



Минпромторг
Российской Федерации



Российский Союз
поставщиков
металлопродукции

МЕТАЛЛЭКСПО



ГНЦ РФ
ВНИИМЕТМАШ



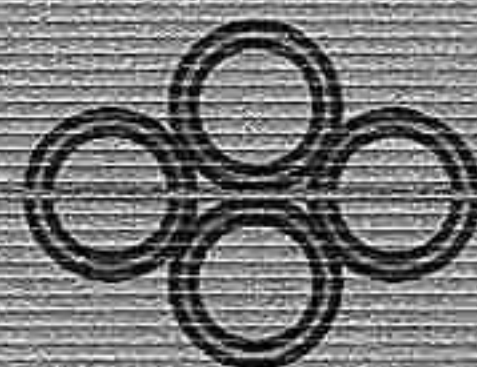
ГНЦ РФ
ЦНИИЧЕРМЕТ



ГНЦ РФ
ЦНИИТМАШ



ГИНЦВЕТМЕТ



ОАО "Институт
Цветметобработка"



НИТУ
"МИСиС"



ЧЕРМЕТИНФОРМАЦИЯ



Международный союз
Металлургмаш

НЕДЕЛЯ МЕТАЛЛОВ В МОСКВЕ

09 - 12 ноября 2010 г.

Сборник трудов конференций

Москва
2011

Исследование условий эксплуатации и определение причин разрушений главных цилиндров пресса 120 МН SMS

Сурков И.А., Тимохин И.В.

ООО «Надежность Плюс»

Ковочный пресс силой 120 МН (12 000 тс), спроектированный и изготовленный компанией SMS (ФРГ), находится в эксплуатации на ООО «ОМЗ-Спецсталь» (г. Колпино) с 1986 г. До настоящего времени пресс является одним из самых мощных среди ковочных прессов.

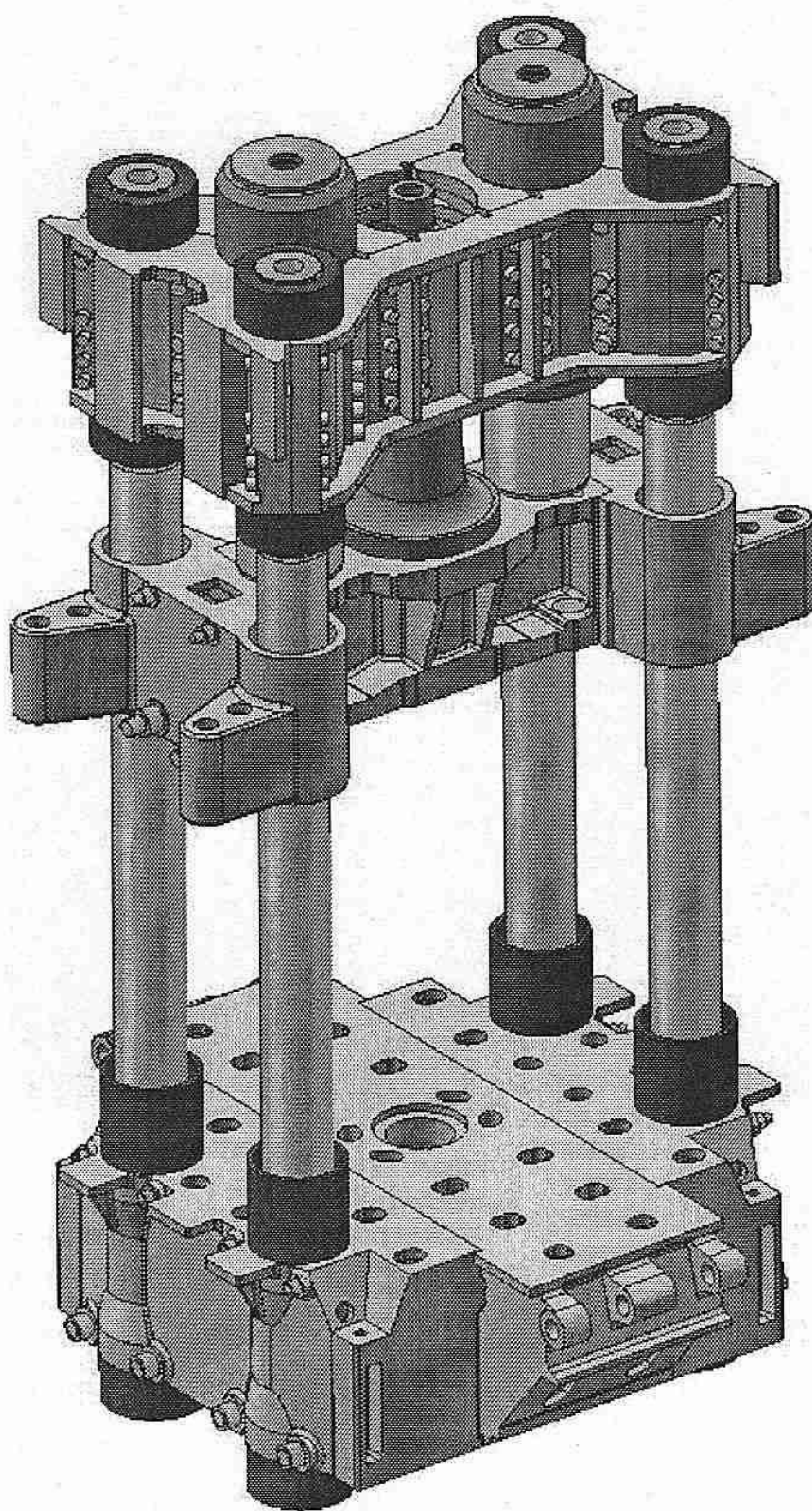


Рис.1. Трехмерная модель пресса 120 МН SMS

На рис.1 показана трехмерная модель пресса.

Верхняя поперечина пресса – сборная из шести отдельных частей. Общая масса поперечины 351,5 т. Отдельные части поперечины стянуты силовыми шпильками с определенным усилием. Подвижная поперечина и основание выполнены из трех отдельных частей, стянутых четырьмя силовыми стяжками. Особенностью конструкции является средний направляющий хвостовик, жестко закрепленный в подвижной поперечине и препятствующий её перекосу при эксцентричной ковке.

Силу пресса создают два главных цилиндра, расположенные в верхней поперечине. В цилиндрах под действием давления рабочей жидкости перемещаются плунжеры, передающие нагрузку на подвижную поперечину. Через плиты верхнего штампового набора, деформируемое тело и плиты нижнего штампового набора (на рис.1 не показаны) нагрузка передается на основание. Замыкание силового потока происходит через четыре колонны $\varnothing 1040$ мм.

За время эксплуатации аварийно разрушились оба главных цилиндра. В пер-

вом случае развитие трещины произошло в области галтельного перехода опорного фланца и стенки цилиндра, во втором – в области галтельного перехода днища и стенки цилиндра. Разрушения цилиндров в галтельных переходах фланца и днища являются типичными и обычно носят усталостный характер. Это связано с превышением максимальными напряжениями предела выносливости стали, из которой изготовлен цилиндр, вследствие высокой концентрации напряжений в этих зонах.

В настоящей работе проведено исследование условий эксплуатации и напряженного состояния цилиндров с целью определения возможных причин разрушений.

Расчет напряженного состояния цилиндров проведен методом конечных элементов в осесимметричной постановке. Расчетная схема для цилиндра представлена на рис.2. Цилиндр равномерно оперт по фланцу в окружном направлении, на внутреннюю поверхность цилиндра действует максимальное рабочее давление в $q=320$ атм. Конечноэлементная модель цилиндра представлена на рис. 3.

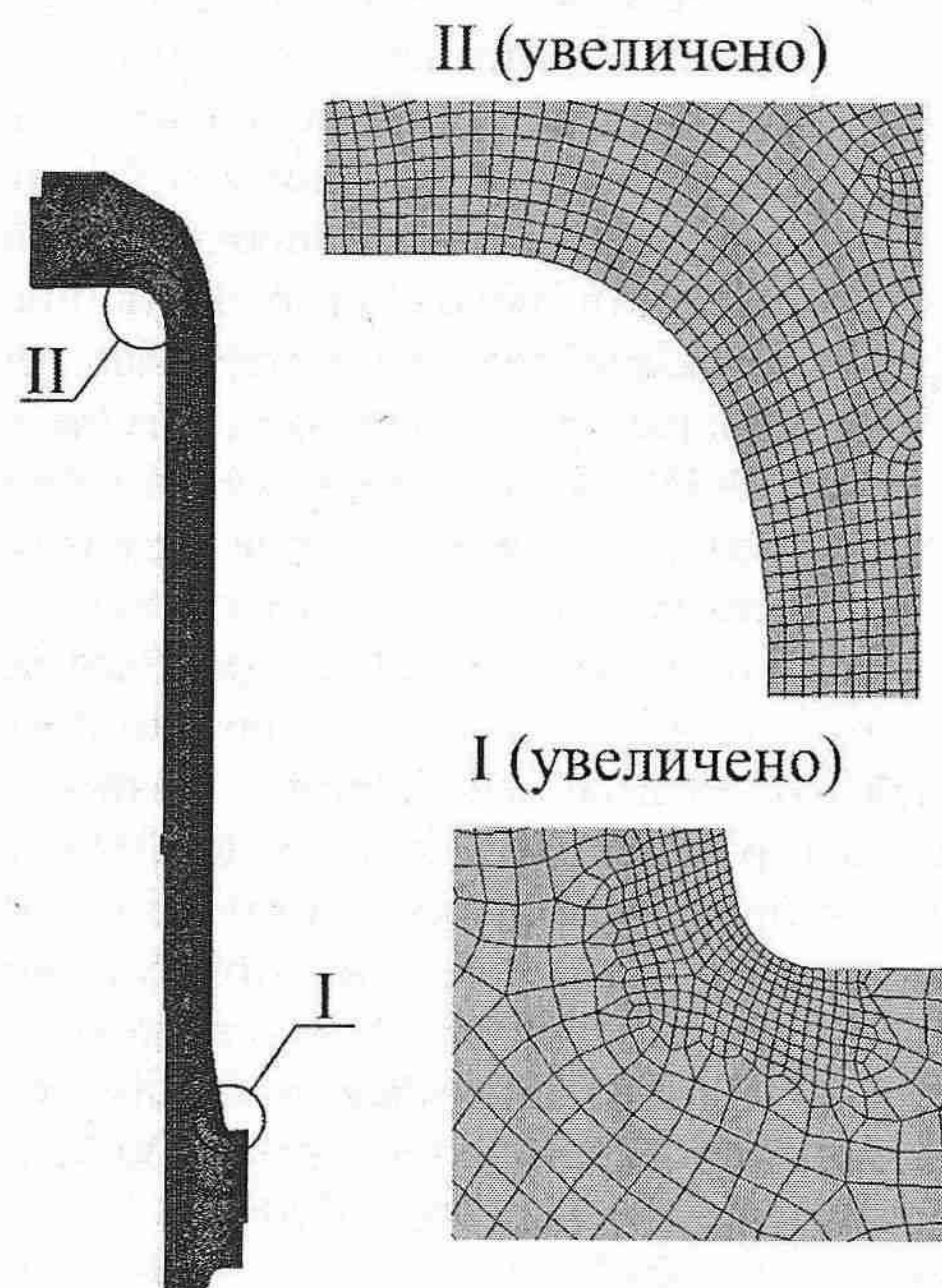


Рис.3. Конечноэлементная модель цилиндра

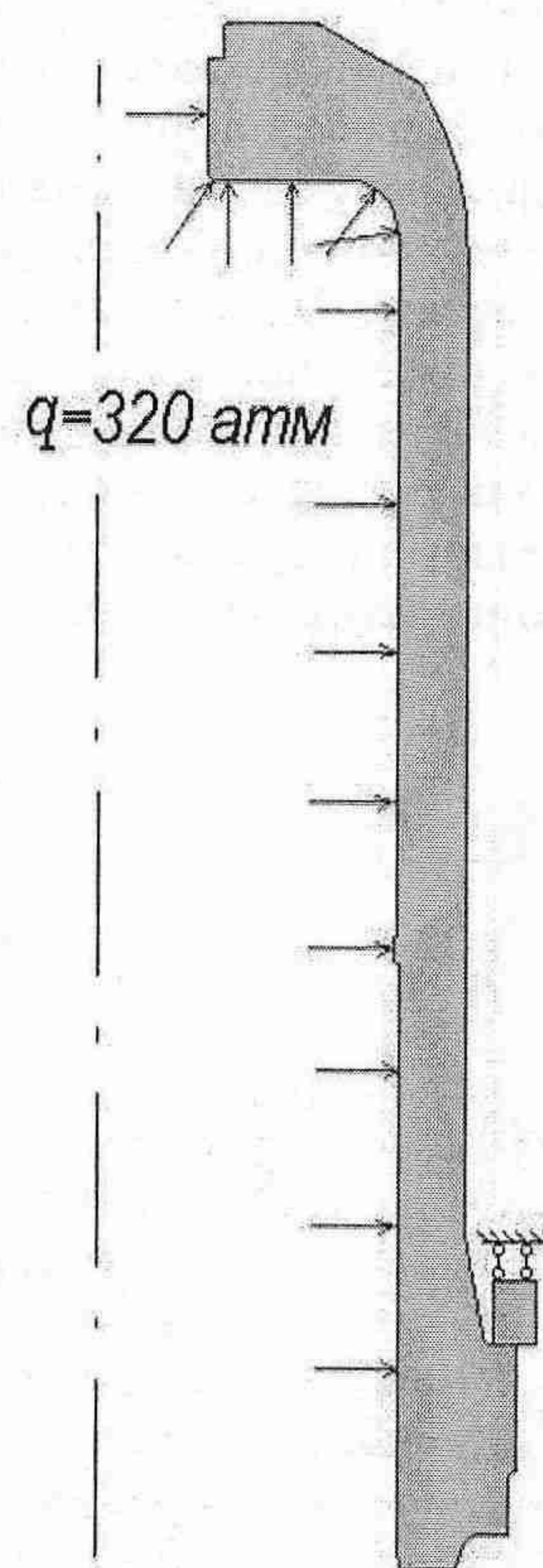


Рис.2. Расчетная схема главного цилиндра пресса силой 120 МН

Для модели были приняты следующие значения параметров материала:

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости первого рода;

$\mu = 0,27$ – коэффициент Пуассона.

Между цилиндром и опорным кольцом заданы условия контактного взаимодействия с коэффициентом трения $f=0,15$.

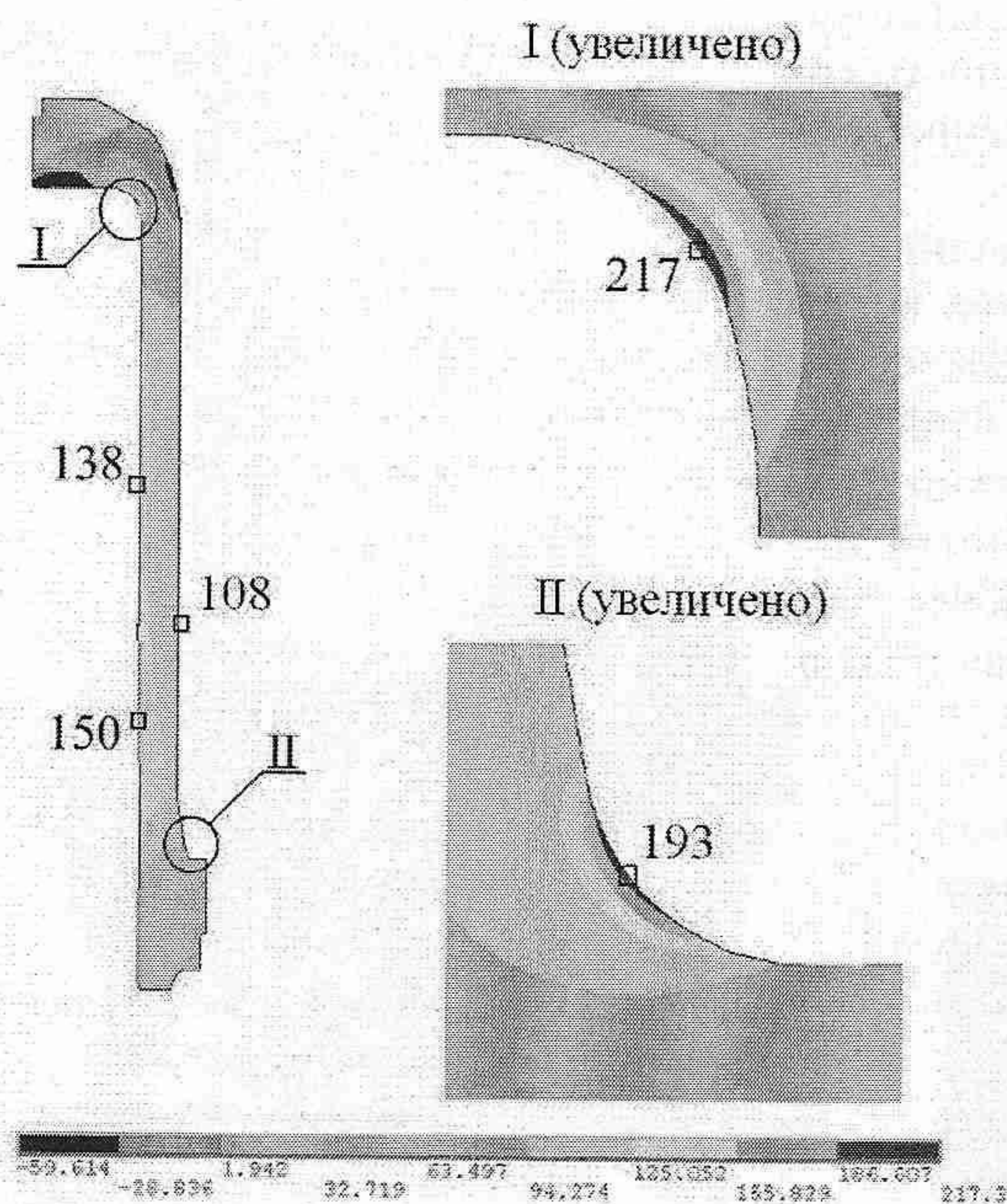
Следует сразу отметить, что принятая расчетная схема идеализирована. Как отмечалось выше, верхняя поперечина пресса в силу значительных габаритов и массы (межколонное расстояние – 7010×3505 мм, масса – 351,5 т) для упрощения условий его транспортировки и монтажа выполне-

на составным, поэтому распределение жесткости в её конструкции в области контакта фланца цилиндра имеет неравномерный характер. Следовательно, распределение контактных давлений по поверхности фланца будет носить также неравномерный характер, а полученное расчетом значение напряжений в области галтельного перехода будет соответствовать среднему, а не максимальному, уровню напряжений по всему фланцу. Однако компьютерное моделирование процесса нагружения узла «верхняя поперечина-цилиндр» в объемной постановке с учетом сложности геометрии и необходимостью моделирования большого числа контактных взаимодействий гаек силовых шпилек с поперечиной потребовало бы значительного увеличения вычислительных ресурсов и расчетного времени, при этом снизилась бы вероятность получения результатов необходимой точности. Что касается области галтельного

перехода днища, то можно утверждать, что напряженное состояние в этой зоне имеет осесимметричный характер.

На рис.4 представлено распределение максимальных растягивающих напряжений в цилиндре при работе пресса на максимальное усилие. Напряжения в цилиндрической части не превышают 150 МПа. Напряжения в галтели днища составляют 217 МПа, в галтели фланца – 193 МПа.

Главные цилиндры пресса работают в условиях пульсирующего цикла нагружения, т.е. напряжения меняются от нуля до максимума. Для оценки запаса прочности по усталости необходимо знать предел выносливости материала. Цилиндры пресса выполнены из стали 22Х3М. Данная марка стали не характерна для цилиндров гидравлических прессов, изготовленных



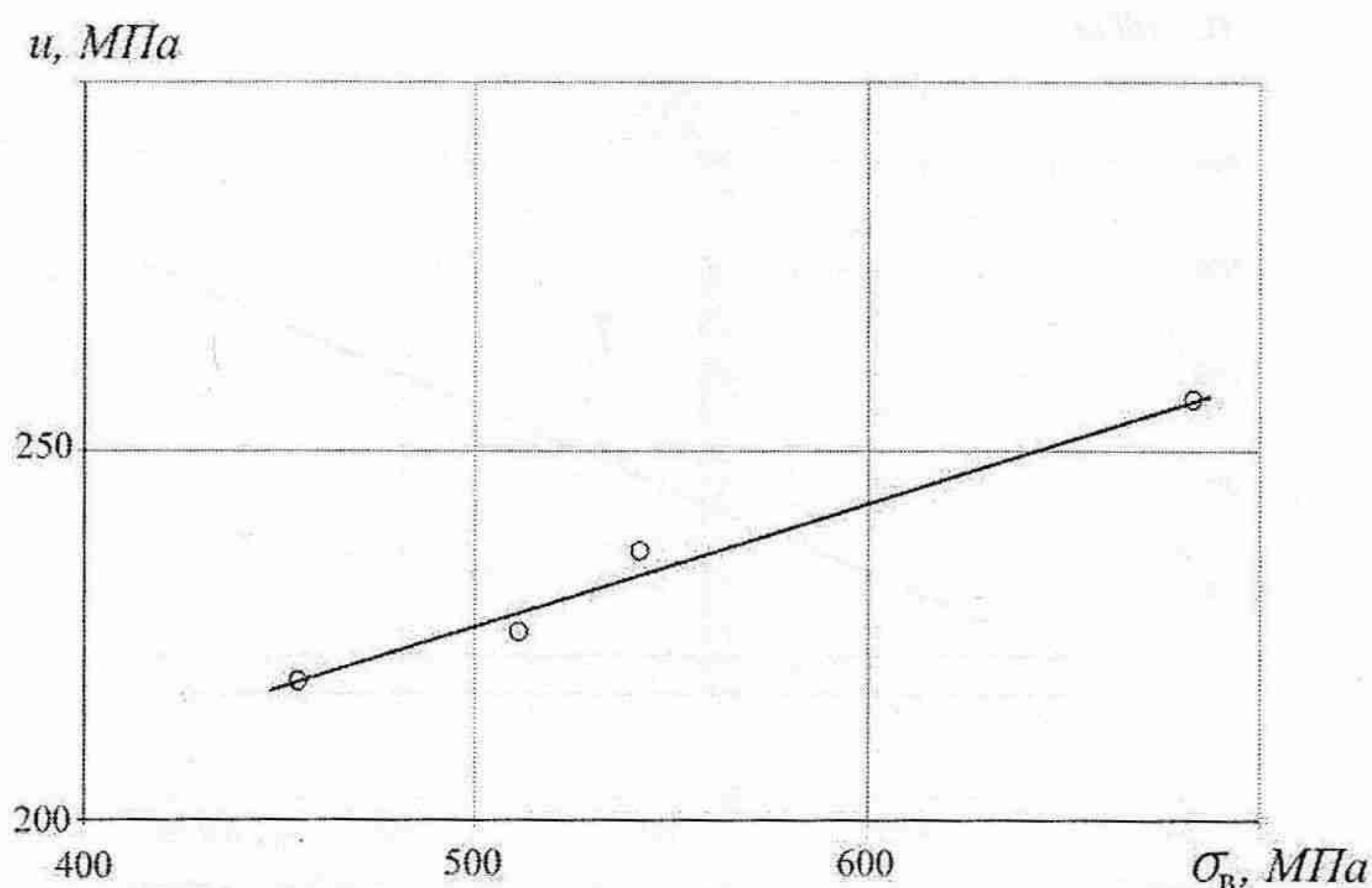


Рис. 5. Зависимость минимального предела выносливости u от прочности при статическом растяжении σ_B сталей

Полученные значения коэффициента запаса выше 1, но ниже принятого минимально допустимого значения коэффициента запаса прочности по усталости для базовых деталей прессов $n=1,2$. Однако необходимость эксплуатации прессы на максимальное усилие возникает не всегда, а разрушения произошли значительно раньше, чем пресс отработал 106 циклов нагружения — база нагружений, которая соответствует минимальному пределу выносливости и при которой кривая усталости для сталей асимптотически приближается к горизонтальной прямой. Другими словами, в зонах разрушения либо действовали более высокие по сравнению с расчетными значениями напряжения, либо предел выносливости материала стали цилиндров ниже того значения, которое предложено за минимальное значение. Рассмотрим оба варианта.

Очевидно, что первый вариант соответствует разрушению в области галтели фланца. Выше было отмечено об идеализации расчетной схемы по сравнению с реальными условиями эксплуатации цилиндров и связанном с этим занижением величины максимальных напряжений в галтельной зоне фланца. Анализ результатов расчетов других цилиндров дает возможность понять, что отклонение величины максимальных напряжений в галтельном переходе опорного фланца может превышать среднее значение более чем в 1,5 раза. Так как цилиндры прессы 120 МН фланцем опираются на четыре отдельные балки верхней поперечины, совместная работа которых полностью зависит от качества проведения затяжки силовых шпилек, то можно уверенно предположить, что причиной разрушения цилиндра в этой зоне было превышение максимальными напряжениями предела выносливости стали из-за неравномерного опирания фланца в поперечине.

Проанализируем второй вариант. Зависимость для определения минимальной величины предела выносливости u_0 получена при условии работы в воздушной среде, но внутренняя поверхность цилиндра работает в условиях коррозионной среды, которой является вода в составе рабочей жидкости, что существенно уменьшает предел выносливости материала в зоне днища. Оценку предела выносливости галтели днища при работе в условиях водной среды дадим по материалам работы [2]. Зависимость предела выносливости при симметричном цикле нагружения σ^{-1} для сталей с различными пределами прочности представлена на рис.6. При работе в пресной

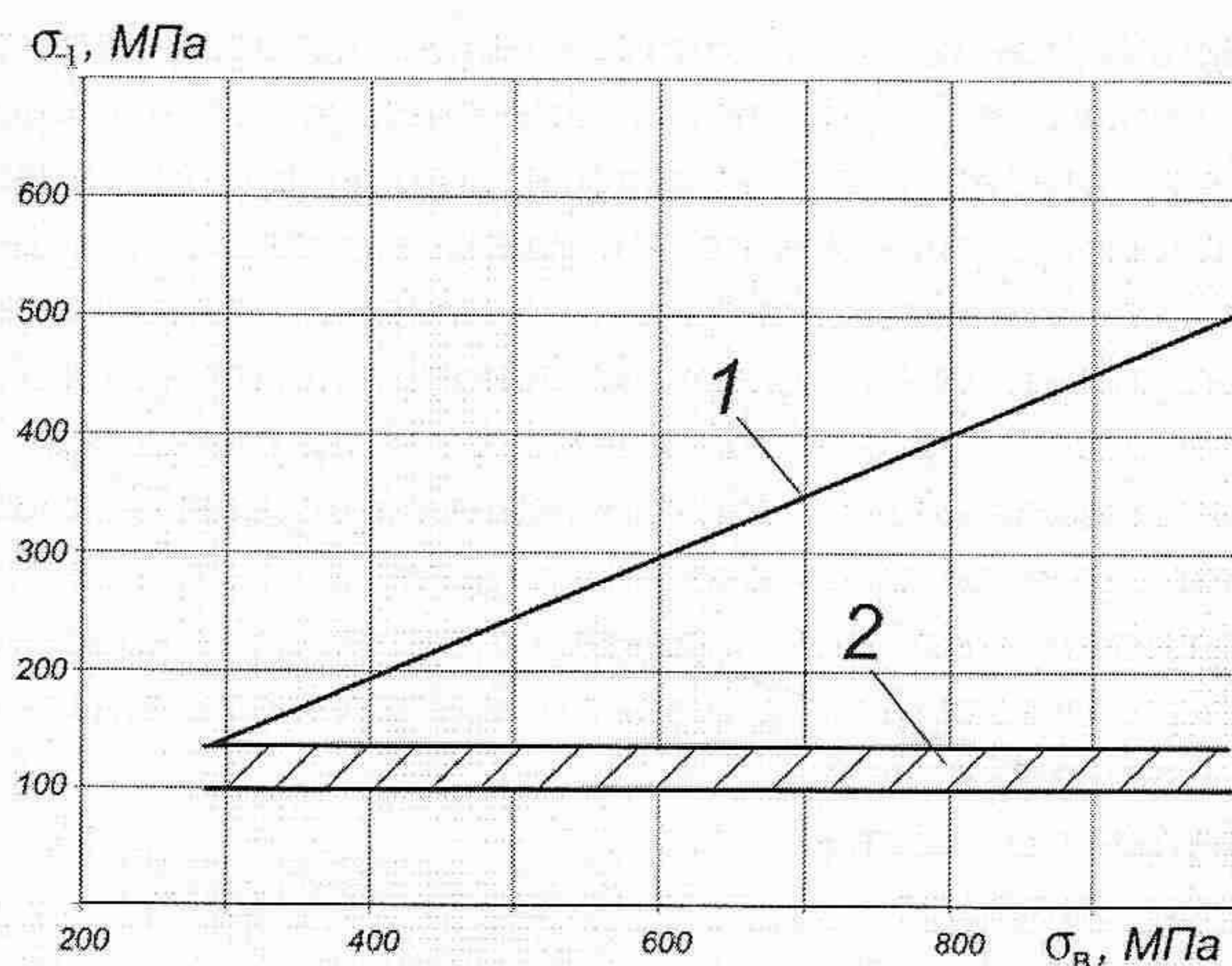


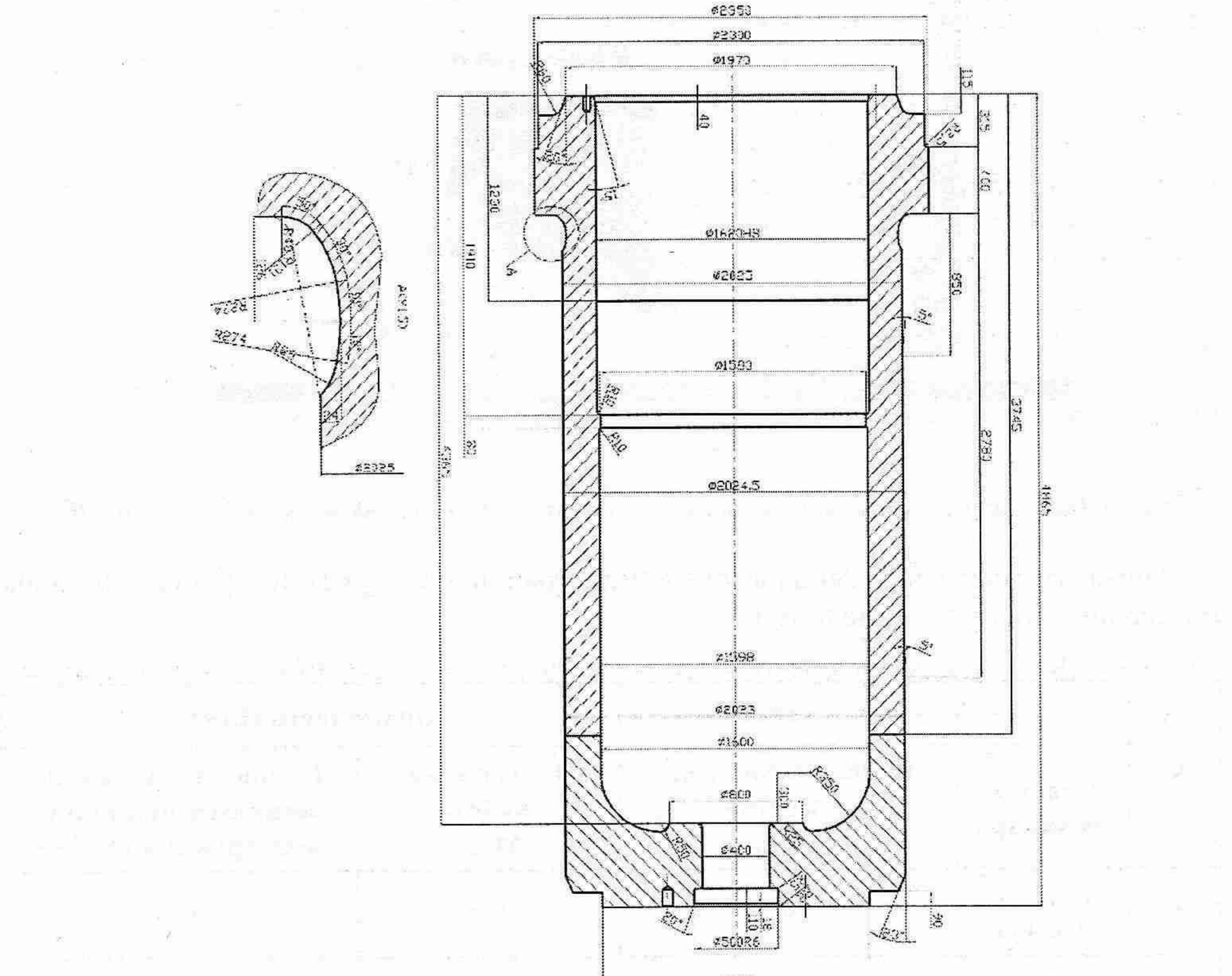
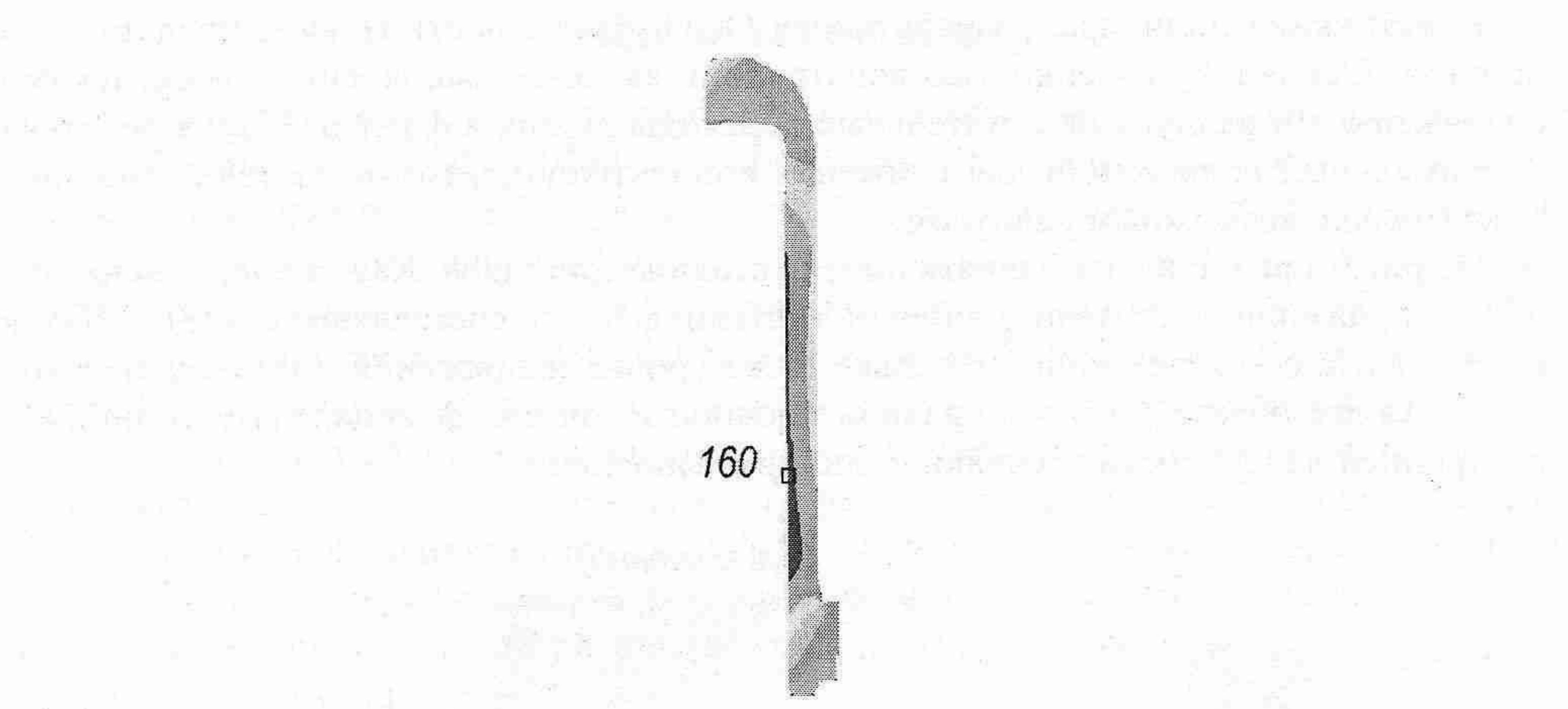
Рис. 6. Зависимость предела выносливости при симметричном цикле σ^{-1} от предела прочности σ_b при работе: 1 — на воздухе, 2 — в пресной воде

воде предел выносливости вне зависимости от прочности материала остается на уровне $\sigma^{-1} = 100 \div 130$ МПа. Ориентировочно зависимость между пределами выносливости при пульсирующем и симметричном циклах нагружения можно представить в виде $\sigma_0 = 1,8 \cdot \sigma^{-1}$, тогда предел выносливости материала цилиндра в зоне галтели днища составляет $\sigma_0 = 1,8 \cdot \sigma^{-1} = 1,8 \cdot (100 \div 130) = 180 \div 235$ МПа. Запас прочности по усталости для галтели днища, работающего в условиях коррозионной среды при напряжениях $\sigma_{\text{дн}} \approx 217$ МПа, находится в пределах $n = 0,78 \div 1,08$. Результаты выполненного исследования показывают, что действительно причиной разрушения цилиндра по внутренней поверхности в области галтельного перехода днища могло быть снижение предела выносливости стали под действием активной коррозионной среды.

Результаты выполненного исследования показывают, что существующая конструкция цилиндра не обеспечивает его неограниченной долговечности. Можно считать поэтому, что причиной разрушения цилиндров являются конструктивные ошибки, из-за которых напряжения в зоне галтельных переходов днища и опорного фланца превысили предел выносливости стали при циклической нагрузке.

Для обеспечения дальнейшей безотказной работы прессы силой 120 МН необходимо разработать конструкцию с уровнем максимальных напряжений в наиболее нагруженных зонах не превышающих 150 МПа.

Расчетными напряжениями для рабочих цилиндров гидравлических прессов являются окружные напряжения на внутренней поверхности стенки цилиндра. Эти напряжения не могут быть уменьшены, так как они определяются внутренним диаметром цилиндра, его силой и давлением рабочей жидкости. На рис. 7 видно, что эти напряжения составляют 160 МПа. Материал цилиндра на внутренней поверхности обечайки и в галтели днища работает в одинаковых условиях, поэтому для обеспечения равной прочности этих зон напряжения в галтели днища не должны превышать напряжения на внутренней поверхности стенки. Это означает, что для обеспечения неограниченной долговечности зоны галтели днища максимальные напряжения в этом месте не должны превышать 160 МПа. Для увеличения долговечности галтели опорного фланца напряжения в этой зоне также должны быть значительно снижены.



Конструкция цилиндра, разработанная ООО «Надежность Плюс», представлена на рис.8. Основной особенностью конструкции является выполненные несколькими сопряженными радиусами с галтельные переходы днища и фланца. В зоне действия максимальных напряжений для снижения концентрации участок галтели выполнен максимально возможным радиусом.

На рис.9 представлено напряженное состояние цилиндра. Как видно, максимальные напряжения в галтели днища и галтели фланца составляют $\sigma_d=136$ МПа и $\sigma_\phi=141$ МПа соответственно, что даже ниже уровня напряжений в цилиндрической части. Таким образом, условие равной прочности галтели фланца, галтели днища и внутренней поверхности обечайки цилиндра выполнено.

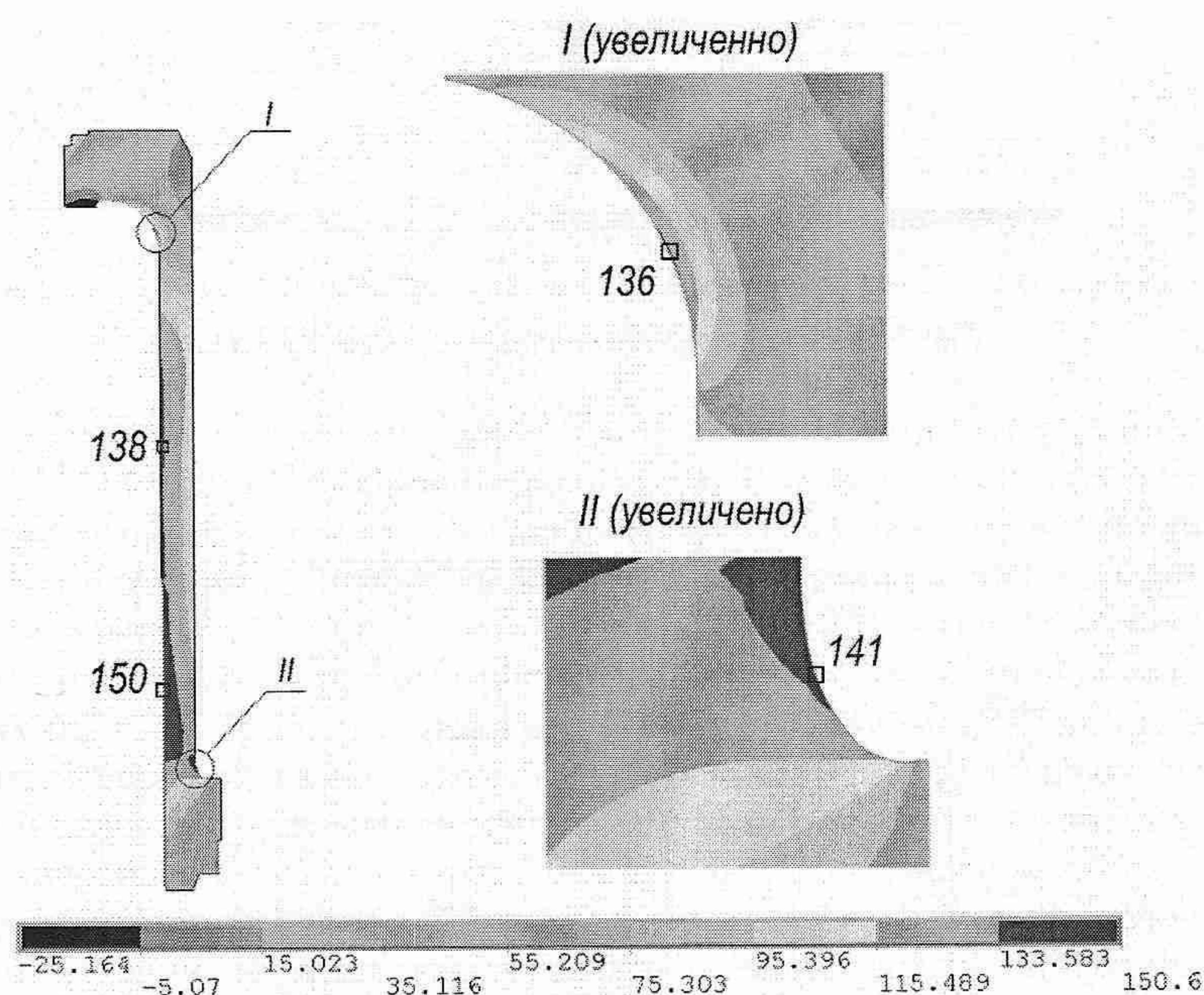


Рис. 9. Напряженное состояние цилиндра конструкции ООО «Надежность Плюс», σ_1 , МПа

Максимальные напряжения в зоне концентрации для двух конструкций цилиндра прессы представлены в таблице 1.

Таблица 1. Максимальные напряжения в цилиндре прессы силой 120 МН в зонах концентрации

№	Участок цилиндра	«SMS»	«Надежность Плюс»	
		Максимальные напряжения, МПа	Макс. напряжения, МПа	Отношение к напряжениям в цилиндре конструкции «SMS»
1.	Галтель фланца	193	141	0,73
2.	Галтель днища	217	136	0,62

Основные выводы

1. Выполнен расчет напряженного состояния главных цилиндров прессы силой 120 МН конструкции SMS (ФРГ) и определены возможные причины разрушения. Расчетные напряжения, действующие в наиболее нагруженных зонах – галтельные переходы днища и опорного фланца – ниже предела выносливости стали цилиндра. Однако галтель днища работает в условиях постоянного контакта с водой, что существенно снижает механические свойства материала. В результате в галтели днища зарождается усталостная трещина, что приводит к разрушению цилиндра.

2. Разработана конструкция цилиндра, обеспечивающая условие равной прочности галтели фланца, галтели днища и внутренней поверхности обечайки цилиндра. По сравнению с исходной конструкцией максимальные напряжения, действующие в галтели днища снижены на 38%, в галтели фланца – на 27 % (см. таблицу 1). Использование цилиндров новой конструкции позволит обеспечить длительную безаварийную работу прессы.

Список литературы

1. А.И. Сурков. Оценка и обеспечение прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1982 г. №8. С. 34–37.
2. С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.