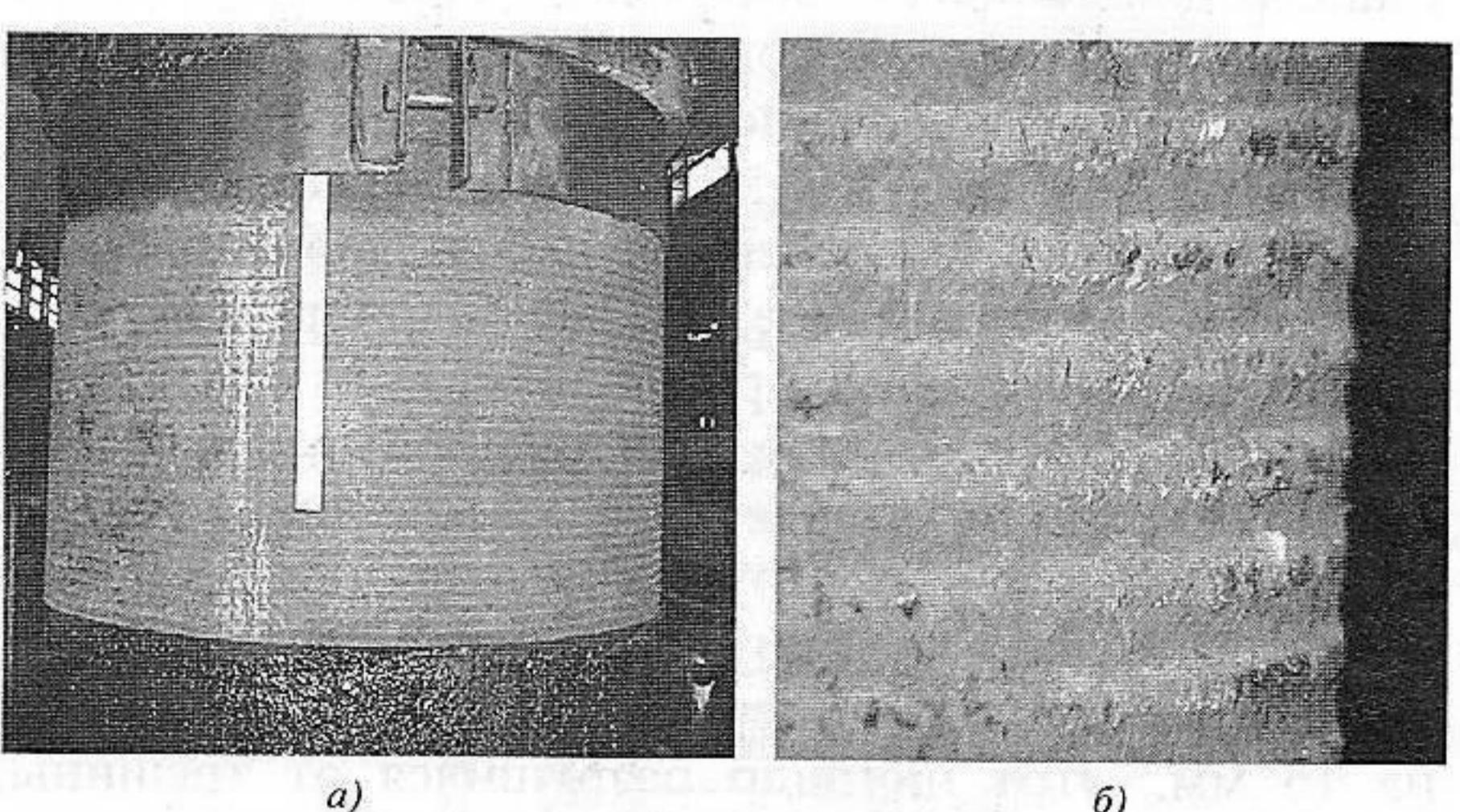


Рис. 1. Участок колонны под архитравом пресса силой 100 МН с полностью уничтоженной резьбой; диаметр гладкой части колонны 790 мм, шаг резьбы 14 мм:  
а – общий вид; б – следы витков резьбы

– колонны, проработавшие 20...30 и более лет, не имеют metallurgических дефектов, которые обычно проявляются в виде разрушений после первых циклов нагружения, поэтому эти колонны при сохранении проектных режимов работы имеют неограниченную долговечность;

– для обеспечения дальнейшей длительной работы колонн необходимо провести экспертизу их состояния методами неразрушающего контроля и восстановить проектную силу затяжки.

## 2. Главные цилиндры

Обследование большого числа цилиндров с фланцевым опиранием показало, что их разрушения вызваны преимущественно усталостными трещинами в галтелях фланца и днища. Для установления причин возникновения трещин проведены исследования напряженного состояния собственно цилиндров при осесимметричном нагружении [2] и прочности сталей для изготовления цилиндров [1, 3].

Анализ разрушений выявил две основные их причины. Во-первых, недопустимы высокие уровни напряжений в галтелях фланца и днища, связанные с неправильным выбором геометрических соотношений самого цилиндра, и, во-вторых, metallurgические дефекты и повышенная чувствительность стали к концентрации напряжений. В ряде случаев оба фактора накладывались, что ускоряло разрушение.

В настоящее время для изготовления сварно-кованных цилиндров массой 50 т и более применяется сталь 35, которая хорошо сваривается и мало чувствительна к концентрации напряжений. Специальная профилированная галтель фланца обеспечивает минимальную концентрацию напряжений. Для повышения усталостной прочности проводится поверхностное пластическое деформирование (ППД) галтели фланца. Внутренняя поверхность стенки сопрягается с днищем цилиндра радиусом  $r = 0,2R$ , где  $R$  – внутренний радиус цилиндра. При осесимметричной схеме нагружения фланца и отсутствии metallurgических дефектов долговечность таких цилиндров достигает 2 млн циклов. Поэтому можно считать, что долговечность существующих главных цилиндров вертикальных прессов при соблюдении проектных режимов работы достаточна для обеспечения их дальнейшей безотказной работы.

Главные цилиндры некоторых типов горизонтальных прессов имеют отверстие для подвода рабочей жидкости, расположенное в стенке цилиндра. На рис. 2 показан литой цилиндр пресса силой 18 МН; давление рабочей жидкости 24 МПа. Цилиндр разрушен трещиной по отверстию в стенке после 1,5 млн циклов нагружений. Для замены разрушенного поставлен новый цилиндр. Внешний диаметр увеличен с 1385 до 1500 мм, в зоне прилива под штуцер толщина стенки увеличена на 15 мм. Этот цилиндр разрушился от трещины, возникшей в том же месте также после 1,5 млн циклов нагружений (приблизительно 14 лет эксплуатации).

Расчеты показали, что общее увеличение толщины стенки с 142,5 до 200 мм при ее уменьшении в зоне

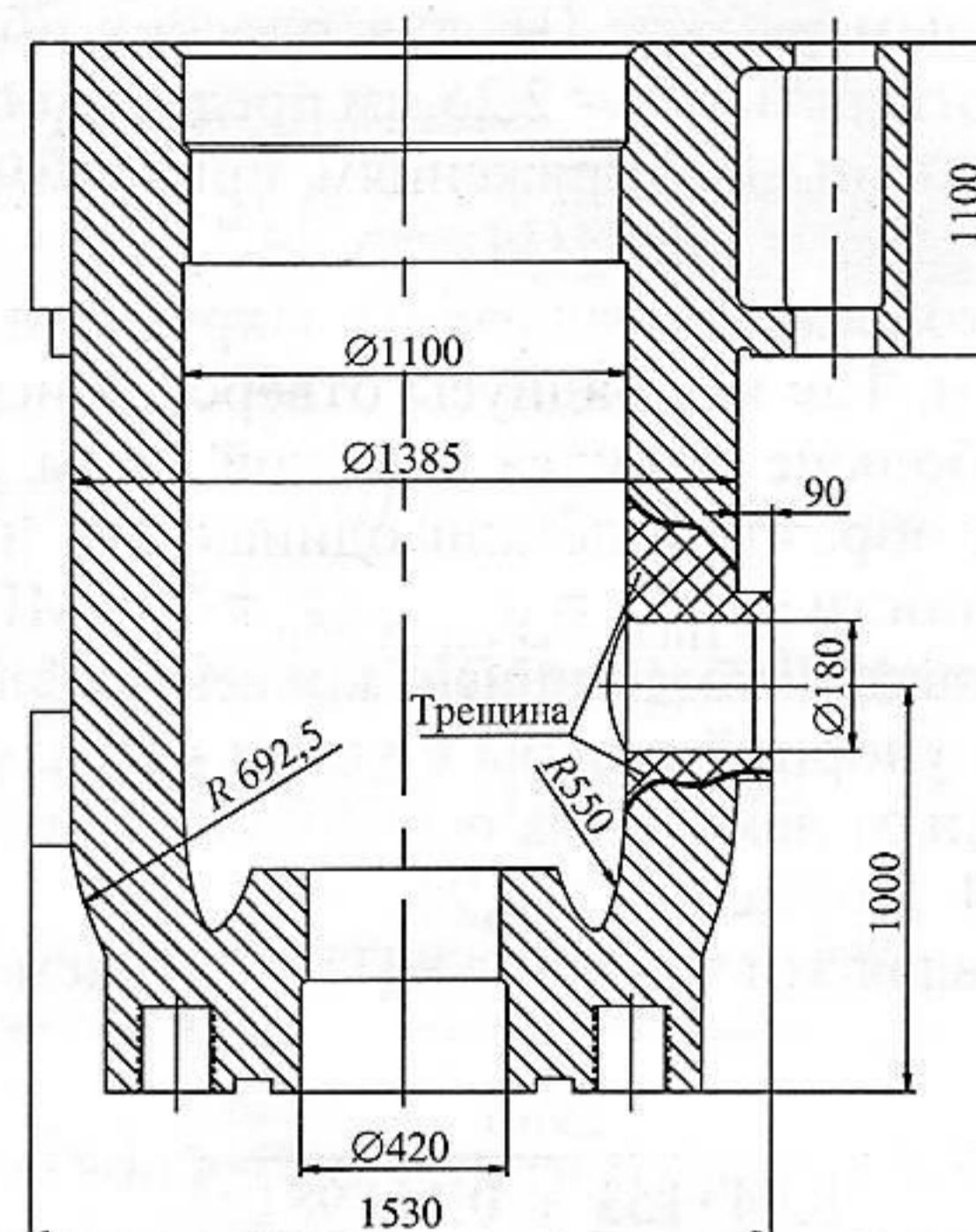


Рис. 2. Цилиндр пресса силой 18 МН, разрушенный по отверстию для подвода рабочей жидкости

прилива с 232,5 до 215 мм не дало уменьшения максимальных растягивающих напряжений на контуре отверстия. В новом цилиндре трещина возникла в том же месте. В обоих случаях напряжения на контуре отверстия превышали предел выносливости материала (сталь 35Л). Аналогичные разрушения происходили и в цилиндрах, изготовленных из кованой стали.

Первым этапом работы по предупреждению разрушений цилиндров с отверстием для подвода рабочей жидкости в стенке является расчет максимальных растягивающих напряжений на контуре отверстия. Сопоставление этих напряжений с пределом выносливости материала позволяет оценить запас прочности и определить необходимость разработки и внедрения мероприятий по предупреждению разрушений.

На существующих цилиндрах хорошие результаты получены при установке силовых бандажей с натягом выше и ниже отверстия [4]. Установка производится на месте без демонтажа пресса. Для новых цилиндров, заменяющих разрушенные, необходимо выполнить детальный расчет напряженного состояния и расположить отверстие в зоне с минимальными номинальными напряжениями.

В рассмотренных выше примерах причину отказа определяли конструкция и технология изготовления собственно цилиндра. В ряде случаев причина отказов связана с условиями совместной работы цилиндра и поперечины, в которую он установлен.

Узлы "архитрав-цилиндр" прессов силой 160 и 200 МН для формовки заготовок труб диаметром 1020...1220 мм показаны на рис. 3. Пресс силой 160 МН первоначально состоял из шести двухколонных одноцилиндровых секций, работающих на общий инструмент длиной 12 м. Архитрав одной секции этого пресса с установленным в нем цилиндром показан на рис. 3, а. Трещины, расположенные в зонах продольной оси пресса, возникали в галтелях фланцев цилиндров примерно после 1 млн циклов нагружений. Конструкторами пресса было сделано предположение, что разрушение

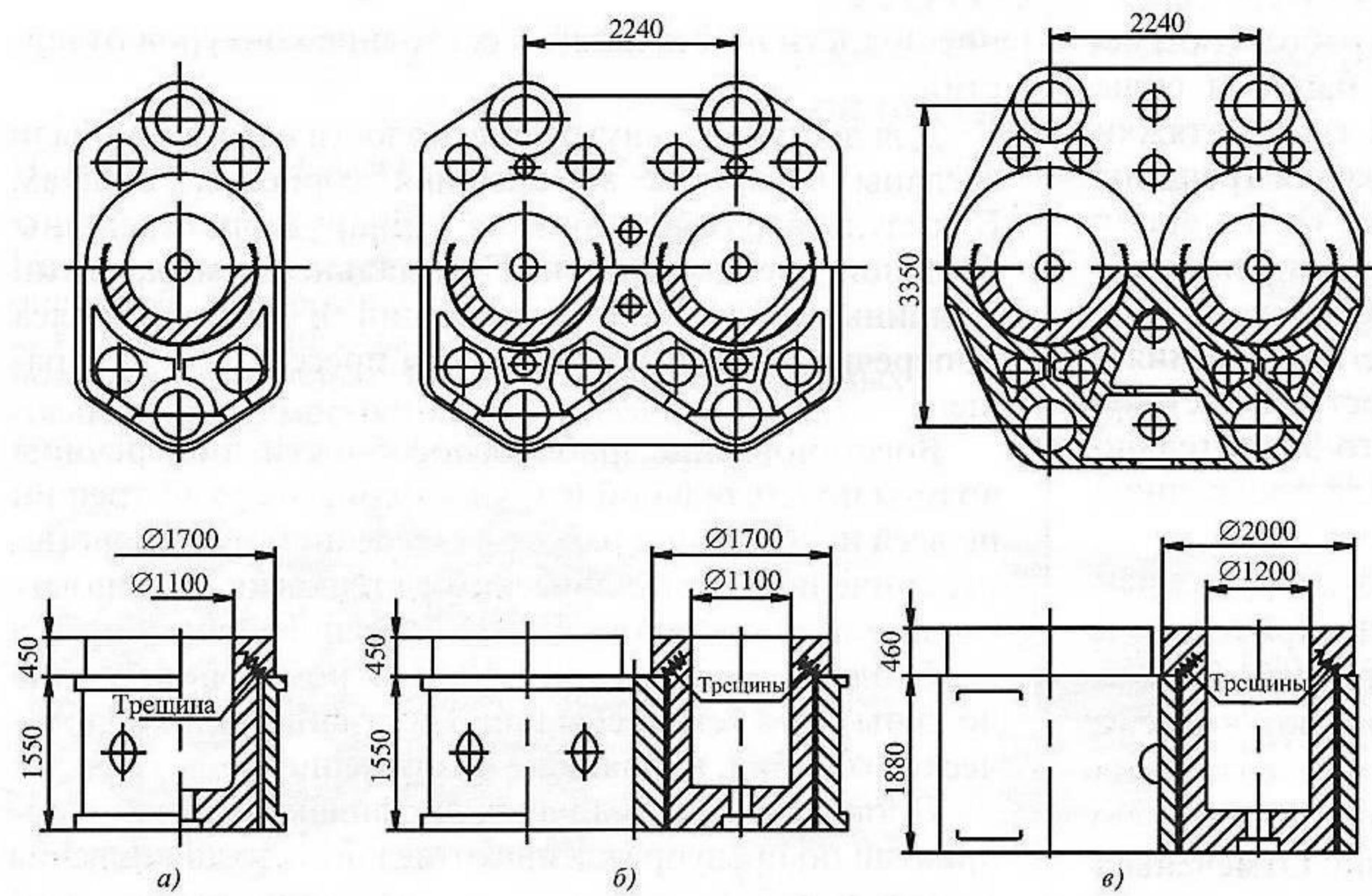


Рис. 3. Разрушение цилиндров прессов для формовки заготовок труб диаметром 1020...1220 мм:  
а, б – узлы "архитрав–цилиндр" пресса силой 160 МН; в – узлы "архитрав–цилиндр" пресса силой 200 МН

ние вызвано неучтенной эксцентрической нагрузкой, направленной вдоль оси пресса.

Для увеличения жесткости пресса архитравы были заменены на четырехколонные двухцилиндровые (рис. 3, б). Также были заменены все главные цилиндры и колонны. После двух лет эксплуатации (около 1 млн циклов нагружений) в галтелиах всех цилиндров снова были обнаружены трещины, расположенные в тех же зонах на продольной оси пресса.

В дальнейшем пресс силой 160 МН был заменен прессом силой 200 МН, также состоящим из трех четырехколонных секций. Архитрав одной секции этого пресса показан на рис. 3, в. Через два года эксплуатации (около 1 млн циклов нагружений) в галтелях фланцев цилиндров были обнаружены трещины большой протяженности, расположенные также в зонах продольной оси пресса.

Причина повреждения цилиндров была установлена после обследования контактных поверхностей архитравов и фланцев цилиндров. Контактная поверхность архитравов имела значительную и неравномерную выработку, причем минимальные глубины выработки (опорные ступеньки) располагались в зонах продольной оси пресса на обеих сторонах цилиндра. Суммарная площадь контакта фланца и архитрава вследствие образования этих ступенек составляла менее половины первоначальной площади контакта. Это вызывало соответствующее местное увеличение контактных давлений и напряжений в галтели фланца.

Расчеты и экспериментальные исследования натурных конструкций показали, что неравномерная выработка вызвана неравномерными по окружности взаимными смещениями контактных поверхностей фланца цилиндра и архитрава. Установлены зависимости, связывающие геометрию архитрава и цилиндра с

взаимными смещениями их контактных поверхностей. На основании этих зависимостей разработаны конструктивные решения, позволяющие значительно уменьшить выработку сопряженных поверхностей архитрава и цилиндров и предотвратить разрушение действующих и вновь контактируемых конструкций.

### 3. Литые поперечины

Поперечины прессов изготавливаются, главным образом, из литой стали 35Л. Отказы поперечины вызваны возникновением и развитием усталостных трещин на контурах технологических и конструктивных отверстий во внутренних ребрах, внешних стенках и растянутых пластинах.

В ряде случаев поперечины существующих прессов, а также многие поперечины, устанавливаемые для замены разрушенных, имеют составную конструкцию. Для таких поперечин прочность и долговечность определяются в значительной степени обеспечением совместности работы отдельных частей.

На рис. 4 показана подвижная поперечина пресса силой 150 МН и схема ее разрушения. Поперечина состоит из трех продольных балок сложной формы, стянутых шпильками. Общая масса поперечины 180 т,

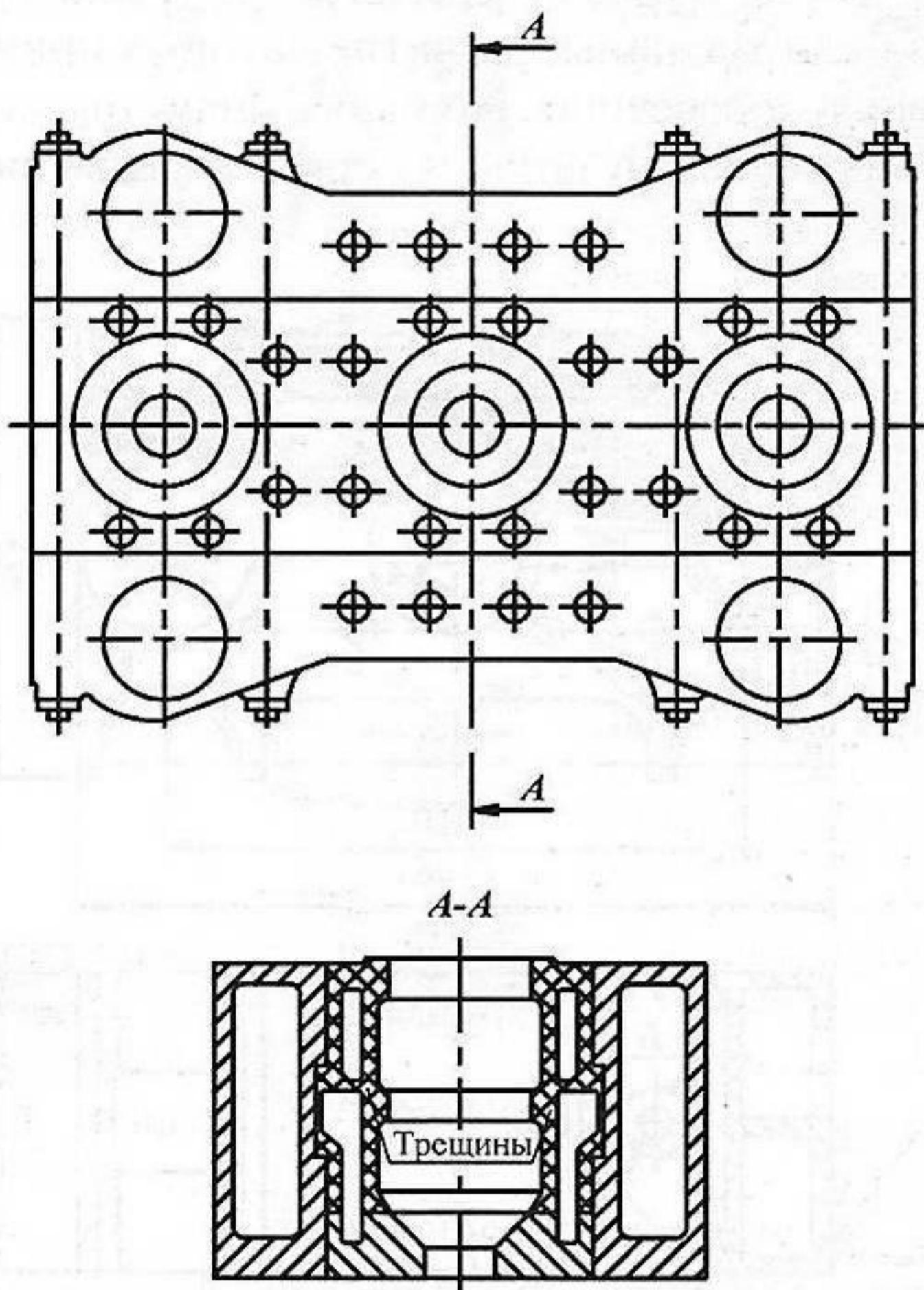


Рис. 4. Разрушение подвижной поперечины пресса силой 150 МН

масса средней балки 95 т. Совместность работы обеспечивают шпоночные выступы и пазы балок и силы трения на плоскостях разъема за счет силы затяжки стяжных шпилек. До момента обнаружения трещины пресс проработал около 30 лет, сделав за это время более 12 млн нагрузений. Номинальные напряжения в опасном сечении при совместной работе всех трех частей равны 50 МПа. Максимальные напряжения с учетом концентрации на контурах отверстий в растянутом поясе не превышают 125 МПа, что значительно меньше предела выносливости материала поперечины (сталь 35Л).

Разрушение поперечины вызвано нарушением совместности работы отдельных ее частей. При передаче силы крайних цилиндров только средней балкой номинальные напряжения в ней возрастают вдвое, а максимальные напряжения на контуре отверстия достигают, соответственно, 250 МПа, что значительно выше предела выносливости литой стали. Отмечены и другие места возникновения трещин в составных поперечинах, например в зонах угловых переходов шпоночных пазов.

Приведенные выше примеры показывают, что для всех типов базовых деталей гидравлических прессов установлены вполне определенные зависимости, связывающие возникновение трещин усталости с напряженным состоянием детали и прочностными характеристиками материала. Это позволяет ставить и решать задачи прогнозирования надежности и предупреждения отказов базовых деталей. Рассмотрим характерный пример.

На рис. 5 показана подвижная поперечина пресса силой 100 МН. Результаты расчетов позволяли утверждать, что на контурах отверстий во внутренних ребрах уже возникли трещины, развитие которых приведет к разрушению поперечины. Но малый диаметр отверстий во внешних стенках не позволял проникнуть во внутрен-

ние полости и обследовать состояние контуров отверстий.

Для доступа во внутренние полости автогеном были сделаны отверстия во внешних торцевых стенках. В результате обследования обнаружили трещины большой протяженности. При дальнейшем развитии трещины перерезали бы верхний и нижний пояса поперечины, поэтому работы на прессе были прекращены.

Восстановление работоспособности поперечины возможно длительной и трудоемкой заваркой трещин по всей их длине при работе в стесненном пространстве, ограниченном металлическими стенками. Во многих случаях для восстановления работоспособности пресса необходима замена поперечин. В новой поперечине должны быть устранены конструктивные и технологические ошибки, вызвавшие разрушение.

Проведение специальных профилактических мероприятий по предупреждению отказов до возникновения трещин требует значительно меньших затрат, чем восстановление или замена разрушенной поперечины. Среди таких мероприятий можно отметить хорошо разработанные методы упрочнения контуров отверстий, удаление малых поверхностных слоев с микроповреждениями, заварка отверстий по специально разработанной методике. Профилактические мероприятия проводят во время плановых предупредительных и капитальных ремонтов.

### Выходы

1. В базовых деталях мощных гидравлических прессов за длительное время эксплуатации накапливаются повреждения в виде трещин, изменений первоначальных условий взаимодействия поверхностей контакта сопряженных деталей. В связи с длительностью процессов накопления повреждений и недоступностью для наблюдения мест их возникновения они проявляются в виде "внезапных" разрушений и потерь технологических возможностей оборудования.

2. Отказы базовых деталей не связаны с естественным процессом старения всего объема металла. Практически все отказы вызваны конструктивно-технологическими ошибками, допущенными при проектировании и изготовлении прессов. В результате этих ошибок с самого начала эксплуатации уровень напряжений в ряде точек деталей превышает предел прочности материала по усталости или созданы условия для выработки контактных поверхностей сопряженных деталей.

3. Базовые детали, проработавшие 20...30 и более лет, не имеют metallurgicalих дефектов, которые обычно проявляются в виде трещин или полного разрушения на ранних стадиях эксплуатации. Эти базовые детали после устранения первоначальных конструктивно-технологических ошибок имеют неограниченную долговечность.

4. Для выявления узлов и деталей с ограниченной долговечностью и нарушением первоначальных условий эксплуатации необходимо использовать разработанный во ВНИИМЕТМАШе комплекс технических решений по прогнозу надежности и предупреждению отказов базовых деталей кузнечно-прессового оборудования. Своевременное проведение этих работ предотвращает

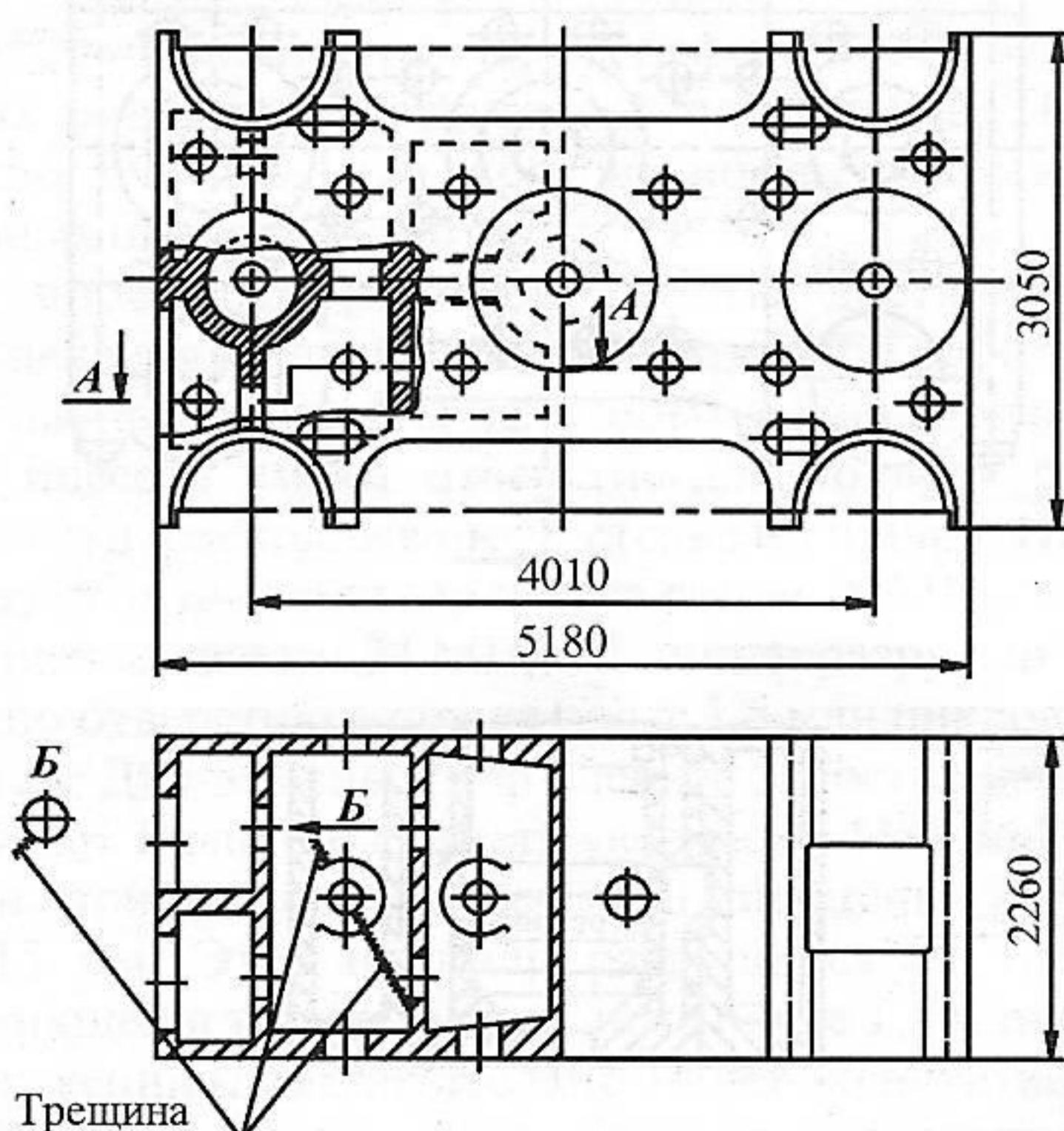


Рис. 5. Разрушение подвижной поперечины пресса силой 100 МН