



Минпромторг
Российской Федерации



Российский Союз
поставщиков
металлопродукции



ГНЦ РФ
ВНИИМЕТМАШ



ГНЦ РФ
ЦНИИЧЕРМЕТ



ГНЦ РФ ЦНИИТМАШ



Институт
«Гинцветмет»



ОАО «Институт
Цветметобработка»



НИТУ
«МИСиС»



Черметинформация



Международный
союз
Металлургмаш

НЕДЕЛЯ МЕТАЛЛОВ В МОСКВЕ

13 - 16 ноября 2012 г.

Сборник трудов конференций

ВНИИМЕТМАШ
Москва - 2013

Прогнозирование и обеспечение прочностной надежности станин клеток действующих прокатных станов

¹Ю.С. Семичев, И.А. ²Сурков

¹ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»

²ООО «Надежность Тяжелых Машин»

Прокатные станы, работающие на металлургических заводах и в металлургических цехах машиностроительных заводов, относятся к оборудованию, составляющему основу оборонного и промышленного потенциала России. Большинство прокатных станов находится в эксплуатации 30-40 и более лет, поэтому для обеспечения современных технико-экономических требований, предъявляемых к действующему оборудованию, возникает необходимость увеличения производительности и технологической силы, воспринимаемой несущими деталями клеток прокатных станов. Кроме того, с увеличением сроков эксплуатации число проходов с номинальными и максимальными нагрузками достигает своих предельных значений по критерию усталостной прочности материала силовых деталей прокатного стана. Поэтому для дальнейшей длительной надежной работы действующих прокатных станов необходимо обеспечить прочность основных силовых деталей этих станов, как при проектных, так и при увеличенных силах прокатки.

Наиболее металлоемкой и трудоемкой по условиям изготовления, транспортировки и монтажа является станина клетки прокатного стана. Так в чистом виде станина непрерывного стана 2800 имеет массу 115 т, станина четырехвалкового стана 5000 имеет массу 330 т. По определению академика А.И. Целикова [1] прокатным станом называется машина, которая служит для обработки материалов давлением между вращающимися валками. Сила, создаваемая давлением металла на валки, воспринимается станинами клетки, поэтому, как отмечает Б.А. Морозов [2], именно прочность станины лимитирует производительность прокатного стана. Это связано с тем, что валки и другие детали клетки периодически заменяются, для их изготовления могут использоваться более прочные материалы, а станина должна сохранять свою работоспособность в течение всего времени эксплуатации прокатного стана.

В то же время практика эксплуатации показывает, что длительные простои линий производства проката, значительные расходы на ремонт и запасные части связаны именно с разрушением станин клеток прокатных станов. Во многих случаях тяжесть последствий аварийной ситуации усугубляется внезапностью произошедшего разрушения. «Внезапность» объясняется тем, что конструктивные концентраторы, где возникают максимальные напряжения, превышающие предел усталостной прочности материала, расположены в недоступных для прямого наблюдения местах. В этом случае длительный

процесс возникновения и роста усталостной трещины остается незамеченным и проявляется в виде «внезапного» разрушения. Такие разрушения станин, вызванные возникновением и ростом трещины в недоступной для прямого наблюдения радиусной галтели, расположенной в верхней поперечине станины, месте перехода вертикального отверстия к контактной площадке станины с гайкой нажимного винта (далее галтель в верхней поперечине станины), показаны на рис. 1[2].

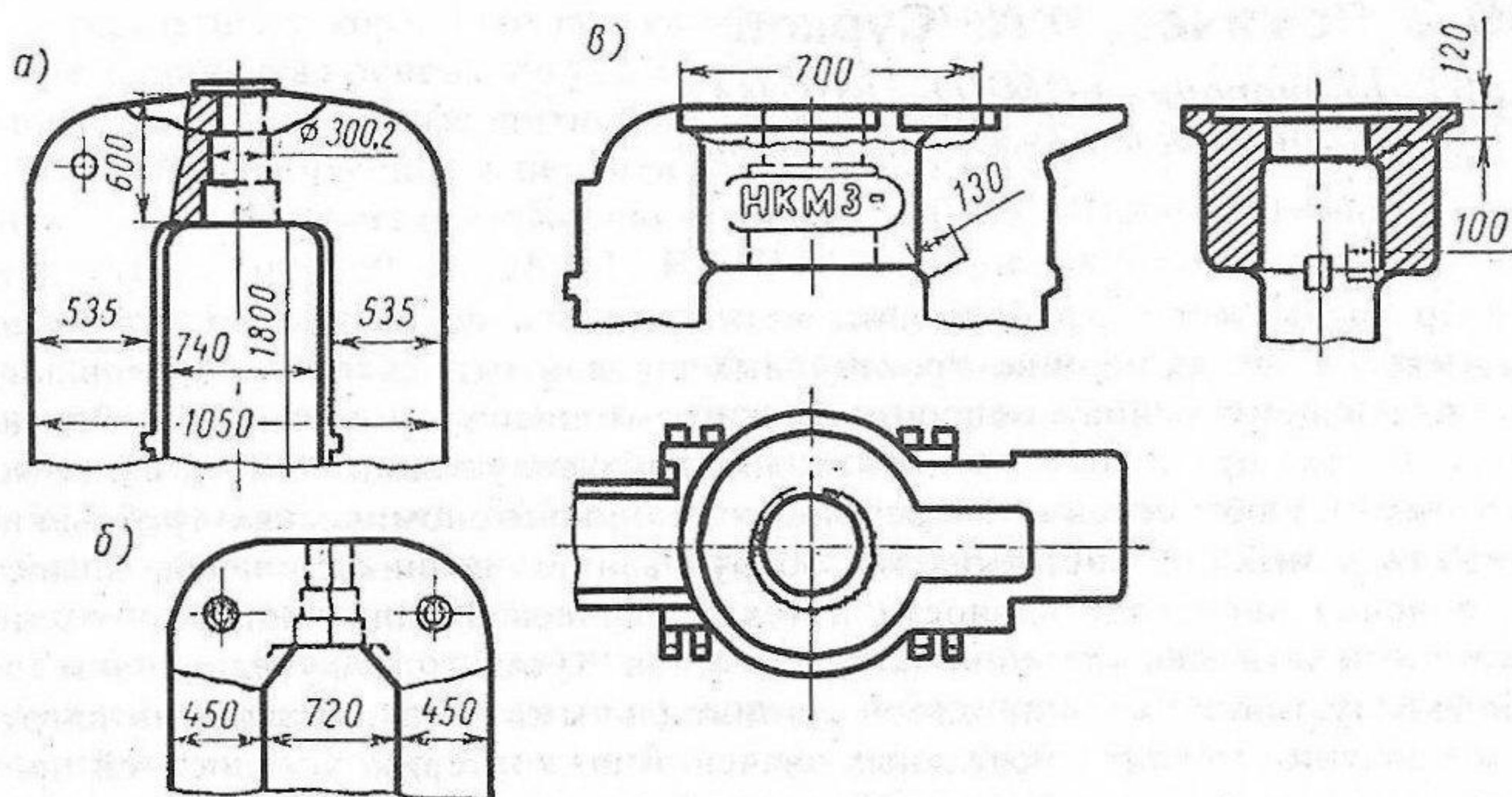


Рис. 1. Типовые разрушения станин усталостной трещиной в радиусной галтели, расположенной в верхней поперечине станины

Для предупреждения разрушений, в том числе «внезапных», необходимо дать прогноз надежности станины с установлением запасов усталостной прочности. Первым этапом такого прогноза является определение максимальных напряжений с учетом реальных геометрии и условий нагружения станины.

Станины прокатных станов имеют сложную геометрию и работают в силовом контакте с сопряженными деталями, поэтому методы исследования их напряженного состояния должны учитывать как реальную геометрию деталей, так и условия их взаимодействия. На основании результатов анализа возможностей различных экспериментальных и теоретических методов исследования напряженного состояния для решения поставленных выше задач был выбран расчет методом конечных элементов (МКЭ), реализованный в программном комплексе ANSYS.

На рис. 2 показана математическая модель станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь», построенная для проведения расчета на прочность МКЭ. Станина имеет 2 плоскости симметрии, что позволяет представить математическую модель в виде 1/4 части станины. Нагрузка прикладывается в виде равномерно распределенного давления на нижнюю поверхность гайки нажимного винта (на виде А рис. 2 гайка нажимного винта не показана) и на контактную поверхность нижней поперечины станины с подушкой нижнего

опорного валка. Граничные условия на перемещения накладываются по плоскостям симметрии. Станина клетки выполнена из литой стали 25Л, поэтому для расчета были приняты модуль упругости $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона $\mu=0,27$. Сила, приложенная к модели, соответствует максимальной силе прокатки 20 МН, что дает распределенную нагрузку, приложенную к нижнему торцу нажимной гайки 49,05 МПа и в зоне контакта с подушкой нижнего опорного валка 16,34 МПа.

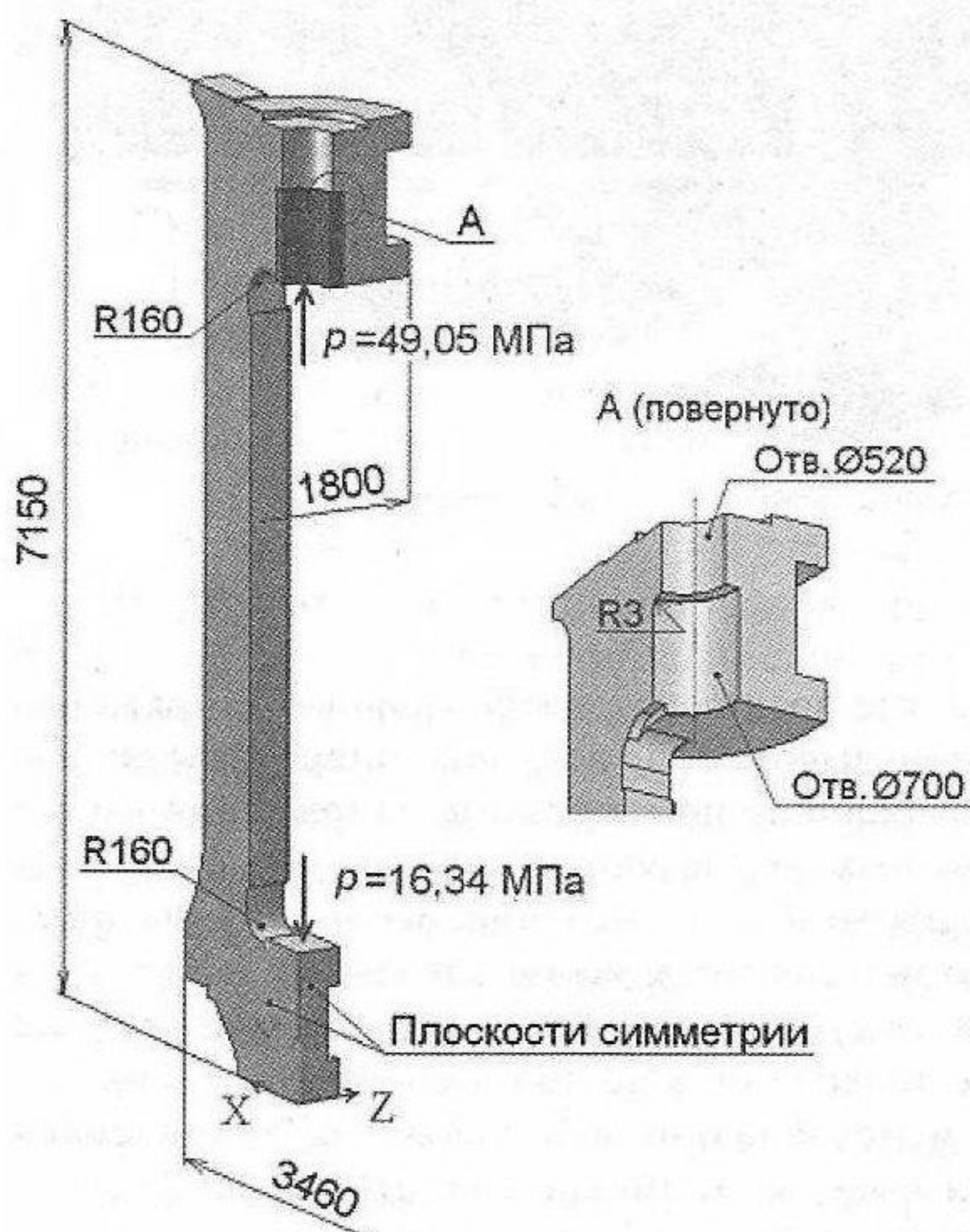


Рис. 2. Математическая модель станины клетки стана 1700: галтели R3, R160 – места возникновения максимальных напряжений

Геометрической особенностью станин, которую необходимо специально учитывать при расчетах МКЭ, является весьма значительное различие в размерах зон конструктивных концентраторов.

Так радиус внутренних галтелей сопряжения стоек с верхней и нижней поперечинами $R_{ст} = 160$ мм, радиус галтели в верхней поперечине станины $R_{в.поп} = 3$ мм, т.е. радиусы галтелей стоек и в верхней поперечине различаются более чем в 50 раз. Столь существенная разница в размерах концентраторов сделала необходимым значительное увеличение плотности конечно-элементной сетки в зоне галтели верхней поперечины. Размеры конечных элементов в зонах галтелей устанавливаются в соответствии с закономерностями, связывающими плотность сетки с градиентами напряжений внутри материала и на поверхности галтели.

Результаты расчета математической модели, представленной на рис. 2, показали, что максимальные растягивающие напряжения σ_1 в галтелях R160 сопряжения стоек с нижней и верхней поперечинами составляют, соответственно, 45 МПа и 55 МПа. В галтели R3 верхней поперечины максимальные напряжения $\sigma_1 = 318$ МПа.

Плоскости симметрии

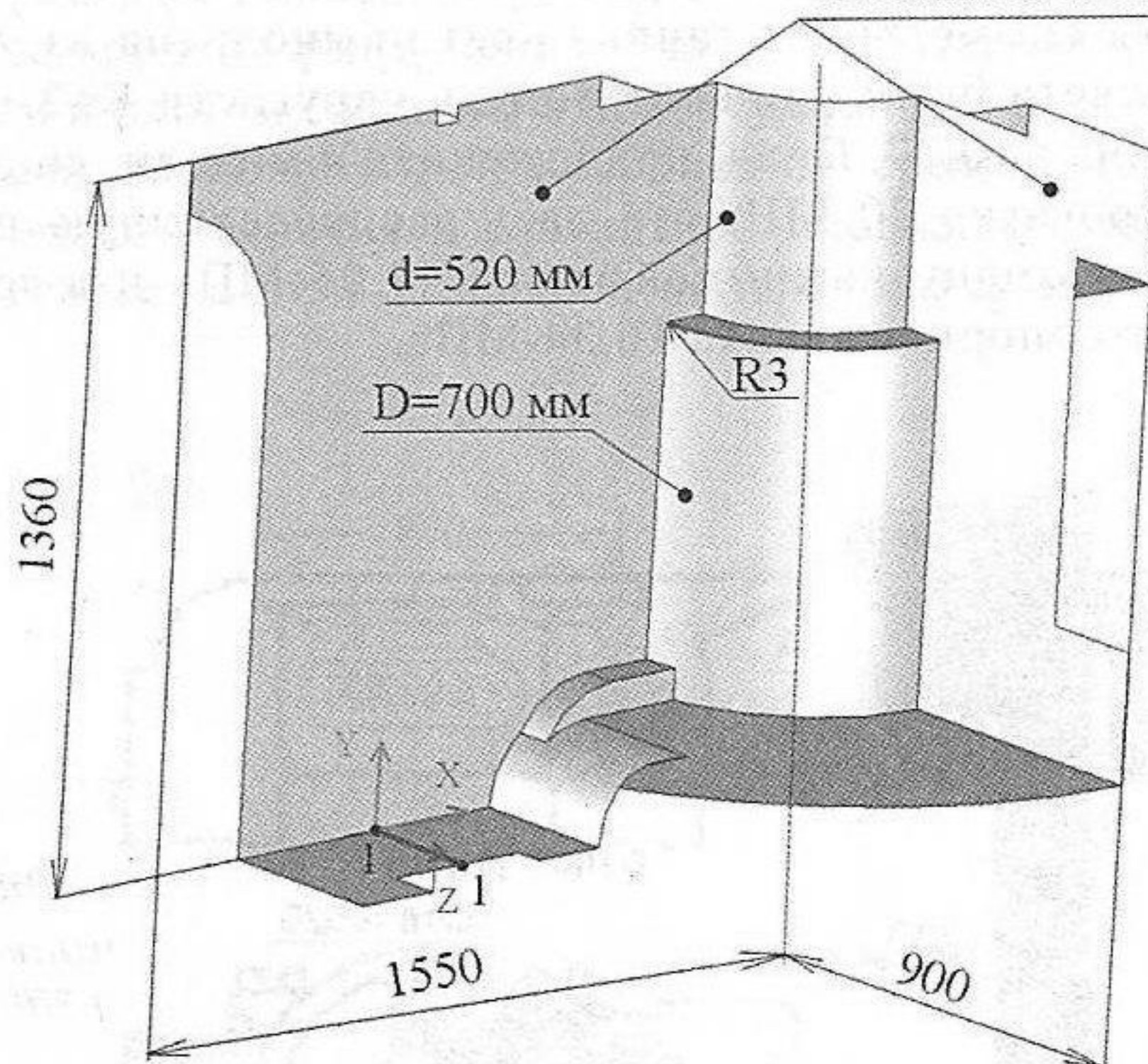


Рис. 3. Локальная математическая модель верхней поперечины станины стана 1700

Галтель R3 верхней поперечины, где возникают максимальные напряжения $\sigma_1 = 318$ МПа, расположена в средней по высоте зоне верхней поперечины вблизи нейтральной линии. В этой зоне изгибающие номинальные напряжения имеют нулевые значения, что позволяет, во-первых, не учитывать влияние стоек станины на величину напряжений в галтели R3 верхней поперечины. Во-вторых, значительно сократить объем подготовительных и вычислительных работ, применив для определения напряжений в галтелях верхней поперечины локальные математические модели [2] верхних поперечин, а не полные модели станин.

Для проверки обоснованности использования локальных математических моделей результаты расчета полной модели станины стана 1700 (рис. 2) сопоставлены с результатами расчета локальной (рис. 3) модели верхней поперечины. Граничные условия на перемещения в математической локальной модели накладываются по плоскостям симметрии верхней поперечины. На узлы, принадлежащие линии 1-1 (проходит через центр масс сечения стойки), наложены ограничения на перемещение вдоль оси Y. Сила, приложенная к локальной модели, соответствует номинальной силе прокатки 20 МН, что дает распределенную нагрузку 49,05 МПа, приложенную к нижнему торцу нажимной гайки (на рис. 3 не показана). Модуль упругости и коэффициент Пуассона материала станины, задаваемые при расчете математической локальной модели, такие же, как для математической модели полной станины.

На рис. 4 показаны максимальные напряжения σ_1 на поверхности галтели R3 для полной модели станины (а) и локальной модели верхней поперечины станины (б) стана 1700 при максимальной силе прокатки 20 МН. Сопоставление результатов показывает, что величины максимальных напряжений в галтели R3 обеих моделей дают практически одинаковые результаты ($\sigma_1 \approx 320$ МПа). Это обосновывает возможность определения величин максимальных напряжений в верхних поперечинах станин прокатных станов и расчет коэффициентов запаса усталостной прочности на локальных математических моделях верхних поперечин.

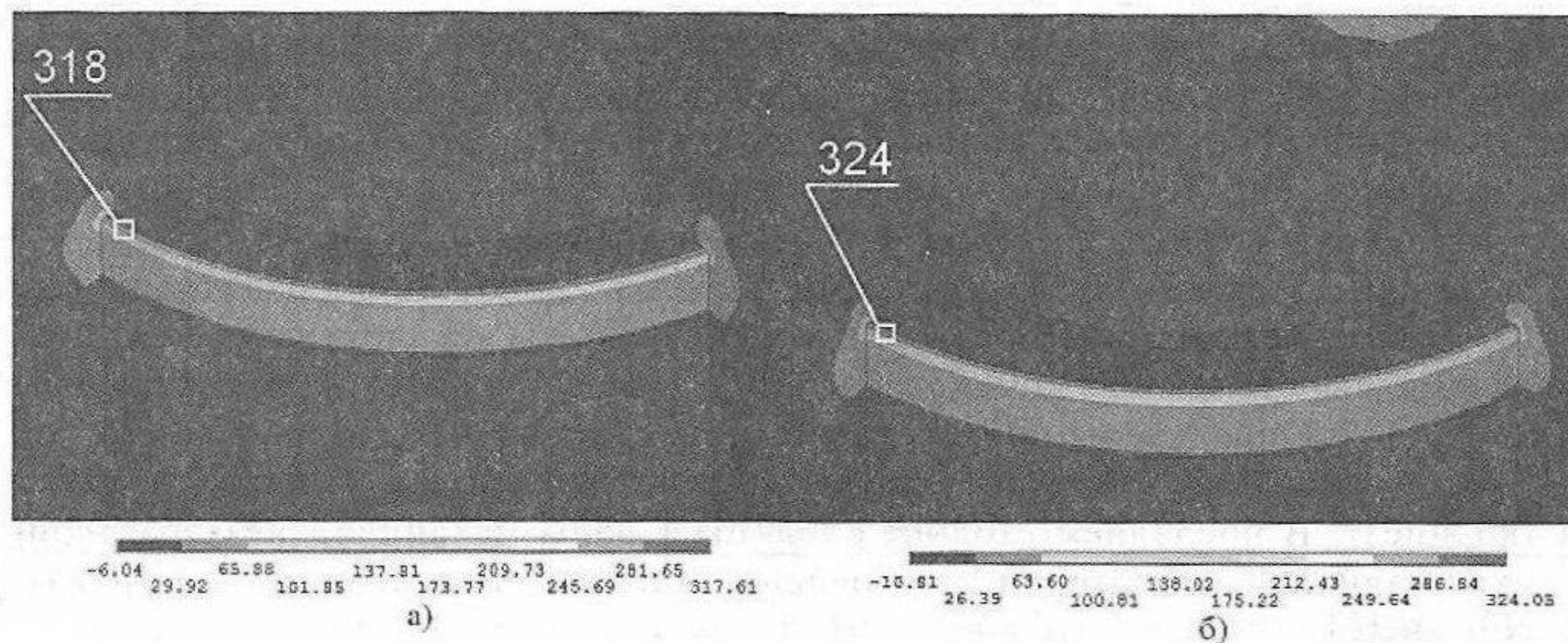


Рис. 4. Напряженное состояние σ_1 (МПа) поверхности галтели R3 в верхней поперечине станины клетки стана 1700: а - полная модель станины; б - локальная модель верхней поперечины

Вторым этапом прогнозирования прочностной надежности станин является определение пределов выносливости материала в зонах возникновения максимальных напряжений.

Выше было показано, что радиусы конструктивных концентраторов станины, где возникают максимальные напряжения, различаются более чем в 50 раз. При оценке пределов усталостной прочности в зонах, сравнительно небольших по геометрическим размерам, конструктивных концентраторов (в нашем случае галтель R3 верхней поперечины) используются эффективные и теоретические коэффициенты концентрации напряжений [3]. Эти коэффициенты определяют пределы выносливости и максимальные напряжения в конструктивном концентраторе по отношению к номинальным напряжениям. Но галтель R3 расположена в средней по высоте зоне верхней поперечины вблизи нейтральной линии, где изгибающие номинальные напряжения имеют нулевые значения. Это означает, что теоретические и эффективные коэффициенты концентрации не могут быть определены, и, следовательно, не могут быть применены обычно используемые методы расчета усталостной прочности [3]. Отметим, кроме того, что для оценки пределов выносливости материала во внутренних галтелях станины R160 необходимо использовать результаты усталостных испытаний образцов весьма больших сечений. Существенное различие в размерах конструктивных концентраторов и отмеченные выше особенности напряженного состояния галтели R3 верхней поперечины сделали необходимым дать оценку пределов выносливости различных зон в зависимости от площади напряженной поверхности конструктивного концентратора напряжений.

Сопротивление разрушению в соответствии с положениями статистической теории хрупкой прочности, распространенными на усталостное повреждение материала первой макротрещиной [3], зависит от прочности слабейшего элемента поверхностного слоя. Это означает, что обобщенным критерием усталостного разрушения является эффективная площадь S поверхности детали, в пределах которой напряжения изменяются от $\sigma_{\max}$ до некоторого минимального значения σ . В соответствии с положениями работ [3, 4] величину σ при-

нимаем равной $0,94 \cdot \sigma_{\text{макс}}$. Пределы усталостной прочности, найденные при этих величинах эффективной площади S , представляют собой обычно используемые в инженерной практике медианные пределы усталостной прочности. Эти пределы прочности определяются по результатам испытаний 10-15 образцов небольшого размера и соответствуют вероятности безотказной работы $P = 50\%$.

Станины прокатных станков, рассматриваемые в настоящей работе, выполнены из литой стали 25Л. Наиболее полно результаты усталостных испытаний образцов, вырезанных из крупногабаритных поковок и отливок, представлены в работе [5]. Определены пределы выносливости кованных сталей 22К, 35, 40, 50, литой стали 35Л. Механические характеристики этих сталей представлены в таблице 1. В последнем столбце таблицы 1 даны механические характеристики стали 25Л, из которой изготовлены станины рассматриваемых прокатных станков.

Таблица 1

Механические характеристики сталей для изготовления крупногабаритных отливок и поковок

Сталь	22К	35	40	50	35Л	25Л
σ_B , МПа	455	510	541	683	594	490
$\sigma_{0,2}$, МПа	248	244	279	352	308	310

Образцы для усталостных испытаний имели вид прямоугольных шлифованных пластинок. Толщина образцов $t = 10-12$ мм, ширина $b = 28-51$ мм. Высота рабочей части образцов без отверстий $h = 260$ мм. Испытания проводили на базе $2 \cdot 10^6$ циклов с частотой 10 Гц. Число образцов n для каждого вида испытаний изменялось в пределах 8 – 15 штук. Площадь S для прямоугольных образцов подсчитывалась как площадь равномерно напряженной рабочей поверхности $S = 2h \cdot (b+t)$. Для пластин с отверстиями $S = 2t \cdot R/2,3$. Для стали 35Л испытания образцов с отверстиями не проводились.

Параметры образцов и пределы выносливости σ_0 по результатам испытаний при пульсационном цикле растяжения приведены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры образцов из сталей для изготовления крупногабаритных поковок и отливок и пределы выносливости σ_0 по результатам их испытаний при пульсационном цикле растяжения

Марка стали	n	R, мм	B, мм	t, мм	S, мм ²	lgS	$\sigma_{\text{ном}}$, МПа	α_σ	$\sigma_{\text{макс}}$, МПа
22К	9	0	31	10	21300	4,33	240±17	1	240±17
	7	5,0	50	10	43,5	1,64	143±14	2,51	359±36
	8	2,5	50	10	21,8	1,34	157±12	2,73	429±33
35	12	0	30	12	21850	4,34	251±11	1	251±11
	10	5	50	12	52	1,72	163±17	2,51	409±42
	15	2	40	12	20,8	1,32	175±17	2,73	478±19

Марка стали	n	R, мм	B, мм	t, мм	S, мм ²	lgS	$\sigma_{ном},$ МПа	α_σ	$\sigma_{max},$ МПа
40	9	0	31	10	21300	4,33	266±13	1	266±13
	10	5	50	10	43,5	1,64	167±8	2,51	419±20
	8	2,25	45	10	19,5	1,29	184±1	2,73	502±27
50	8	0	31	10	21300	4,33	287±15	1	287±15
	8	5	50	10	43,5	1,64	182±0,7	2,51	457±17
	8	2,5	50	10	21,8	1,34	204±14	2,73	557±44
35Л	11	0	31	12	21300	4,33	190±10	1	190

На основании данных, представленных в таблице 2 и работе [4], на рис. 5 построены графики зависимостей пределов выносливости при пульсационных циклах σ_0 сталей 22К, 35, 40, 50, 35Л от эффективной площади S испытанных образцов.

С использованием зависимости, представленной на рис. 5 представляется возможным определить пределы выносливости стали 35Л при различных эффективных площадях S.

Из таблицы 1 видно, что пределы текучести $\sigma_{0,2}$ сталей 35Л и 25Л совпадают, а пределы прочности σ_B различаются на 17 %. Это позволяет для ориентировочных расчетов пределов выносливости стали 25Л в зависимости от площади напряженной поверхности S использовать зависимость, полученную для стали 35Л (рис. 5).

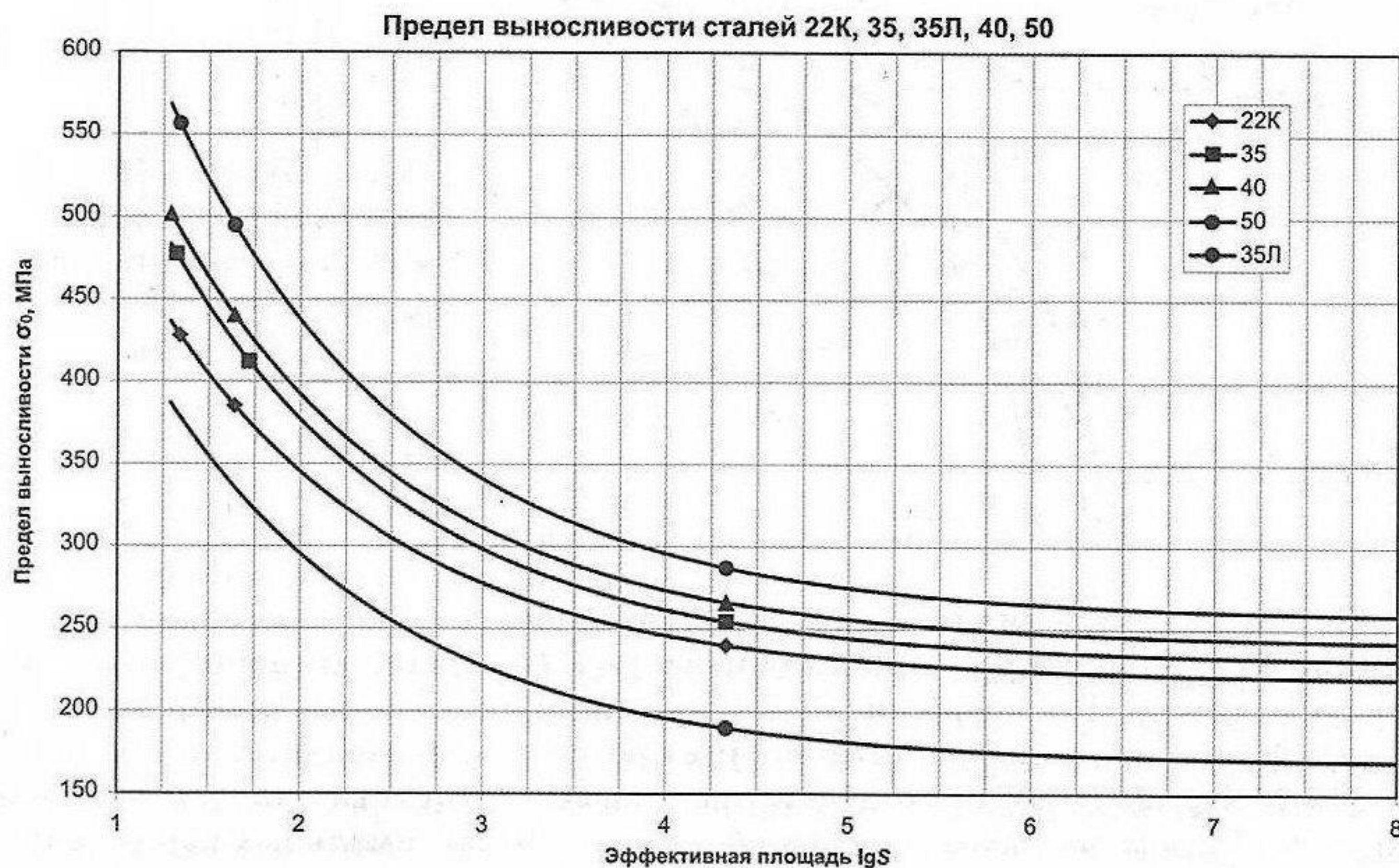


Рис. 5. Зависимости пределов выносливости сталей 22К; 35, 40; 50; 35Л от эффективной площади S испытанных образцов

Максимальные напряжения σ_1 на поверхности галтели R3 верхней поперечины примерно одинаковы по всей окружности и составляют 324 МПа (рис. 46). На рис. 6 показана эпюра окружных напряжений по поверхности галтели в диаметральной сечении отверстия под гайку нажимного винта. На рис. 7 показано распределение максимальных окружных напряжений на поверхности галтели по окружности $\varnothing 698,9$ мм.

Рис. 6. Эпюра окружных напряжений по контуру галтели в диаметральной сечении отверстия под гайку нажимного винта

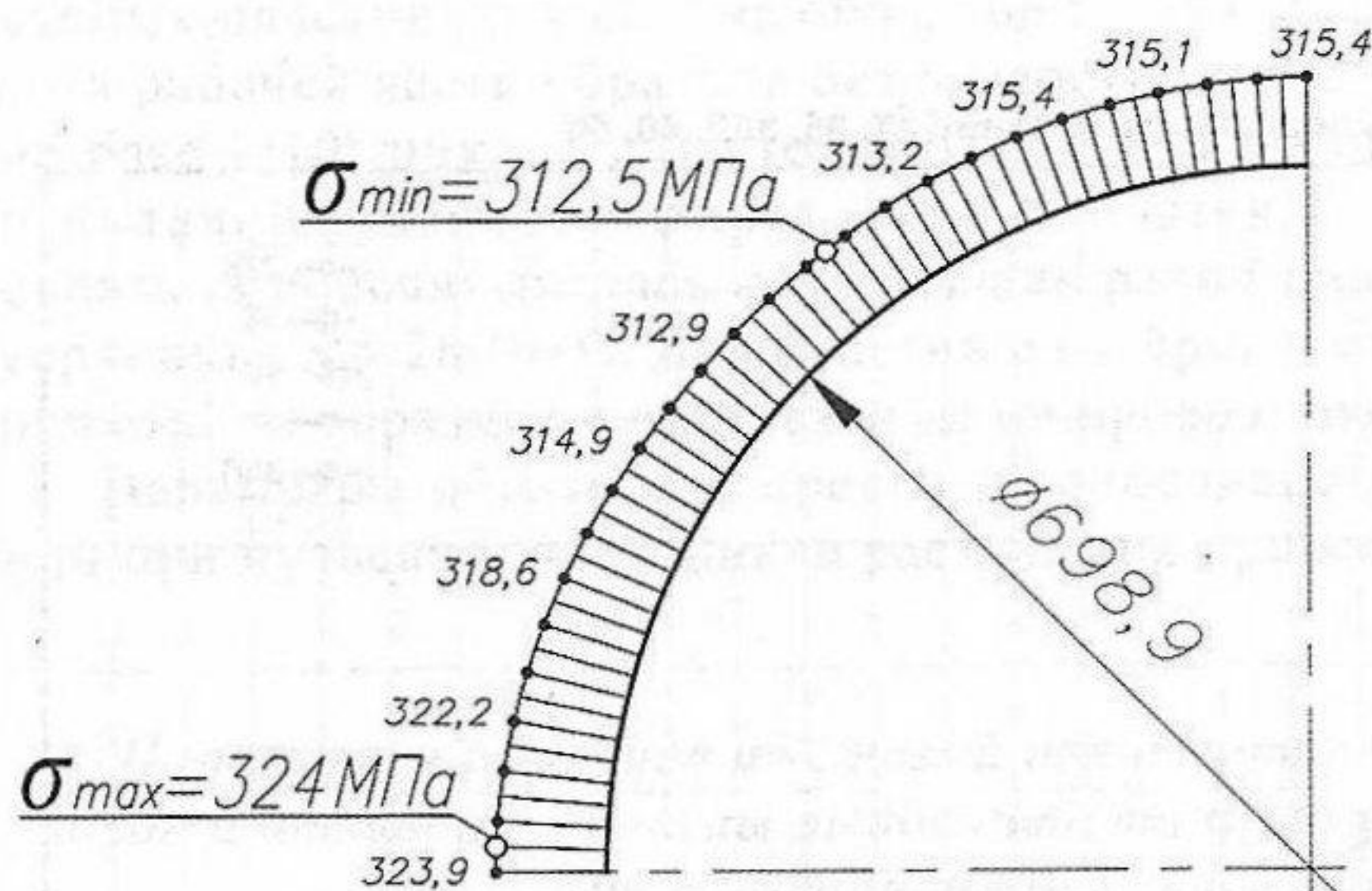
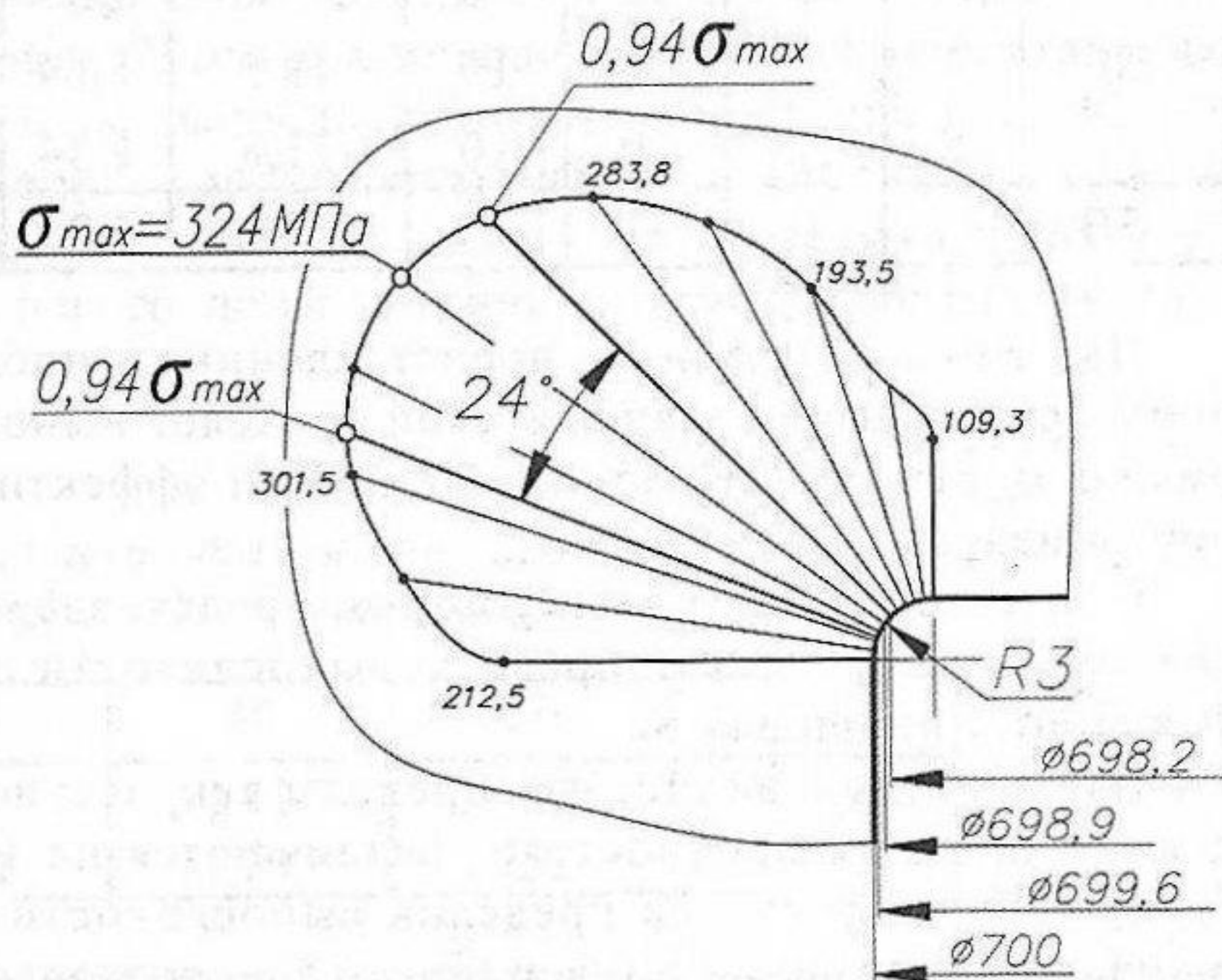


Рис. 7. Распределение максимальных напряжений на поверхности галтели по окружности $\varnothing 698,9$ мм

По эпюре рис. 6 видно, что в диаметральной сечении изменение напряжений от σ_{max} до $0,94 \sigma_{max}$ происходит на дуге 24° , длина которой равна $0,42$ радиуса галтели. По эпюре рис. 7 видно, что по окружности $\varnothing 698,9$ мм максимальные напряжения в галтели изменяются незначительно (от 324 МПа до 313 МПа), поэтому при оценке предела выносливости считаем, что вся окружность галтели находится под воздействием максимальных напряжений $\sigma_{max} = 324 \text{ МПа}$.

Установление этих закономерностей позволяет найти эффективную площадь поверхности галтели R3 верхней поперечины. По эпюре рис. 6 видно, что положение точек, в которых напряжение равно $0,94 \cdot \sigma_{max}$, определяется

диаметрами $D_1 = 698,2$ мм и $D_2 = 699,6$ мм. Тогда площадь эффективной поверхности равна

$$S = \pi(D_1 + D_2)/2 \cdot (0,42 \cdot R) \quad (1)$$

$S = 3,14 \cdot (698,2 + 699,6)/2 \cdot 0,42 \cdot 3 = 2767$ мм², $\lg S = 3,44$. По графику рис. 5 для стали 35Л находим, что при $\lg S = 3,44$ предел выносливости при пульсационном цикле нагружения $\sigma_0 = 210$ МПа. По рис. 4,б максимальное напряжение в галтели верхней поперечины $\sigma_{\text{макс}} = 324$ МПа. Так как запас усталостной прочности $n = \sigma_{\text{макс}} / \sigma_0 = 210/324 = 0,65 < 1$, то образование трещины в галтели R3 верхней поперечины является закономерным.

Для проверки состояния галтели R3 после демонтажа нажимного устройства было проведено обследование галтели методами неразрушающего контроля. Результаты обследования показали, что в галтели R3 верхней поперечины возникла усталостная трещина (рис. 8). Проекция трещины по вертикали составляет 20 мм, по горизонтали 9 мм. В окружном направлении трещина распространяется на 43° . На поверхности галтели по окружности $D = 700$ мм трещина проходит по линии действия максимальных напряжений.

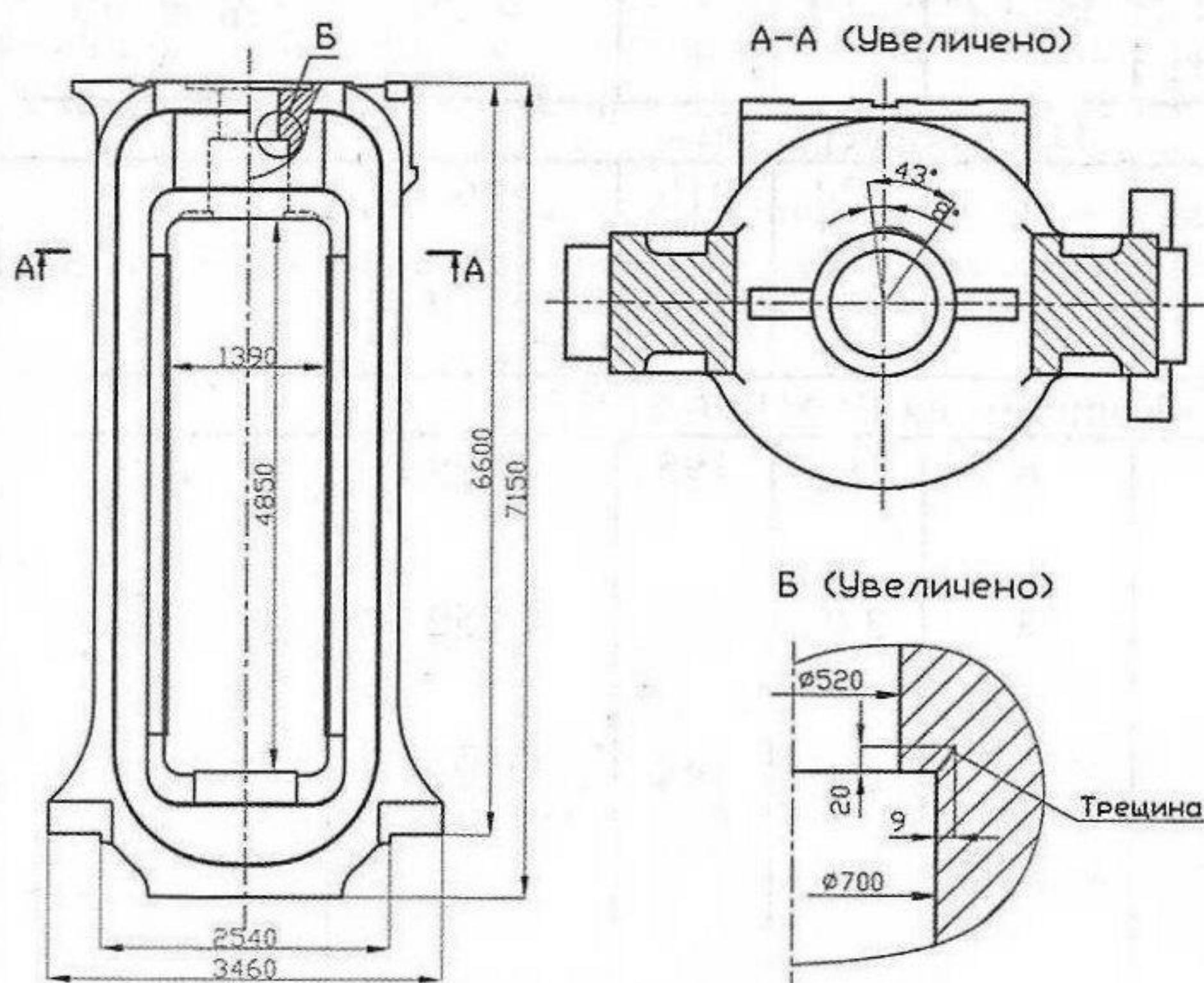


Рис. 8. Расположение и размеры трещины в галтели R3 верхней поперечины станины клетки №2 стана 1700

Обнаружение усталостной трещины методами неразрушающего контроля подтвердило прогноз о закономерности ее возникновения, сделанный на основании теоретических исследований. Таким образом, представленный выше расчет и его экспериментальное подтверждение показывают, что разработана и обоснована методика прогнозирования прочностной надежности станин действующих прокатных станов. Это позволяет приступить к систематической экспертизе станин прокатных станов на заводах РФ, находящихся длительное время в эксплуатации, с целью оценки их фактического состояния.

По представленной выше методике был дан прогноз прочностной надежности станин прокатных станов, работающих на заводах ОАО «Северсталь» и на ОАО «Корпорация ВСМПО – АВИСМА». Результаты исследований представлены в таблице 3.

Результаты, представленные в таблице 3, показывают, что для многих прокатных станов возможны разрушения станин, вызванные возникновением и развитием усталостных трещин в радиусной галтели. Галтель расположена в верхней поперечине станины, в месте перехода вертикального отверстия к контактной площадке станины с гайкой нажимного винта. Поэтому для обеспечения дальнейшей безотказной работы прокатных станов на металлургических заводах РФ необходимо разработать и обосновать технические решения, предупреждающие разрушения станин и обеспечивающие их долговечность без ограничения времени эксплуатации.

Таблица 3

Результаты прогноза прочностной надежности станин клеток прокатных станов металлургических заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»

Объект исследования	Макс. сила прокатки Р, МН	Радиус галтели R, мм	$\sigma_{\text{макс}}$, МПа	σ_0 , МПа	Запас прочности, n	Возможность образования трещины
ОАО «Северсталь»						
Станины стана 1700	20	3	324	210	0,65	Да
Станины стана 2800	30	5	287	200	0,70	Да
ОАО «Корпорация ВСМПО-АВИСМА»						
Станины стана 1700 теплой прокатки	30	8	197	195	0,99	Да
Станины стана 2000 холодной прокатки	32	3	349	205	0,59	Да
Станины черновой клетки стана 2000 горячей прокатки	30	8	205	195	0,95	Да
Станины чистой клетки стана 2000 горячей прокатки	30	8	214	195	0,91	Да
Станины прогладочного стана 2000	10	5	120	205	1,71	Нет

Галтель в верхней поперечине станины относится к широко представленному в деталях машин классу угловых соединений. Вопросы прочности угловых соединений металлургических машин широко освещены в работах Б.А. Морозова [2], В.В. Васильева [6], В.П. Артюхова [7] и ряда других авторов.

Но для всех рассмотренных угловых соединений максимальные напряжения в переходном сечении определялись выражением

$$\sigma_{\text{макс}} = K_{\text{изг}} \cdot \sigma_{\text{ном изг}} + K_{\text{раст}} \cdot \sigma_{\text{ном раст}} \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{ном изг}}$, $\sigma_{\text{ном раст}}$ – номинальные напряжения изгиба и растяжения;

$K_{\text{изг}}$, $K_{\text{раст}}$ – коэффициенты концентрации напряжений изгиба и растяжения.

В работах [2, 6, 7] технические решения, направленные на уменьшение напряжений в зоне концентрации, были связаны или с увеличением радиуса сопряжения или с выполнением сопряжения по кривой более сложной геометрической формы. Во всех случаях изменение геометрии галтели было связано с увеличением размеров переходного сечения, что сразу давало уменьшение номинальных напряжений $\sigma_{\text{ном раст}}$ и $\sigma_{\text{ном изг}}$ в опасном сечении и, как следствие, некоторое уменьшение величины $\sigma_{\text{макс}}$. Выполнение галтели большим радиусом с поднутрением приводило к уменьшению размера сечения круговой (или плоской) стенки детали и резкому увеличению $\sigma_{\text{макс}}$.

Как сказано выше, для галтели R3 верхней поперечины номинальные напряжения изгиба и растяжения имеют нулевые значения. Это дает возможность использовать для уменьшения максимальных напряжений в галтели верхней поперечины спрофилированную галтель с поднутрением стенки, показанную на рис. 9. В данном случае уменьшение напряжений за счет галтели с поднутрением стенки является единственным решением, позволяющим обеспечить неограниченную долговечность действующей станины при сохранении существующей компоновки нажимного устройства.

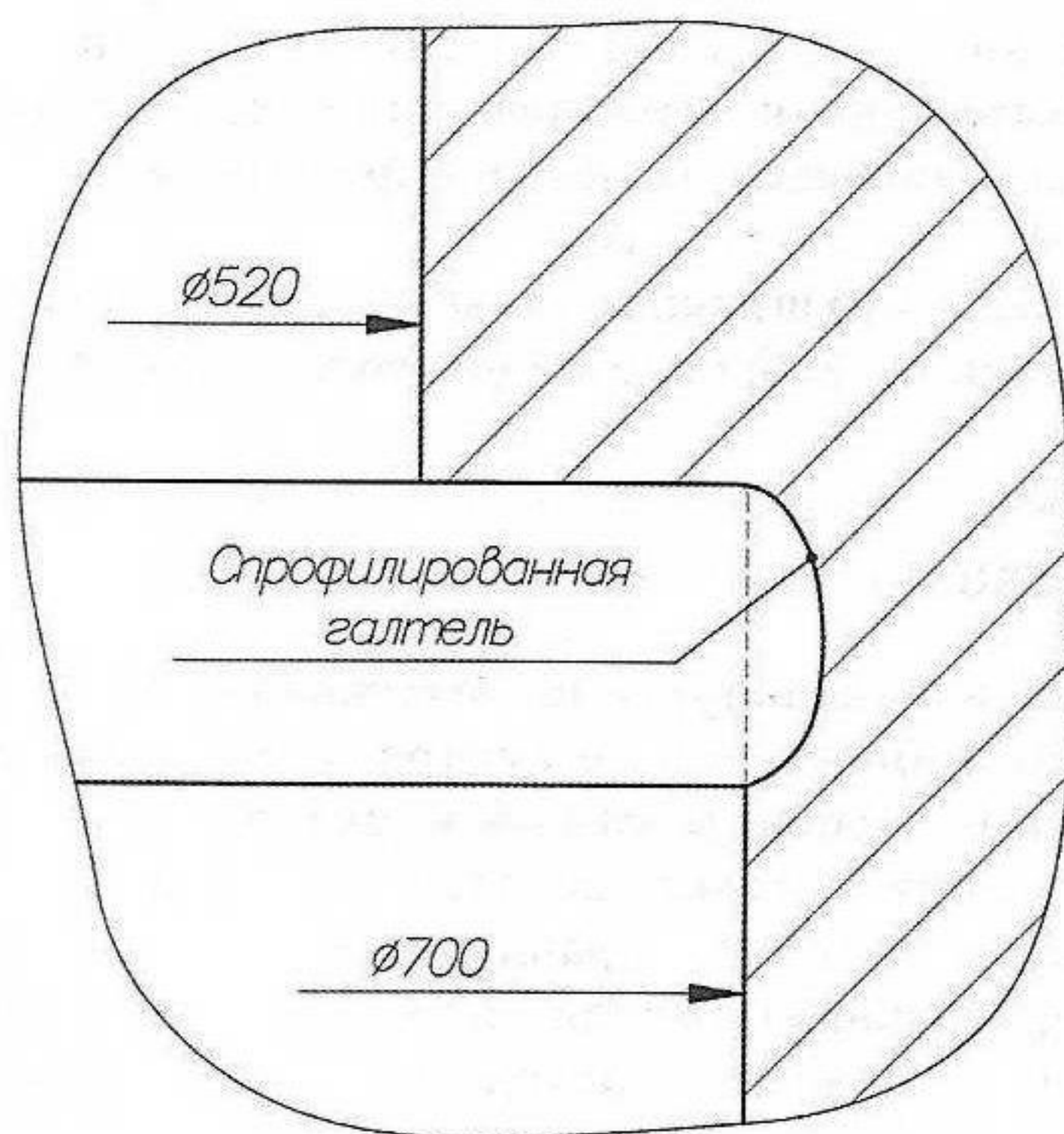


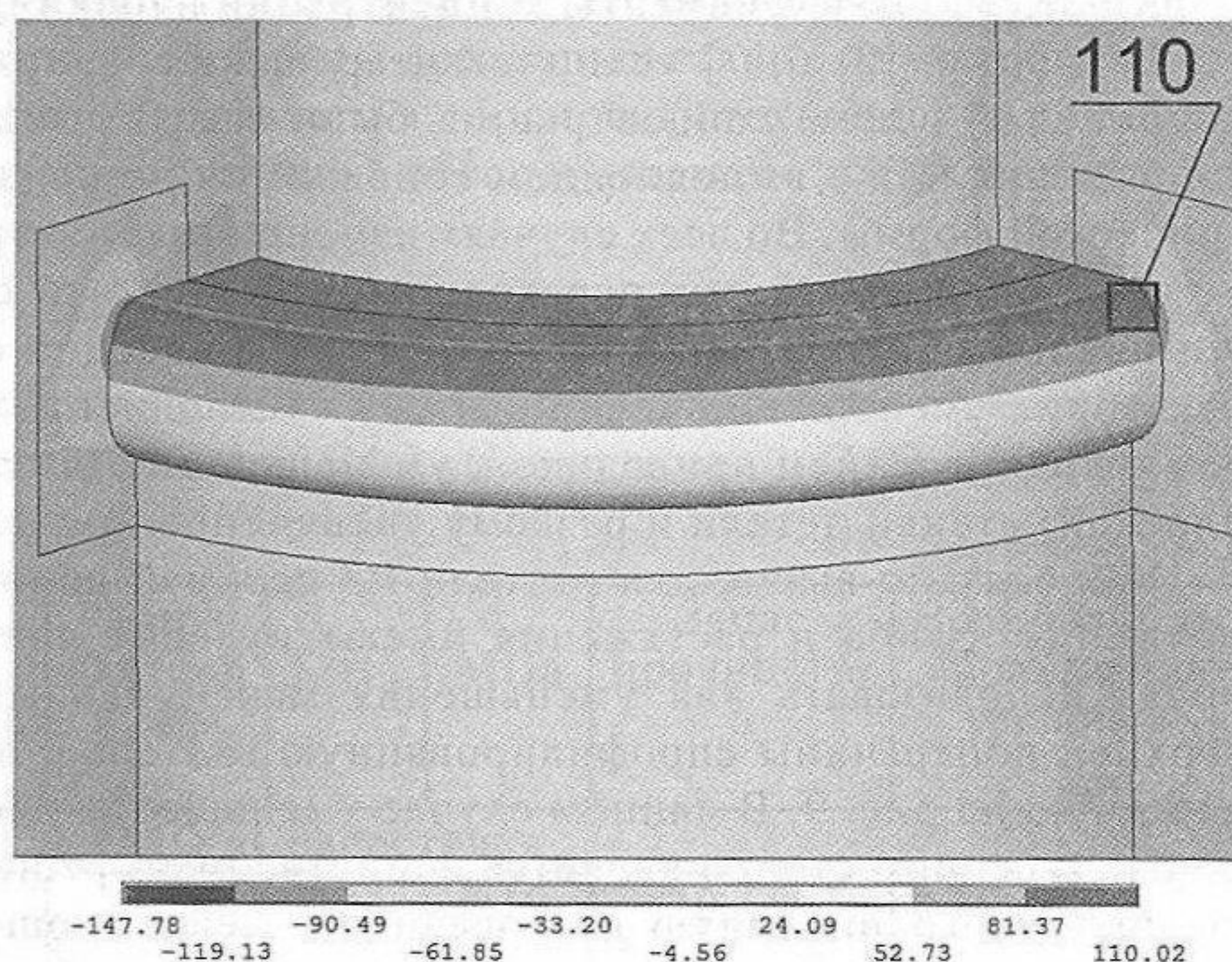
Рис. 9. Галтель с поднутрением стенки для верхней поперечины станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь»

Напряженное состояние галтели с поднутрением представлено на рис. 10.

Результаты, представленные на рис. 10 показывают, что сделанное выше предположение о возможности уменьшения максимальных напряжений за счет выполнения галтели с поднутрением стенки подтвердилось. Максимальные напряжения в переходном сечении снизились весьма существенно в 2,9 раза с 324 МПа до 110 МПа. Этот уровень напряжений снимает вопрос о проч-

ностной надежности станины и делает возможным ее безотказную работу без ограничения времени эксплуатации. Поэтому аналогичные галтели с поднутрением стенки должны быть спроектированы и реализованы в станинах действующих прокатных станов, для которых запас усталостной прочности $n \leq 1$.

Рис. 10. Напряженное состояние σ_1 (МПа) галтели с поднутрением стенки для станины клетки №2 стана 1700 ОАО «Северсталь»



Изменение геометрии первоначальной радиусной галтели в верхней поперечине не требует изменения конструкции и первоначальной компоновки деталей нажимного устройства и осуществляется на месте с применением мобильного расточного оборудования.

Геометрии галтелей с поднутрением стенки рекомендованы для внедрения в станинах действующих прокатных станов заводов ОАО «Северсталь» и ОАО «Корпорация ВСППО-АВИСМА».

Выводы

1. Прокатные станы, работающие на металлургических заводах России, находятся в эксплуатации 30-40 и более лет. Несмотря на длительные сроки эксплуатации, собственно прокатные станы морально не устарели. Своевременная модернизация базовых деталей (80 % массы и стоимости оборудования), систем привода, управления и механизации (20 % массы и стоимости оборудования) выводит прокатные станы на современный технологический уровень с необходимым увеличением силы прокатки.
2. С увеличением сроков эксплуатации увеличивается число «внезапных» разрушений станин клеток прокатных станов, которые воспринимают силу прокатки. Для определения причин и предупреждения разрушений разработана специальная расчетно-экспериментальная методика исследования напряженного состояния и прогнозирования прочностной надежности станин клеток прокатных станов.

3. Результаты исследований показали, что в радиусной галтели верхней поперечины станины практически всех действующих прокатных станов максимальные напряжения превышают предел прочности материала, что делает закономерным возникновение и развитие усталостных трещин. Длительный рост усталостных трещин, оставаясь незамеченным, приводит к «внезапному» разрушению станины и длительному простою прокатного стана.
4. Разработана, исследована и обоснована новая геометрия галтели верхней поперечины, обеспечивающая неограниченную долговечность станин при сохранении существующих конструкции и компоновки деталей нажимного устройства.
5. Выполнение новой геометрии галтели верхней поперечины станины не требует демонтажа-монтажа станины, осуществляется на месте мобильным расточным оборудованием.

Литература

1. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы. М. Металлургиздат. 1958. с. 432.
2. Морозов Б.А. Моделирование и прочность металлургических машин. Машгиз. 1963. с. 284.
3. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. — М.: «Машиностроение», 1975, 488с.
4. Сурков А.И. Вероятностная оценка прочности при переменных нагрузках по медианным пределам выносливости образцов различных типоразмеров. //Проблемы прочности. 1982. № 12. с. 42 - 51.
5. 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.
6. Васильев В.В. Исследование напряжений в угловых элементах несущих деталей прокатных станов и прессов. — Дис. канд. техн. наук. - Москва, 1962, 151 с.
7. Артюхов В.П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжело нагруженных резьбовых соединений для конструкций мощных прессов и других металлургических машин. — Дис. канд. техн. наук. - Москва, 1963, 130 с.