

ИЗДАЕТСЯ С ЯНВАРЯ 1959 ГОДА

КШП

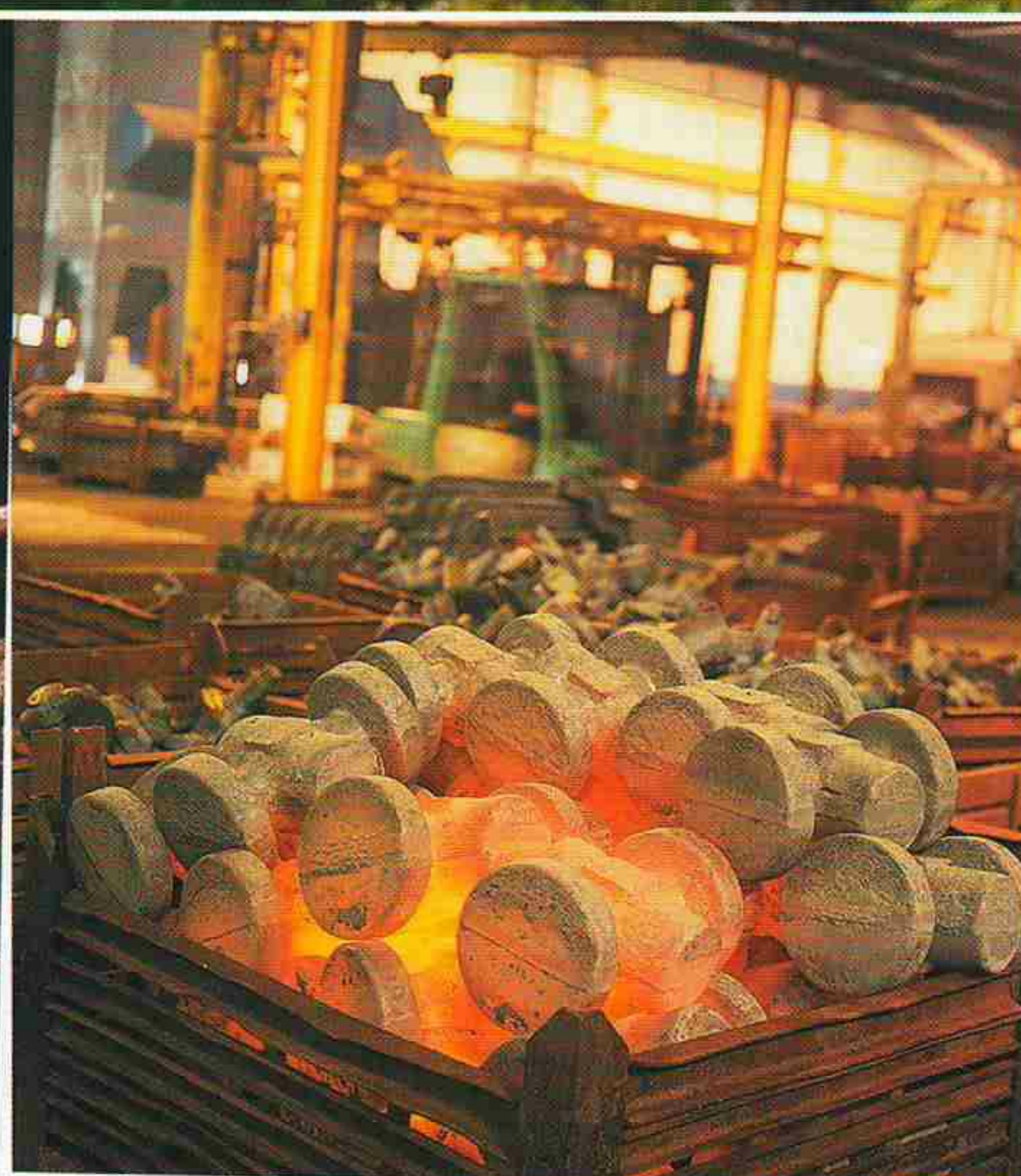


МА

№ 10'12

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ПРОИЗВОДСТВО • ОБРАБОТКА МАТЕРИАЛОВ ДАВЛЕНИЕМ



ральных разрывов с использованием критерия *СВА*, отрицательная и нулевая величины которого означают опасность возникновения данных разрывов.

3. При разработке новых режимов пластической обработки малопластичных, высокопрочных и дорогостоящих материалов такие расчеты желательно дополнять либо аналитическими вычислениями с использованием рассмотренных критериев пластического разрушения, либо моделированием методом конечных элементов процесса прямого пресования осесимметричных изделий.

Список литературы

1. Avitzur B. Analysis of Center Bursting Defects in Drawing and Extrusion // J. of Eng. for Ind., Trans. ASME, Series B. 1968. Vol. 90. № 1. P. 79—91.

2. Aravas N. The analysis of void growth that leads to central bursts during extrusion // J. Mech. Phys. Solids. 1986. 34. P. 55—79.

3. Gurson A. L. Continuum Theory of ductile rupture by void nucleation and growth: Part I—Yield criteria and flow rules for porous ductile media // J. Engrg. Mat. Tech. 1977. 99. P. 2—15.

4. Ko D. C., Kim B. M. The prediction of central burst defects in extrusion and wire drawing // J. Mater. Process. Technol. 2000. 102. P. 19—24.

5. Cockcroft M. G., Latham D. J. Ductility and the workability of metals // J. Inst. Met. 1968. 96. P. 33—39.

6. Колмогоров В. Л. Напряжения, деформации, разрушение. М.: Металлургия, 1970. 229 с.

7. Clift S. E., Hartley P., Sturgess C. E. N., Rowe G. W. Fracture prediction in plastic deformation processes // Int. J. Mech. Sci. 1989. 32 (1). P. 1—17.

8. Oyane M., Sato T., Okimoto K., Shima S. Criteria for ductile fracture and their application // J. Mech. Work Technol. 1980. 4. P. 65—81.

9. Chaouadi R., Meester P. D., Vandermeulen W. Damage work as ductile fracture criterion // Int. J. Fract. 1994. 66. P. 155—164.

10. McAllen P., Phelean P. A method for the prediction of ductile fracture by central burst in axisymmetric extrusion // Proc. Inst. Mech. Eng. 2005. 219, part C. P. 237—249.

ОБОРУДОВАНИЕ

УДК 621. 979-82.004

Ю. С. СЕМИЧЕВ (ОАО «Корпорация «ВСМПО—АВИСМА», г. Верхняя Салда);
И. А. СУРКОВ, канд. техн. наук (ООО «Надежность ТМ», г. Москва)
E-mail: info@nadezhnost.com

О своевременности работ по предупреждению аварий мощных гидравлических прессов, вызванных «внезапным» разрушением базовых деталей

Показана необходимость и на ряде примеров обоснована возможность обеспечения неограниченной долговечности базовых деталей гидравлических прессов на основе разработки и внедрения оптимальных конструктивно-технологических решений при сохранении первоначальной компоновки пресса.

It is shown the necessity and on a number of examples proved the possibility of providing unlimited durability of basic components of hydraulic presses based on the development and implementation of optimal design-and-technological solutions while maintaining the original composition of the press.

Ключевые слова: гидравлический пресс; базовые детали; неограниченная долговечность; моральный износ; физический износ; предел усталости; внезапное разрушение.

Key words: hydraulic press; basic components; unlimited durability; functional wear (obsolescence); physical wear; fatigue limit; sudden destruction.

Мощные гидравлические прессы, работающие на предприятиях оборонного и промышленного комплекса России, находятся в эксплуатации 40—50 лет и более. Принято считать, что при столь длительных сроках

эксплуатации оборудование морально и физически устаревает и возникает необходимость замены этого оборудования новым. Но мощные гидравлические прессы имеют ряд технологических и конструктивных особен-

ностей, которые позволяют существенно увеличить сроки их работы с обеспечением современных технологических требований.

Во-первых, физическая суть процессов обработки материалов давлением, осуществляемых гидравлическими прессами, не подвержена моральному старению, что снимает ограничения в сроках службы прессов по критерию морального износа. Естественно, что с увеличением длительности работы пресса возникает необходимость в усовершенствовании отдельных элементов технологического процесса. В этих случаях современный технологический уровень мощных гидравлических прессов обеспечивает модернизация систем привода, управления и механизации, составляющих 20 % массы и стоимости собственно пресса.

Во-вторых, правильное проектирование, изготовление, монтаж и эксплуатация мощных гидравлических прессов исключают проблему их физического старения, так как обеспечивают безотказную работу базовых деталей (главных цилиндров, колонн, поперечин, элементов рамных станин), составляющих до 80 % массы и стоимости пресса, без ограничения времени эксплуатации.

По самому смыслу, заложенному в понятие «базовые детали», они должны сохранять свою работоспособность в течение всего срока эксплуатации. Поставщики подтверждают положение о неограниченной долговечности базовых деталей, так как они не дают нормативных сроков эксплуатации прессов и не комплектуют прессы запасными базовыми деталями.

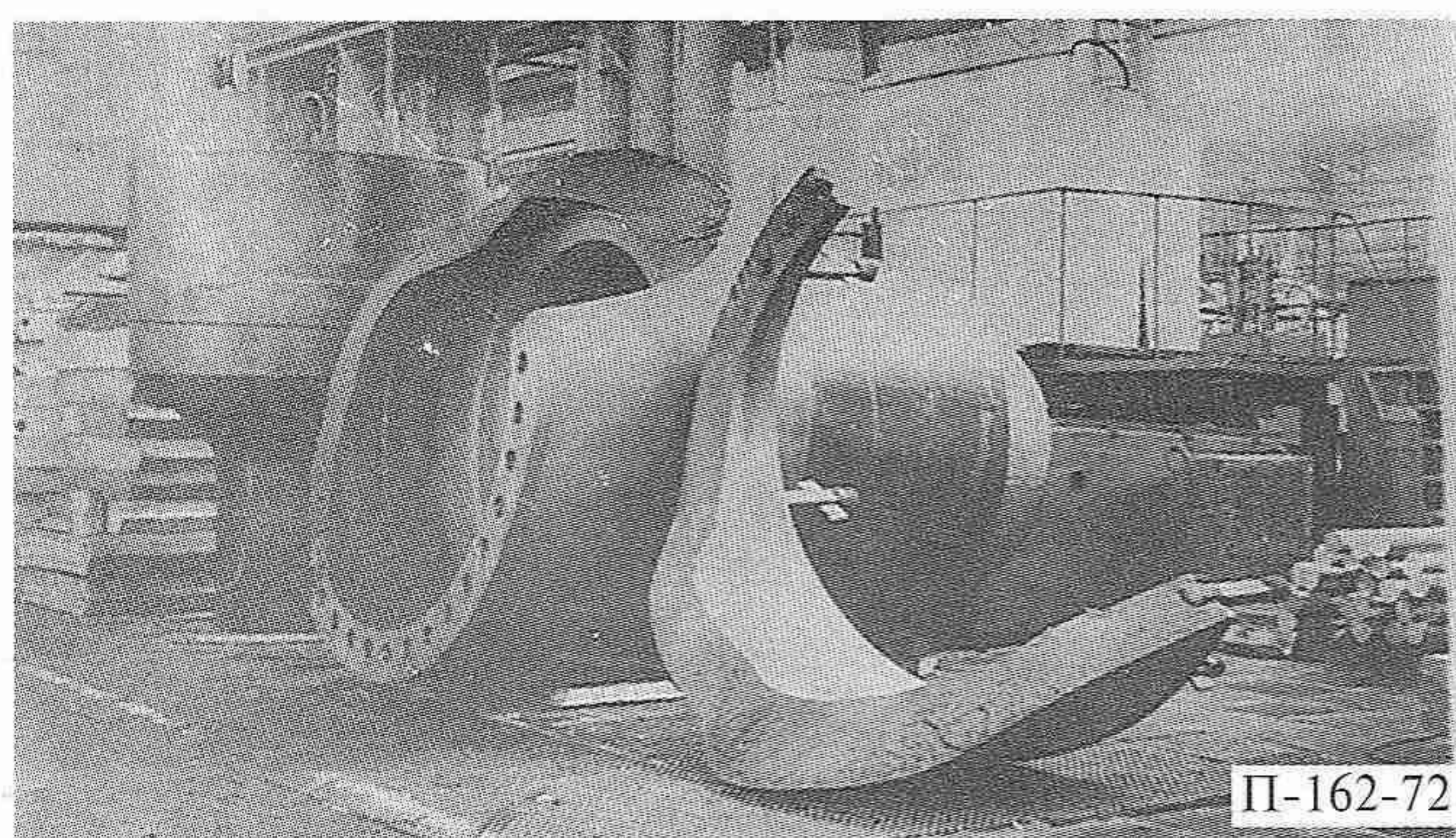
Принимают положение о неограниченной долговечности базовых деталей и заказчики. Они считают новое оборудование, созданное крупнейшими заводами тяжелого машиностроения, отвечающим последним достижениям науки и техники и, следовательно, имеющим необходимую (в данном случае неограниченную) долговечность. Это является причиной того, что разрушения базовых деталей в большинстве случаев являются «внезапными», с тяжелыми аварийными последствиями.

Исследования, проведенные авторами настоящей работы, показали, что разрушения базовых деталей не связаны со старением всего объема материала детали в процессе длительной работы. Причины разрушений в виде технологических и конструктивных локальных концентраторов напряжений существовали с самого начала эксплуатации и были заложены в базовые детали на стадиях проектирования, изготовления и монтажа. Эти причины не связаны с обеспечением технологических возможностей пресса и на современном уровне развития науки о прочности должны быть выявлены и устранены до начала возникновения усталостных трещин и разрушения деталей.

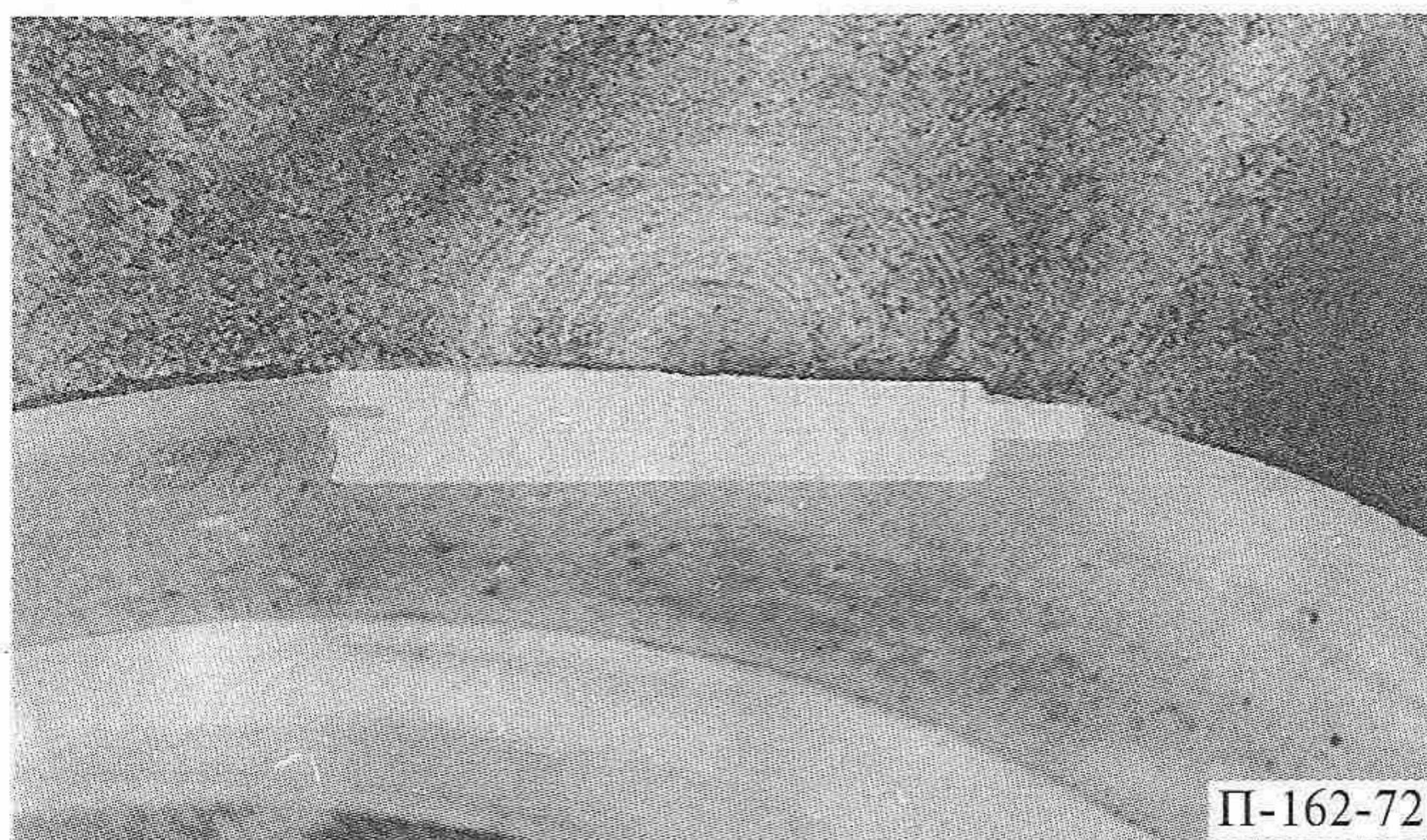
Если своевременная оценка прочности не была проведена и разрушение произошло, то в новую деталь должны быть внесены конструктивно-технологические изменения, устраняющие причину разрушения. Поэтому обеспечение необходимой долговечности базовых деталей снимет ограничение срока службы пресса по критерию физического износа.

Покажем далее на ряде примеров принципиальную возможность обеспечения неограниченной долговечности базовых деталей на основе разработки и внедрения оптимальных конструктивно-технологических решений при сохранении первоначальной компоновки пресса.

Для ряда областей техники необходимы штампованные плоские изделия со сравнительно небольшой высотой обрешения. Для получения таких изделий целесообразно использовать специализированные короткоходовые (с ходом, равным 200...300 мм) одноцилиндровые прессы [1]. При одинаковых номинальных силах масса и стоимость специализированных прессов оказываются в несколько раз меньше массы и стоимости универсальных прессов. С другой стороны, восприятие значительных сил сравнительно небольшими объемами материала определяет необходимость тщательной проработки конструкции деталей для обеспечения минимальных величин напряжений.



а)



б)

Рис. 1. Разрушенный цилиндр специализированного прессы силой 300 МН с отделившейся частью стенки (а) и зона зарождения и развития усталостной трещины в галтели дна (б)

Цилиндр специализированного прессы силой 300 МН разрушился после 65 000 циклов нагружений (рис. 1, а). Очаг зарождения трещины и зона ее первоначального роста имеют четко выраженный усталостный характер (рис. 1, б).

Исследование напряженного состояния цилиндра проведено методом фотоупругости на модели прессы из оптически чувствительного материала. В зоне возникновения трещины максимальные растягивающие напряжения достигали величины $\sigma_{\max} = 420$ МПа (рис. 2, а). При радиальном давлении рабочей жидкости $\sigma_{\text{рад}} = -100$ МПа максимальные эквивалентные напряжения на внутреннем контуре $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{конт}} - \sigma_{\text{рад}} = 520$ МПа, что обуславливает запас усталостной прочности $n < 1$ и делает закономерным возникновение усталостной трещины. Растягивающие напряжения такой же величины были измерены и на контуре внешней галтели.

Уменьшение напряжений на контуре внутренней галтели цилиндра (рис. 2, б) обеспе-

чено за счет существенного увеличения радиуса галтели. Напряжения во внешней галтели уменьшены путем выполнения ее контура в виде оптимальной кривой с поднутрением стенки [2]. Эксперимент, проведенный на пространственной модели методом фотоупругости, показал, что новая форма галтелей снижает напряжения на внутреннем контуре до величины $\sigma_{\text{конт}} = 210$ МПа, а на внешнем контуре — до 160 МПа. При радиальном давлении рабочей жидкости $\sigma_{\text{рад}} = -100$ МПа максимальные эквивалентные напряжения на внутреннем контуре $\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{конт}} - \sigma_{\text{рад}} = 310$ МПа, что обеспечивает запас усталостной прочности $n = 1,23$ и снимает ограничение долговечности цилиндра по критерию максимальных напряжений в галтельных переходах.

В линиях по производству железнодорожных колес работают высокоцикличные гидравлические одноцилиндровые прессы силой 20, 50, 100 и 35 МН (по ходу потока) [3]. Практика эксплуатации показала, что их главные цилиндры выходят из строя после 3—5 лет эксплуатации. Эти сроки и определили ресурс, после исчерпания которого необходимо заменять цилиндры для предупреждения внеплановых простоев, вызванных их внезапным разрушением.

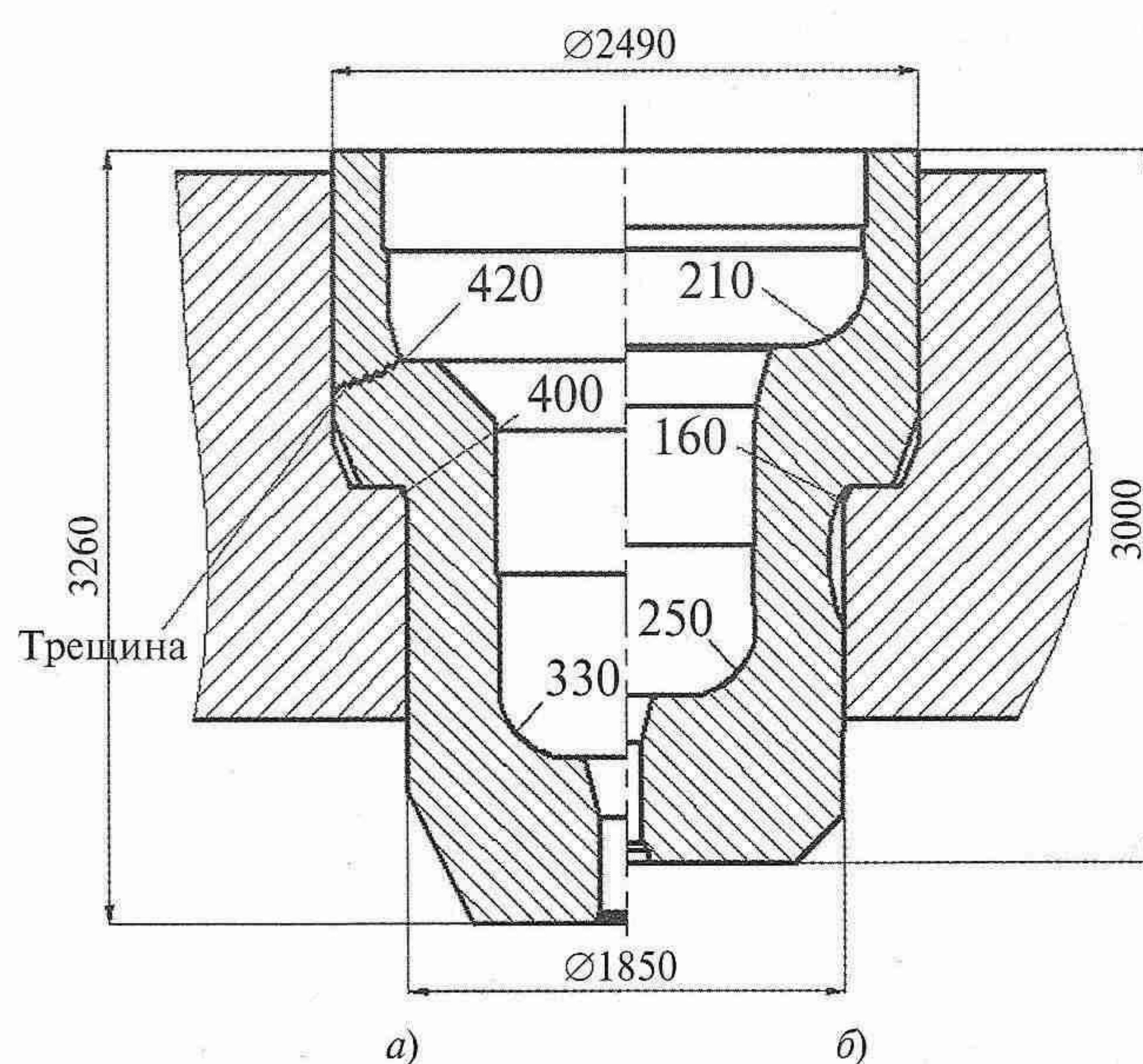


Рис. 2. Максимальные напряжения (МПа) на контурах галтелей цилиндра специализированного прессы силой 300 МН: а — первоначальная конструкция; б — конструкция цилиндра после модернизации

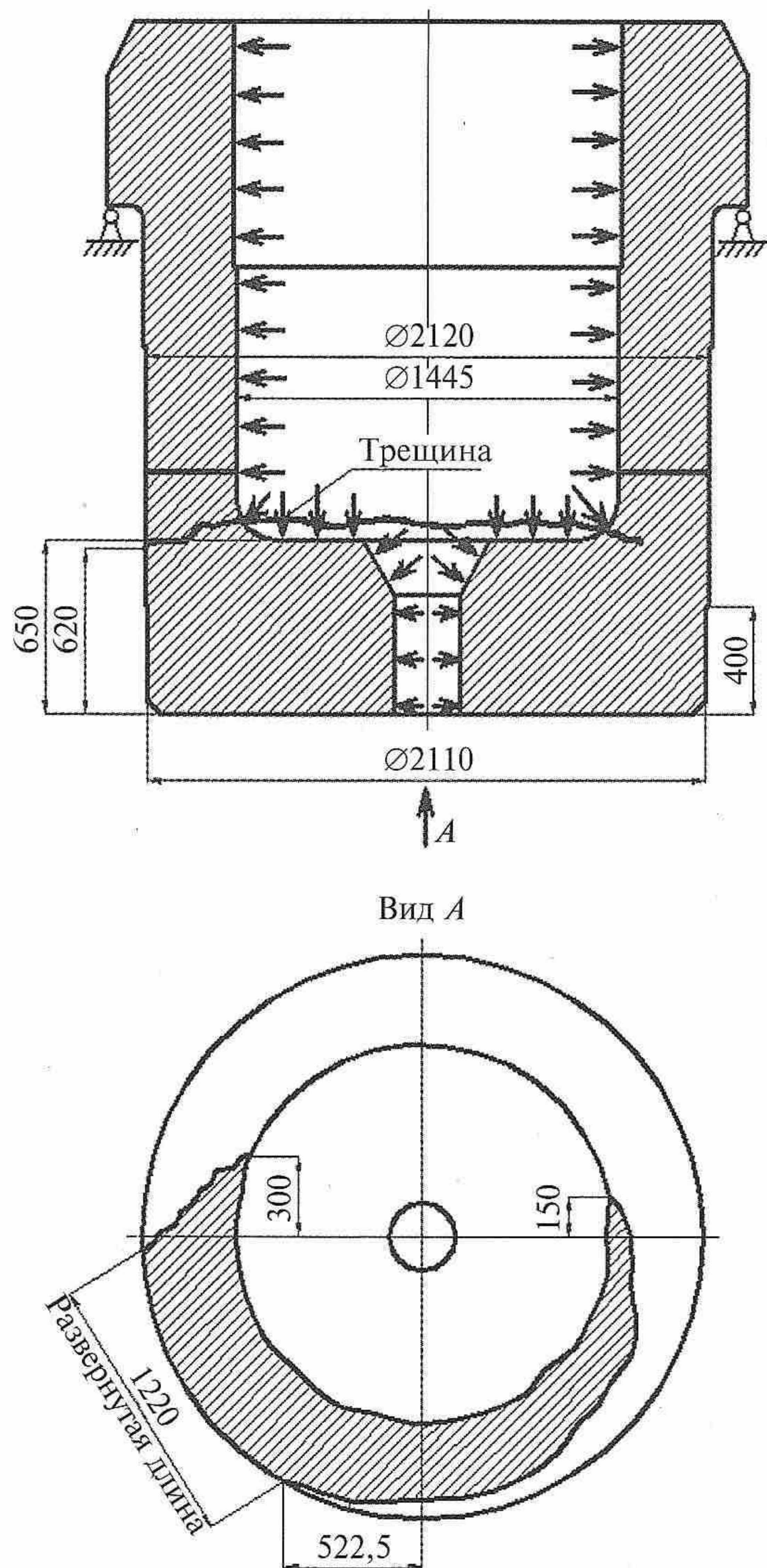


Рис. 3. Схема нагружения цилиндра пресса силой 50 МН и размер трещины в днище цилиндра

На рис. 3 на примере цилиндра пресса силой 50 МН (масса цилиндра 52 т) показано типовое разрушение цилиндров, вызванное возникновением и развитием усталостных трещин в зоне галтели днища цилиндра. Результаты исследований показали, что возникновение трещин вызвано наличием металлургических дефектов в заготовке [4], которые существенно снижали усталостную прочность материала в зоне галтели днища.

Напряжения в галтели днища определяли методом конечных элементов с использованием программного комплекса *ANSYS*. По результатам расчета максимальные растягивающие напряжения в галтели днища в 1,4 раза

превышали номинальные растягивающие напряжения в средней части стенки цилиндра (рис. 4, а), что также способствовало возникновению усталостных трещин.

Значительное увеличение долговечности цилиндров достигнуто как за счет изменения технологии изготовления заготовки днища, так и за счет изменения формы переходной галтели днища. Применение технологии двойной проковки [5] позволило исключить металлургические дефекты в зоне возникновения максимальных напряжений, а благодаря новой форме галтели днища (рис. 4, б) максимальные растягивающие напряжения снизились до уровня номинальных в зоне Ляме.

Цилиндры, днища которых изготовлены с использованием рассмотренных новых конструктивно-технологических решений, работают в гидравлических прессах линии по производству железнодорожных колес с 2005 г. Производительность линии составляет 820 000 колес в год, что является мировым рекордом по числу нагружений мощных гидравлических прессов номинальной силой. За семь лет эксплуатации (~5,5 млн циклов нагружений полной силой) отказов цилиндров не зафиксировано.

Длительные простои мощных гидравлических прессов, значительные расходы на ре-

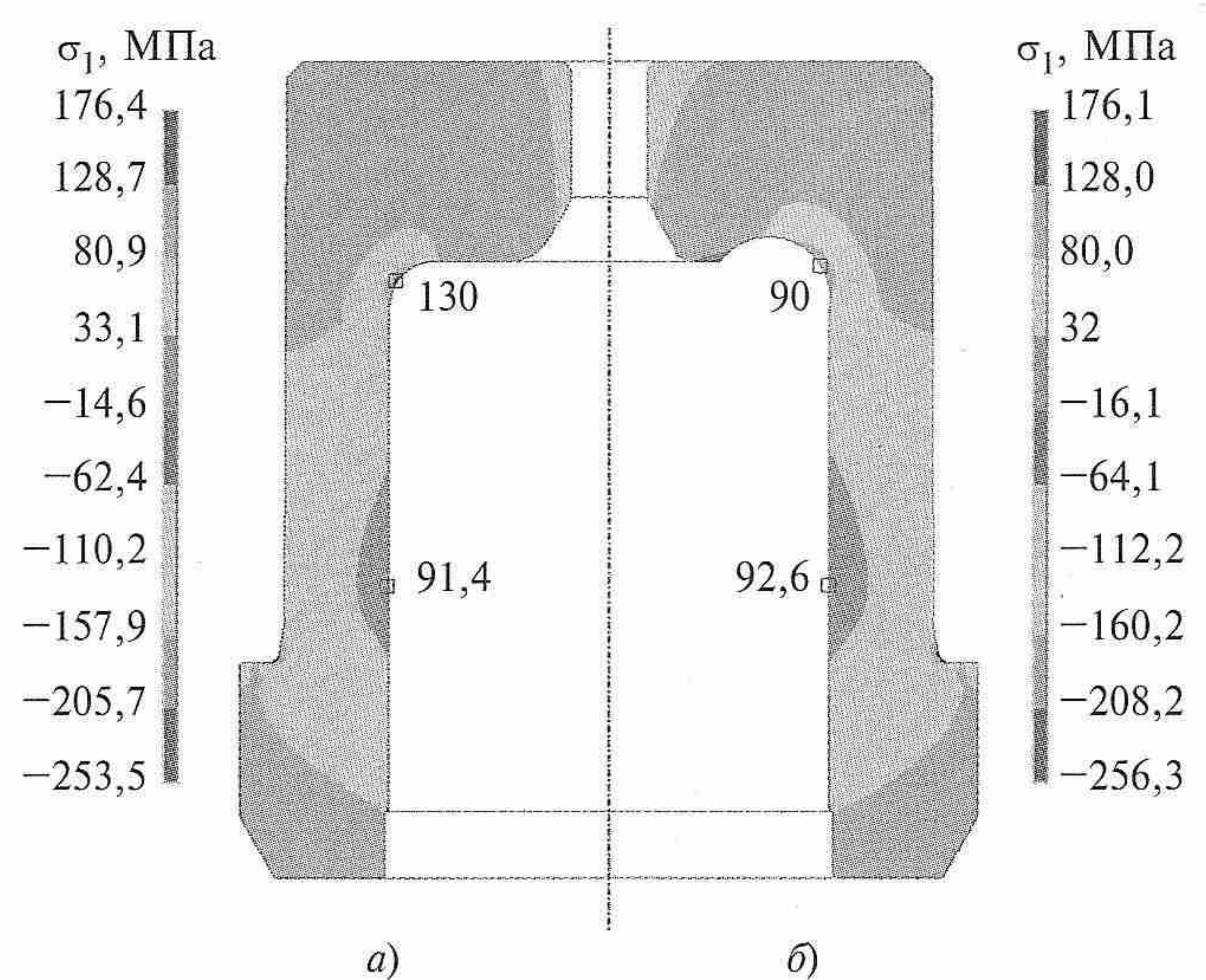


Рис. 4. Напряжения (МПа) на внутреннем контуре цилиндра пресса силой 50 МН:

а — первоначальная геометрия внутренней поверхности; б — внутренняя поверхность после модернизации

монт и запасные части связаны и с разрушением поперечин. Во многих случаях эти разрушения вызваны усталостными трещинами, возникающими на контурах технологических отверстий во внутренних ребрах и внешних стенках поперечин.

В работе [6] проведен анализ разрушения подвижной поперечины штамповочного прессы силой 100 МН; масса поперечины — 107,5 т, материал — сталь 35Л. Трещина возникла на контуре технологического отверстия в центральном ребре и, оставаясь незамеченной, полностью перерезала ребро и вышла на верхнюю и нижнюю плиты поперечины (рис. 5). До обнаружения трещины поперечина проработала примерно 11 лет (около 5 млн отнулевых циклов нагружений). Ремонт поперечины потребовал длительного времени на разборку—сборку прессы, разделку—заварку трещин и термообработку.

В то же время, расчеты показали, что максимальные растягивающие напряжения на контуре отверстия достигали 300 МПа, что примерно в 2 раза превышает предел выносливости стали 35Л и делает закономерным образование трещин. Поэтому в данном случае для устранения причины разрушения поперечины необходимо было заварить технологические отверстия в центральном ребре до возникновения трещин.

Разрушения поперечин мощных гидравлических прессов, вызванные ошибками, допущенными на стадиях проектирования, изготовления и монтажа, происходят через 10...20 лет и более после начала эксплуатации. Поэтому владельцы заводов, где установлены такие прессы, считают длительную безотказную работу поперечин, в которых нет конструктивно-подвижных частей, гарантией их дальнейшей неограниченной долговечности.

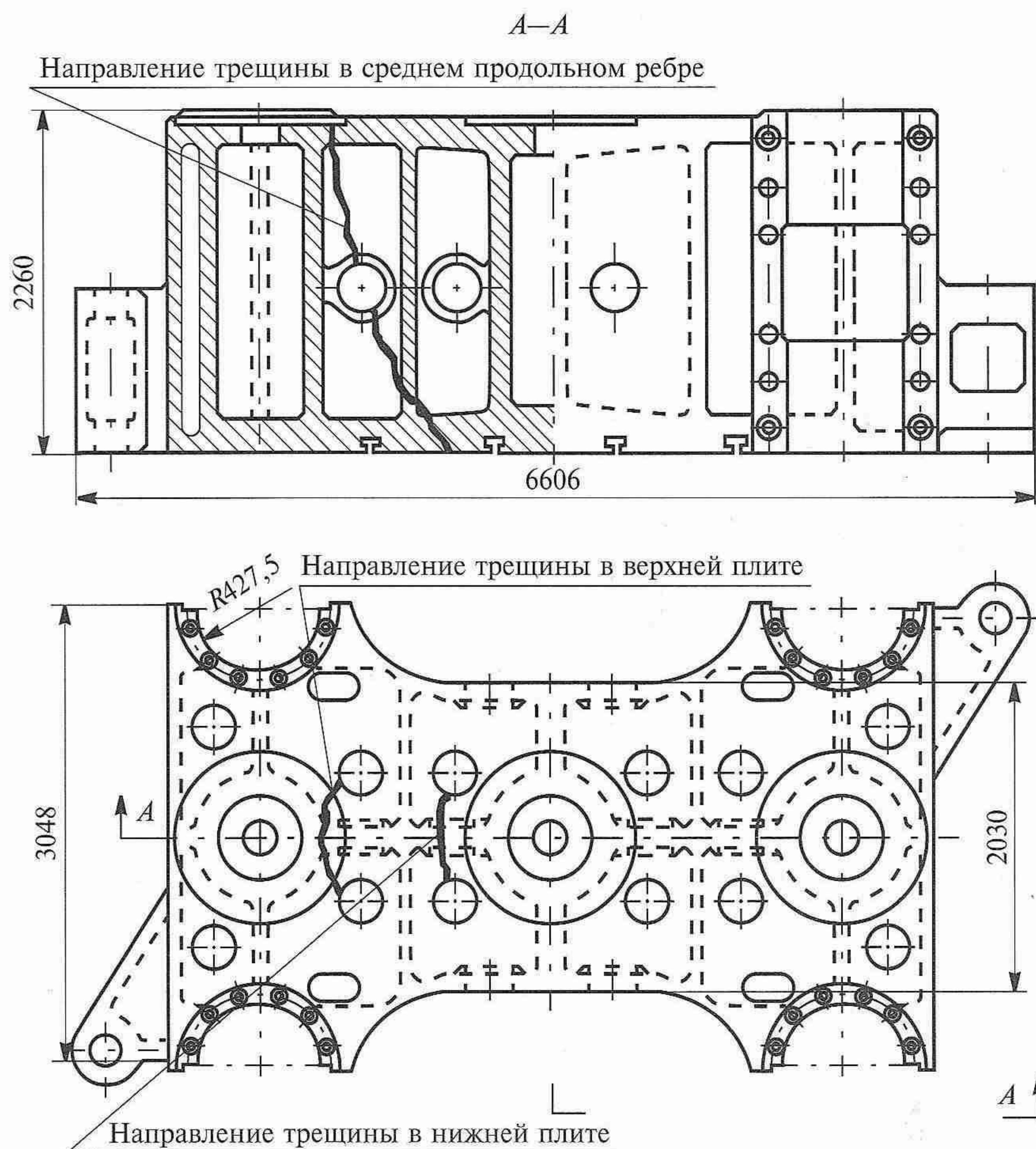


Рис. 5. Трещина в ребре подвижной поперечины штамповочного прессы силой 100 МН

В этом случае работы по экспертизе действительного состояния базовых деталей на данный конкретный момент времени, а также по установлению и предупреждению возможных причин разрушений считаются излишними. Но последующие разрушения базовых деталей приводят к экономическому ущербу, значительно превышающему расходы на экспертизу состояния базовых деталей, разработку и внедрение технических решений по предупреждению разрушений.

Необходимость своевременного проведения работ по предупреждению разрушений и обеспечению дальнейшей безотказной работы базовых деталей покажем на примере прессы силой 500 МН. Этот пресс начал работать в 1955 г. на заводе *Alcoa* в г. Кливленд (США) и до настоящего времени остается самым мощным в мире ковочным прессом. Пресс морально не устарел, его продукция

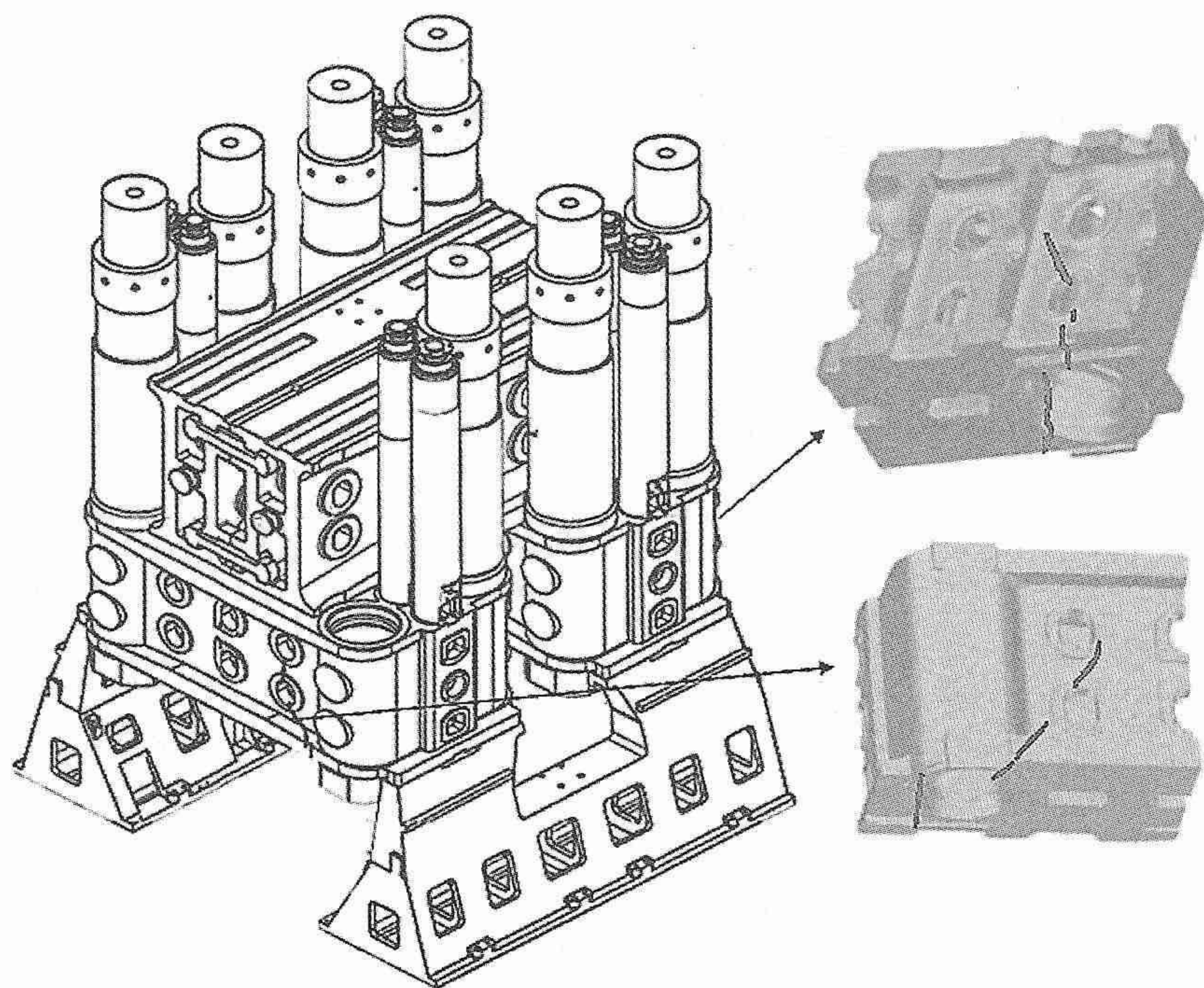


Рис. 6. Схема разрушения поперечных балок основания прессы силой 500 МН

востребована крупнейшими авиационными и оборонными предприятиями. Высота прессы — 27 м, из них 11 м ниже уровня пола, общая масса прессы — 8000 т.

Авария на прессе, вызванная внезапным разрушением нижних поперечных балок основания, произошла 8 августа 2008 г. после 53 лет эксплуатации.

Первоначальные усталостные трещины возникли в зонах конструктивных концентраторов напряжений на контурах отверстий в стенках балок (рис. 6). Постепенный рост трещин не оказывал влияния на параметры технологического процесса и оставался незамеченным. После развития усталостных трещин до критических размеров при штатном технологическом нагружении прессы произошло мгновенное хрупкое разрушение нижних поперечных балок. Вследствие динамических нагрузок, возникших при разрушении поперечных балок, оказались поврежденными фундаментные балки и главные колонны.

Восстановление прессы потребовало изготовления новых фундаментных балок, поперечных балок и колонн. Простой прессы от момента аварии до запуска в эксплуатацию (декабрь 2011 г.) составил 3 года 5 месяцев.

После аварии специалистами *Alcoa* был проведен расчет поперечных балок прессы методом конечных элементов. Результаты расчета показали, что при номинальной силе прессы $P_{\text{ном}} = 500$ МН максимальные напряжения на контурах технологических отверстий в поперечных балках достигали $\sigma_{\text{max}} = 170...210$ МПа. В остальном объеме материала напряжения не превышали 70 МПа.

Поперечные балки выполнены из литой стали с пределом усталости $\sigma_0 = 150$ МПа при отнулевом цикле растяжения. Тогда для локальной зоны контура технологического отверстия запас усталостной прочности

$n = \sigma_0 / \sigma_{\text{max}} = 150 / (170...210) = 0,88...0,71 < 1$. Для остального объема материала поперечной балки $n = \sigma_0 / \sigma = 150 / 70 \geq 2,2$. При $n < 1$ возникновение и развитие усталостных трещин становится закономерным. При $n \geq 2,2$ материал работает без ограничения времени эксплуатации.

Таким образом, для предупреждения разрушения поперечных балок было необходимо:

- на момент начала эксплуатации прессы иметь паспорт надежности базовых деталей с оценкой запасов усталостной прочности;
- в инструкцию по эксплуатации ввести работы по плановой экспертизе базовых деталей с установлением фактического состояния зон концентрации напряжений;
- своевременно устранить на месте без демонтажа—монтажа прессы конструктивные концентраторы с запасом усталостной прочности $n < 1$.

Представленный пример и результаты анализа большого числа разрушений показывают, что базовые детали во многих случаях содержат конструктивно-технологические концентраторы, напряжения в которых превышают пределы прочности материала. При дальнейшей эксплуатации развитие трещин в

этих зонах приводит к внезапному разрушению базовых деталей с возможными катастрофическими последствиями.

Для своевременной разработки и внедрения технических решений, исключающих возможность возникновения аварийных ситуаций, полностью отработаны теоретические и экспериментальные методы экспертизы состояния и восстановления разрушенных базовых деталей на месте без разборки—сборки пресса. Возможность выполнения крупномасштабных сварочных работ (в том числе заварки технологических отверстий) покажем далее на примере восстановления на месте полностью разрушенной подвижной поперечины.

Ковочный пресс силой 32 МН находился 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. 7). Стрела клиновой выработки в центре нижней плиты достигала 10 мм, что стало одной из причин возникновения весьма высоких напряжений, вызвавших образование трещин.

Поперечина восстановлена путем сварки на месте без демонтажа пресса. Разработанная технология сварки включала в себя конструктивно-технологические решения, позволяющие сохранить геометрию поперечины и взаимное расположение 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, был проведен в течение 22 суток. Сразу после окончания ремонта пресс был запущен в эксплуатацию. Столь короткий срок восстановления на месте полностью разрушенной поперечины мощного гидравлического пресса не имеет прецедентов в мировой практике.

К настоящему времени восстановленная подвижная поперечина ковочного пресса силой 32 МН находится в эксплуатации 4 года, претензий к работе поперечины нет.

Выводы. 1. Разрушения базовых деталей мощных гидравлических прессов вызваны возникновением усталостных трещин в зонах, где напряжения от проектной нагрузки с самого начала эксплуатации превышали предел усталости материала. С увеличением числа циклов нагружения длительное развитие трещин в этих зонах, оставаясь незамеченным, приводит к «внезапному» разрушению базовых деталей.

2. Наличие зон возникновения усталостных трещин обусловлено ошибками, допущенными на стадиях проектирования, изготовления и монтажа пресса, и не связано с обеспечением проектных параметров технологического процесса.

3. Своевременная (до возникновения аварийной ситуации) экспертиза состояния ба-

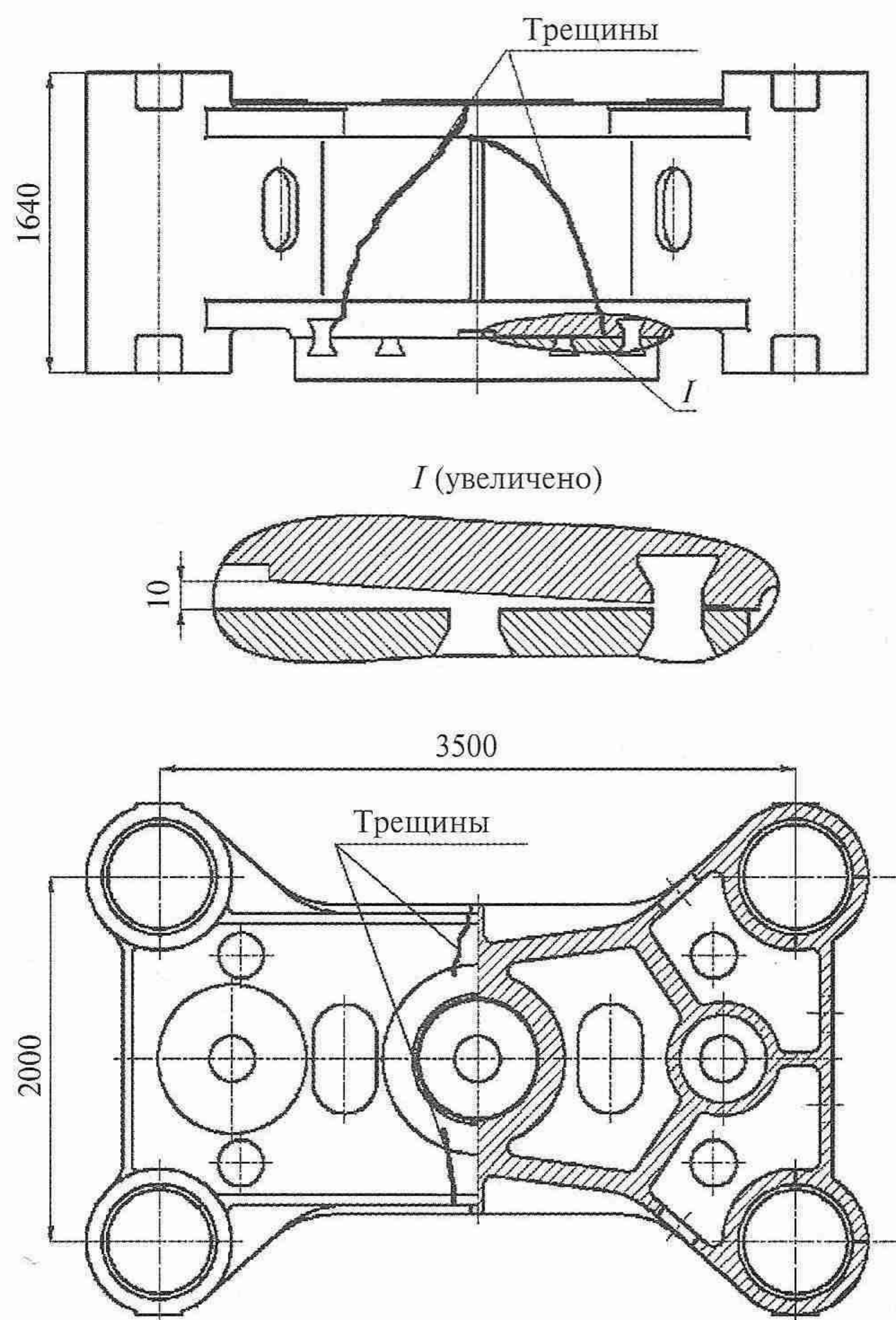


Рис. 7. Расположение трещин в подвижной поперечине ковочного пресса силой 32 МН и формоизменение контактной поверхности поперечины

зовых деталей с проведением теоретических и экспериментальных исследований их напряженного состояния и прочности позволяет выявить зоны возникновения усталостных трещин и степень их развития.

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

5. В базовые детали, поставляемые для замены разрушенных, необходимо вносить конструктивные и технологические изменения в целях устранения причин разрушения и обеспечения неограниченной долговечности новых базовых деталей.

Список литературы

1. Белов А. Ф., Розанов Б. В., Линц В. П. Объемная штамповка на гидравлических прессах. М.: Машиностроение, 1986. 240 с.
2. А. с. 435952 СССР, МКИ В 63 В 27/14. Цилиндр гидравлического пресса / М. И. Будман, Ф. И. Кагановский, Э. С. Славецкий—Котвицкий, А. И. Сурков.
3. Карасев М. А., Баранов И. В., Блик Ф. С., Сошников В. С. Кузнечно-прессовое оборудование УРАЛМАШ-ЗАВОДА. Екатеринбург: Марат, 2004. 480 с.
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.

УДК 621.979-82-52.002

О. М. ШИНКАРЕНКО, Е. С. КОРЧАК, кандидаты техн. наук (Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск, Украина)
E-mail: helen_korchak@ukr.net

Кавитационный износ регулирующих клапанов систем управления гидравлическими прессами с насосно-аккумуляторным приводом

Рассмотрен механизм возникновения кавитации в трубопроводах гидравлической системы. Выявлены условия возникновения кавитационного износа в регулирующих клапанах. Приведены модели кавитационного потока рабочей жидкости в клапанах с различными дроссельными элементами. Даны практические рекомендации по исключению кавитационного износа в дроссельных регулирующих клапанах систем управления гидравлическими прессами.

It is considered the mechanism of cavitation in the hydraulic system's piping. The conditions for occurrence of cavitation wear in the regulating valves are revealed. The models of cavitation flow of working fluid through the valves with various throttle elements are presented. Practical recommendations on cavitation wear elimination in throttle regulating valves of hydraulic presses' control systems are given.

Ключевые слова: кавитационный износ; критическое сечение; регулирующий клапан; дросселирование; конфузор.

Key words: cavitation wear; critical section; regulating valve; throttling; confuser.

С переводом гидравлических прессов с насосно-аккумуляторным приводом (НАП) на рабочее давление, равное 32 МПа, существенно повысилась интенсивность кавитационного износа регулирующих клапанов (кавитация — вскипание жидкости в сужениях потока, выделение из нее газовых или паровых пузырьков с последующим их схлопыва-

нием в зонах повышенного давления (расширениях) потока (рис. 1) [1]).

Из рис. 1 видно, что на участке II поток жидкости сужается, его скорость возрастает, а давление падает. Газовые пузырьки в жидкости, которые на участке I были сжаты, расширяются и, попав на участок III, где поток расширяется, а давление жидкости возраста-