

**Белорусский государственный университет
Механико-математический факультет
Кафедра теоретической и прикладной механики**

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

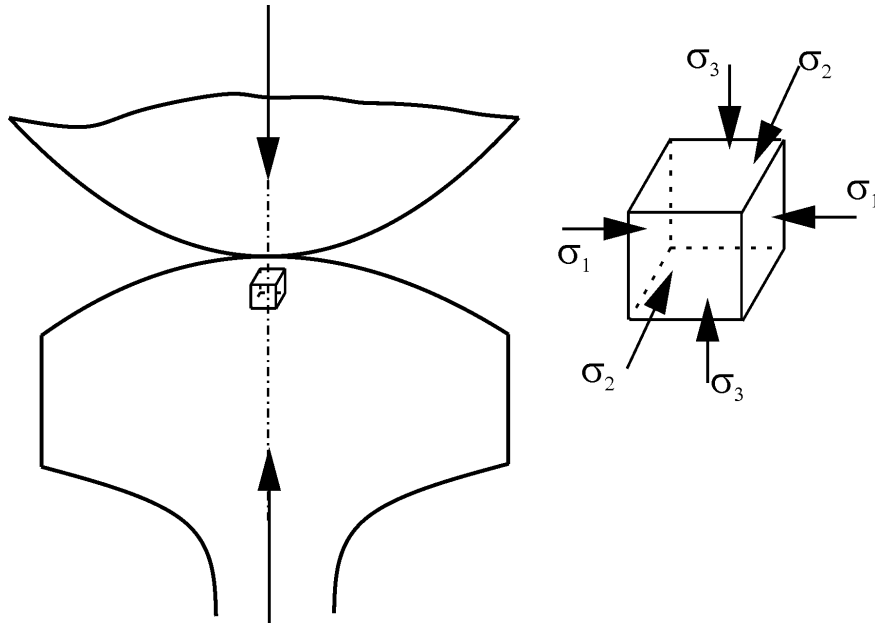
**Тема 9. КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ,
ТРЕНИЕ И ИЗНОС**



9.1. НЕКОТОРЫЕ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИКИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ



Напряжения и деформации, возникающие при взаимном нажатии двух соприкасающихся тел, называются **контактными**. Материал в месте контакта, не имея возможности свободно деформироваться, находится в **объёмном напряжённом состоянии** (рисунок 9.1).



Контактные напряжения имеют местный характер и весьма **быстро уменьшаются по мере удаления от места соприкосновения**.

Контактным напряжениям следует уделять существенное внимание при расчёте на прочность таких деталей, как **шариковые и роликовые подшипники, зубчатые колёса, колёса подвижного состава, рельсы** и т.п.

Рисунок 9.1 – Общая схема контактного взаимодействия двух тел

деформациях было проведено методами теории упругости в 1881-1882 **Г. Герцем**. Им был рассмотрен случай несогласованного контакта (точечная начальная площадка контакта) двух упругих тел

Впервые правильное решение основных задач о контактных напряжениях и



9.1. НЕКОТОРЫЕ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИКИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ



Формулы для определения контактных напряжений и деформаций, получены при следующих предположениях:

- 1) напряжения в зоне контакта **не превышают** предела упругости;
- 2) площадки контакта **малы** по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;
- 3) силы давления, распределённые по поверхности контакта, **нормальны** к этой поверхности (т.е. сила трения – касательные усилия – не учитываются).

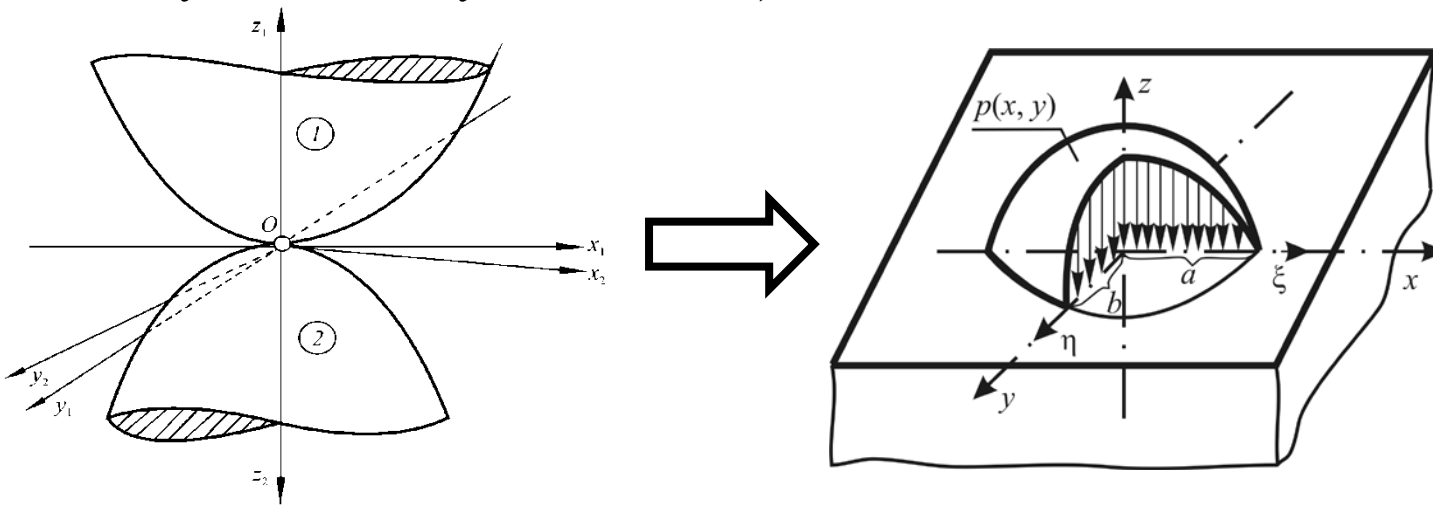
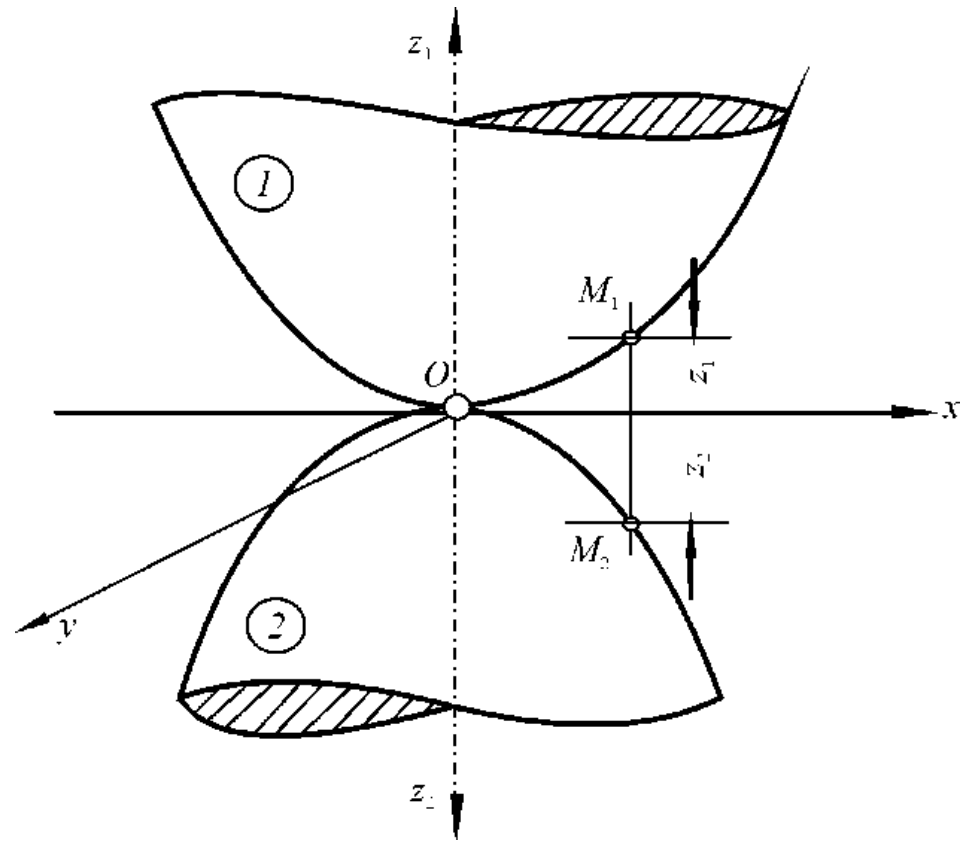


Рисунок 9.2 –
Общая схема
решения задач
контактного
взаимодействия

$$\sigma_{ij}^{(c)} \Big|_{\rho \rightarrow \infty} = 0 \quad \sigma_{n\tau}^{(c)} \Big|_S = q(F_c, S) = fp(F_c, S)$$



9.2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТА



1) Два тела из однородных и изотропных материалов, ограниченные некоторыми криволинейными поверхностями, соприкасаются до деформации в одной точке.

2) Оба тела сдавливаются силами F_c , направленными по оси z .

Недеформированные поверхности контактирующих тел, пришедших в соприкосновение, в указанной системе координат задаются соответственно уравнениями

(9.1)

Рисунок 9.3 – Общая схема контактного взаимодействия двух тел



9.2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТА



Перемещение w_1 , параллельное оси z_1 , некоторой точки M_1 первого тела представляет собой перемещение относительно недеформированной части тела, расположенной достаточно далеко от области контакта. Аналогичное перемещение точки O первого тела, т.е. точки первоначального контакта рассматриваемых тел, обозначим через $w_1(0)$.

При деформации тел в соприкосновение приходят те их точки, для которых

(9.2)

Сумма перемещений $w_1(0)$ и $w_2(0)$ точек первоначального касания тел характеризует их сближение δ (взаимное перемещение в целом):

(9.3)

Тогда выражение (9.2) принимает вид

(9.4)

Для удаленных от осей z_1 и z_2 точек, в которых не происходит соприкосновение тел, равенство (9.4) не выполняется:

(9.5)



9.3. СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТЕЛ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯМИ



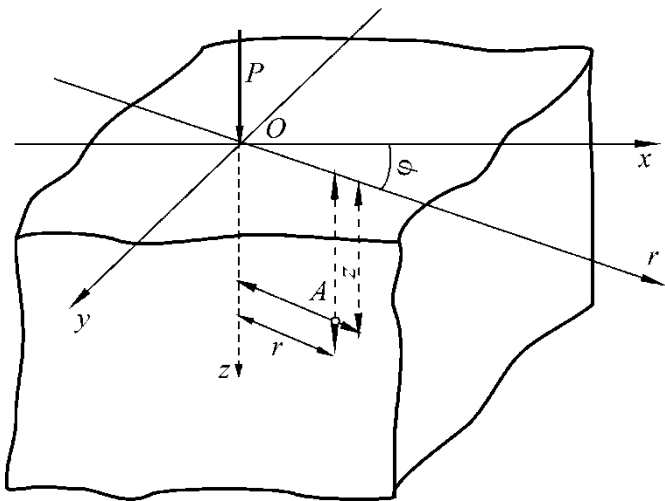
Условия равновесия между приложенной силой F_c и давлением $p(x, y)$ распределенным по контактной площадке S

(9.6)

Соотношения между упругими перемещениями w_1, w_2 и давлением $p(x, y)$ на площадке контакта двух тел могут быть записаны в виде:

(9.7)

где A_i – операторы, связывающие контактные давления с перемещениями границы каждого из взаимодействующих тел вследствие их деформации.



Для определения вида оператора A в соотношениях (3.30) можно воспользоваться решением задачи **Буссинеска** – формулой для вертикальных перемещений w , полагая в ней $z=0, \rho=r$:

$$w(x, y) = k_w \frac{P}{r} = \frac{2(1-\mu)}{4\pi G} \frac{P}{\sqrt{x^2 + y^2}}. \quad (9.8)$$

Рисунок 9.4 – Схема задачи Буссинеска о нагружении полупространства сосредоточенной нормальной силой



9.3. СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТЕЛ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯМИ



Тогда для действия распределенной нагрузки $p(x, y)$ формула (9.7) примет вид

(9.9)

где E_i и μ_i – соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона двух контактирующих тел.

Уравнения (9.4), (9.6), (9.7) составляют **полную систему** для определения **контактного давления $p(x, y)$** , размера и положения **области контакта S** , а также **сближения δ** тел под нагрузкой.

Рассмотрим случай контакта двух тел, ограниченных поверхностями второго порядка.

Разложим функции f_i , описывающие поверхности z_i , в ряды Тейлора

$$z_i(x, y) = f_{i0} + x \left. \frac{\partial f_i}{\partial x} \right|_0 + y \left. \frac{\partial f_i}{\partial y} \right|_0 + \frac{1}{2!} \left[x^2 \left. \frac{\partial^2 f_i}{\partial x^2} \right|_0 + xy \left. \frac{\partial^2 f_i}{\partial x \partial y} \right|_0 + y^2 \left. \frac{\partial^2 f_i}{\partial y^2} \right|_0 \right] + \dots \quad (9.10)$$



9.3. СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТЕЛ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯМИ



Поскольку рассматривается не вся поверхность, а только ее малая часть, прилежащая к началу координат и соответствующая малым значениям x и y , то членами третьей и высших степеней относительно x и y в (9.10) можно пренебречь.

Соответствующим подбором осей координат x и y квадратичную форму $z_1(x, y) + z_2(x, y)$, полученную на основании (9.10), можно привести к каноническому виду

(9.11)

Тогда (9.4) с учетом (9.20) и (9.11) примет вид

(9.12)

Выражение (9.12) представляет собой интегральное уравнение относительно **неизвестного закона распределения давления $p(x, y)$** по эллиптической площадке контакта S .



9.4. ИНТЕГРАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ

9

Предположение об эллипсоидальном законе распределения давления по площадке контакта

(9.13)

удовлетворяет интегральному уравнению (9.12) и позволяет определить (приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях x и y) как размеры площадки контакта (большая a и малая b полуоси контурного эллипса), так и величину сближения δ соприкасающихся тел.

Из системы (9.6), (9.12) можно также определить и величину наибольшего давления p_0 .

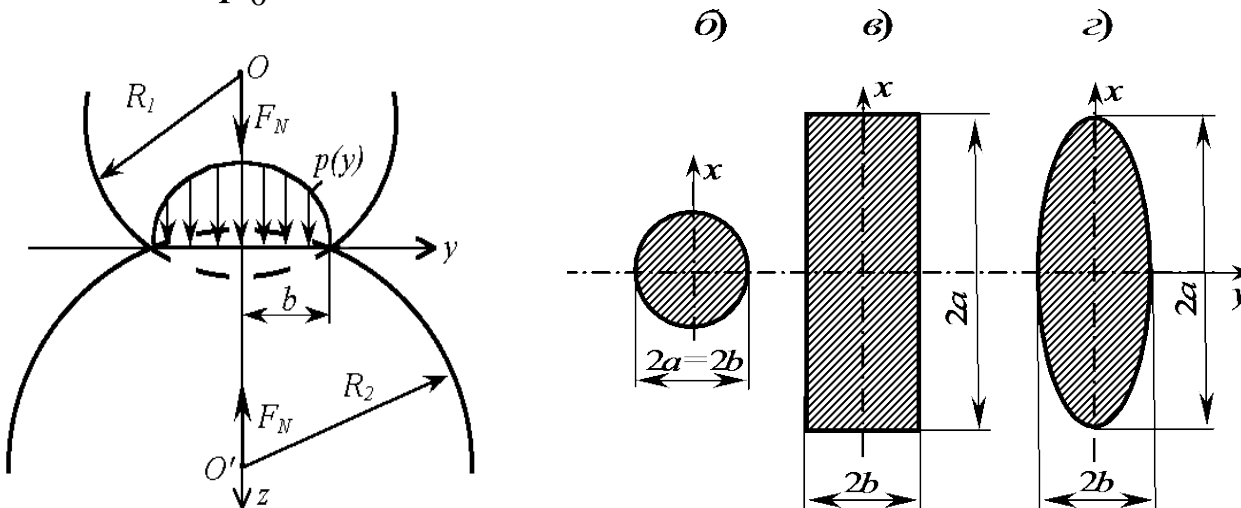
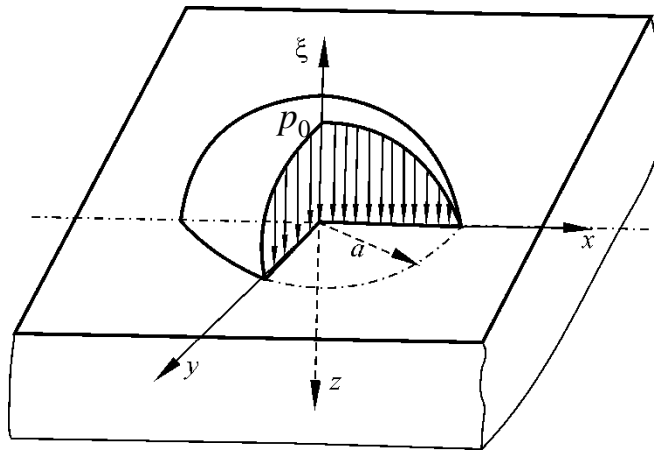


Рисунок 9.5—
Различные формы
площадок контакта



Радиус круговой площадки a (рисунок 9.5), образующейся в месте контакта при взаимном нажатии силой P двух шаров радиусами R_1 и R_2 и модулями упругости материала соответственно E_1 и E_2 , определяется по формуле

Рисунок 9.6 – Распределение
контактного давления по
круговой площадке

(9.14)

Нормальные, сжимающие напряжения на площадке контакта распределены по полусфере в соответствии с (9.13) при $a=b$. Наибольшее напряжение, имеющее место в центре площадки контакта и равное приложенному максимальному давлению p_0 , может быть определено так:

(9.15)

Два других главных напряжения в центре площадки равны:



Вследствие **объёмного напряжённого состояния** материала в центре площадки контакта, при котором все три сжимающие напряжения практически одинаковы, материал здесь может выдерживать без появления остаточных деформаций весьма большие давления, составляющие, например, согласно четвёртой теории прочности величину $|\sigma_{\max}| = 5\sigma_T$. Для стали, у которой $\sigma_{\text{нц}} = 1000$ МПа, $|\sigma_{\max}|$ достигает 5000 МПа.

Наиболее опасная точка в зоне контакта расположена в толще материала на оси z , на глубине, равной примерно половине радиуса площадки касания. Главные напряжения в этой точке $\sigma_1 = \sigma_2 = -0,18|\sigma_{\max}|$; $\sigma_3 = -0,8|\sigma_{\max}|$, где σ_{\max} определяется по формуле (9.15).

Наибольшее касательное напряжение в опасной точке

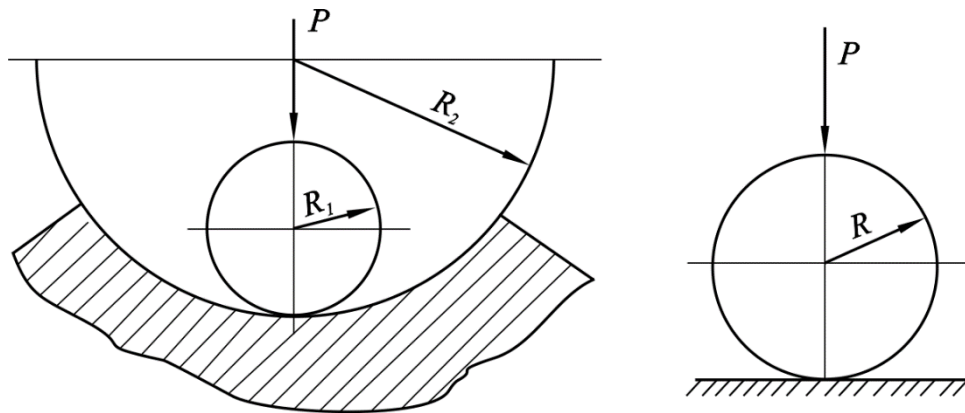
$$(9.16)$$

Максимальные напряжения, возникающие в площадке при давлении шара на **вогнутую** сферическую поверхность с радиусом R_2 (рисунок 9.7), получим по формуле (9.14), заменив в ней знак при R_2 на противоположный.



Максимальные напряжения, возникающие в площадке при давлении шара на **вогнутую** сферическую поверхность с радиусом R_2 (рисунок. 9.7), получим по формуле (9.14), заменив в ней знак при R_2 на противоположный.

(9.17)



При давлении шара радиусом $R_1=R$ на плоскость (рисунок. 9.7), напряжения определим по формуле (9.14), приняв в ней $R_2 \rightarrow \infty$:

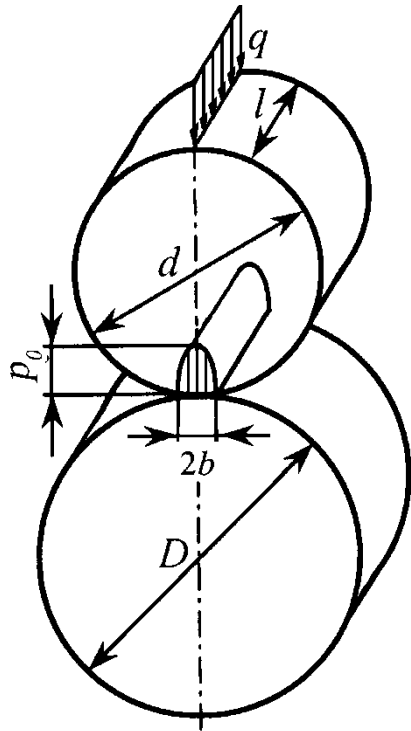
Рисунок 9.7 – Взаимодействие шара с различными поверхностями

(9.18)



Сжатие цилиндров. При взаимном сжатии равномерно распределённой нагрузкой q двух цилиндров, соприкасающихся параллельными образующими (рисунок 9.8), ширина прямоугольной площадки определится по формуле

$$(9.19)$$



Наибольшее напряжение, действующее в точках оси площадки

$$(9.20)$$

Опасная точка в зоне контакта находится на оси z на глубине, равной $0,4b$. Главные напряжения в этой точке имеют следующие значения:

$$(9.21)$$

Рисунок 9.8 – Схема сжатия цилиндров с параллельными осями

Максимальное касательное напряжение в опасной точке

$$(9.22)$$



Изменив в формуле (9.19) знак при R_2 на противоположный, получим напряжение в случае давления цилиндра на вогнутую цилиндрическую поверхность:

(9.23)

При взаимном давлении цилиндра радиусом $R_1=R$ и плоскости, приняв в (9.19) $R_2 \rightarrow \infty$, найдем

(9.24)

Приведенные выше формулы получены при коэффициенте Пуассона $\mu=0,3$. Однако в практических расчетах они пригодны и при других значениях μ .



9.8. СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ. НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ



Напряженное состояние всей
полуплоскости

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -2\mu p_0 \frac{z}{b} \left(\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} - 1 \right); \\ \sigma_y &= -p_0 \frac{z}{b} \left[\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} \left(2 - \frac{b^2 z^2}{\lambda^2 + b^2 z^2} \right) - 2 \right]; \\ \sigma_z &= -p_0 \frac{bz^3}{\lambda^2 + b^2 \lambda^2} \sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}}; \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = -p_0 \frac{byz^2}{\lambda^2 + b^2 \lambda^2} \sqrt{\frac{\lambda}{b^2 + \lambda}}; \\ \tau_{zx} &= \tau_{xz} = 0; \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0,\end{aligned}\tag{9.25}$$

где λ определяется из уравнения

Напряженное состояние вдоль
оси z

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -2\mu p_0 \left[\sqrt{\left(\frac{z}{b^2} \right)^2 + 1} - \frac{z}{b} \right]; \\ \sigma_y &= -p_0 \left[\frac{1 + 2 \left(\frac{z}{b} \right)^2}{\sqrt{\left(\frac{z}{b} \right)^2 + 1}} - 2 \frac{z}{b} \right]; \\ \sigma_z &= -p_0 \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{z}{b} \right)^2 + 1}},\end{aligned}\tag{9.26}$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = 0; \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} = 0; \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = 0.$$

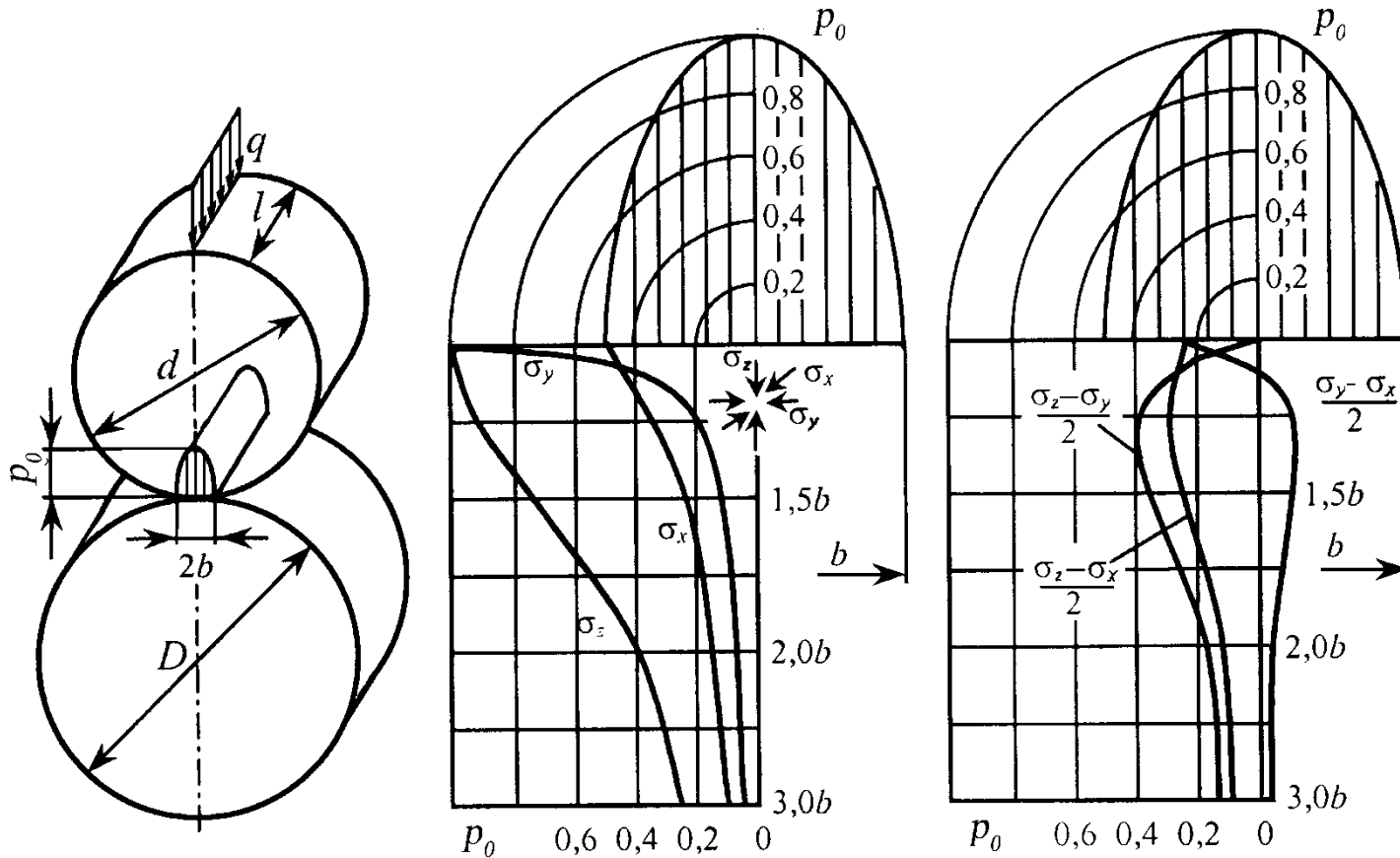


Рисунок 9.9 – Распределение контактных напряжений при начальном линейном контакте в точках, лежащих на оси давлений ($\mu = 0,3$): a – нормальные напряжения; b – касательные напряжения



9.8. СЖАТИЕ ЦИЛИНДРОВ. НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ

17

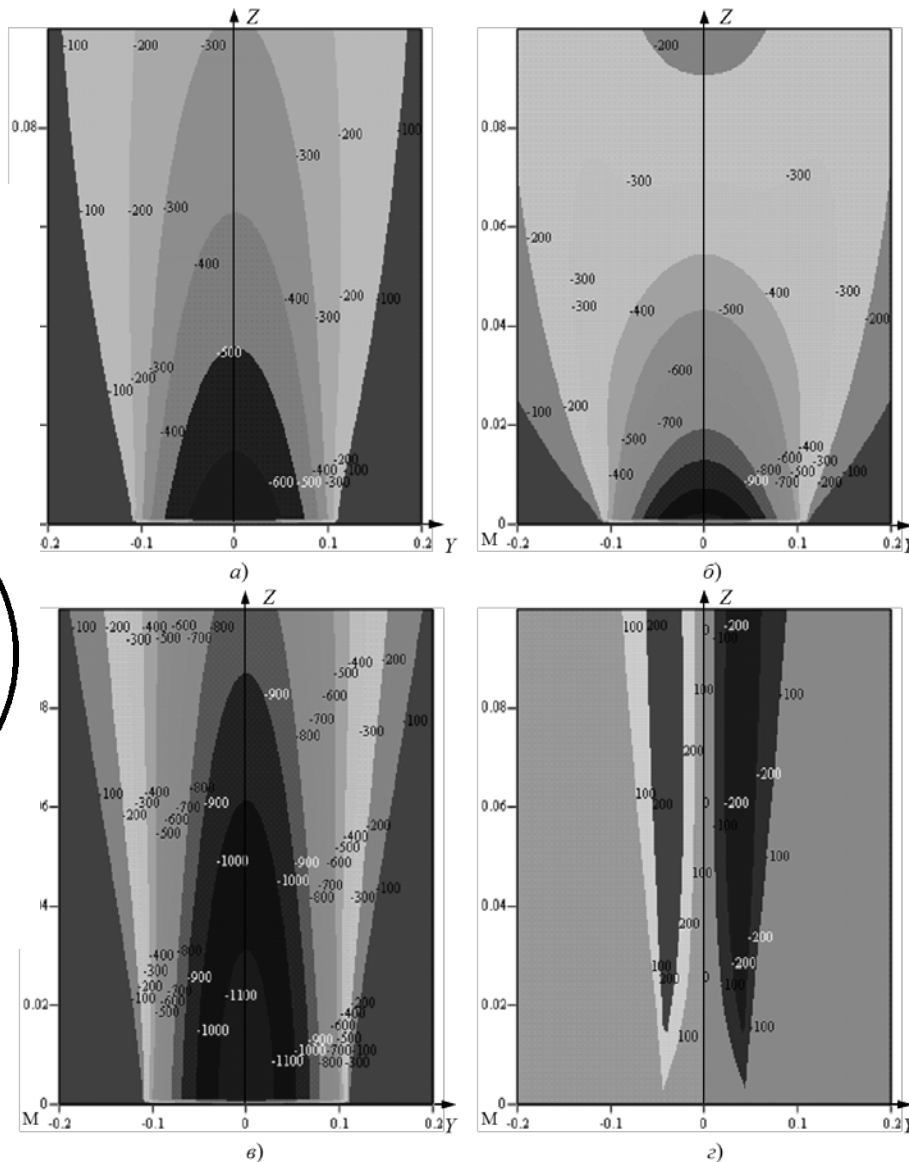
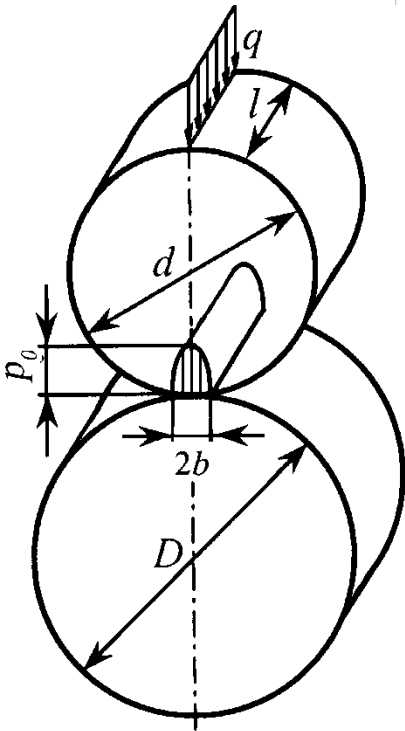
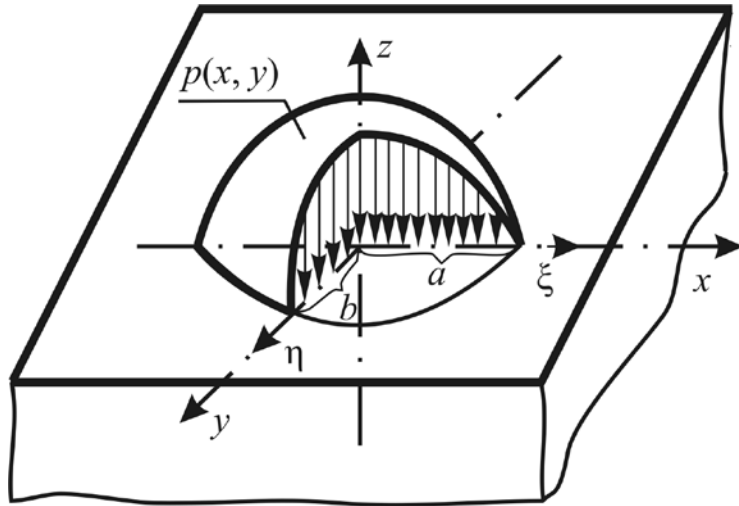


Рисунок 9.10 – Поля напряжений равного уровня по компонентам σ_x (а), σ_y (б), σ_z (в) и $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ (г) при контактной нагрузке $F_N = 600H$



9.9. СЖАТИЕ ТЕЛ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ. ПАРАМЕТРЫ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО КОНТАКТА



В общем случае контакта двух тел из одинакового материала, сжимаемых силой P в направлении оси z (рисунок 9.11, при радиусах кривизны первого тела ρ_1 и ρ_1' , второго тела ρ_2 и ρ_2' (полагаем, что $\rho_1 < \rho_1'$; $\rho_2 < \rho_2'$) полуоси образующейся эллиптической площадки контакта определяются формулами

Рисунок 9.11 – Эллиптическая
площадка контакта

(9.27)

где $k_i = 1/\rho_i$, $k_i' = 1/\rho_i'$, $i=1,2$; $\sum k = k_1 + k_1' + k_2 + k_2'$ μ — коэффициент Пуассона

Значения коэффициентов α и β как функций вспомогательного угла ψ , вычисляемого по формуле

(9.28)

где φ — угол между главными плоскостями кривизн тел, в которых лежат радиусы ρ_1 и ρ_2 . Знаки в формуле (9.28) выбирают так, чтобы значение $\cos \psi$ было положительным.



9.9. СЖАТИЕ ТЕЛ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ. ПАРАМЕТРЫ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО КОНТАКТА



Таблица 9.1

ψ°	α	β	ψ°	α	β
20	3,778	0,408	60	1,486	0,717
30	2,731	0,493	65	1,378	0,759
35	2,397	0,530	70	1,284	0,802
40	2,136	0,567	75	1,202	0,846
45	1,926	0,604	80	1,128	0,893
50	1,754	0,641	85	1,061	0,944
55	1,611	0,678	90	1,000	1,000

Наибольшее напряжение в центре площадки контакта

(9.29)

Наиболее опасная точка расположена на оси z на некоторой глубине, зависящей от отношения b/a . Максимальное касательное напряжение в этой точке не зависит от указанного отношения и равно

(9.30)



9.9. СЖАТИЕ ТЕЛ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ. ПАРАМЕТРЫ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО КОНТАКТА



Если $R_{11} = 0,005$ м, $R_{12} = 0,05$ м, $R_{21} = 0,005$ м, $R_{22} = \infty$, $E_1 = E_2 = 2,01 \cdot 10^{11}$ Па, то $b/a = 0,938$, а формулы (3.40) примут вид

$$\begin{aligned} a &= 3,29 \cdot 10^{-5} F_c^{1/3}, \\ b &= 3,09 \cdot 10^{-5} F_c^{1/3}, \\ p_0 &= 4,7 \cdot 10^8 F_c^{1/3}. \end{aligned} \quad (9.31)$$

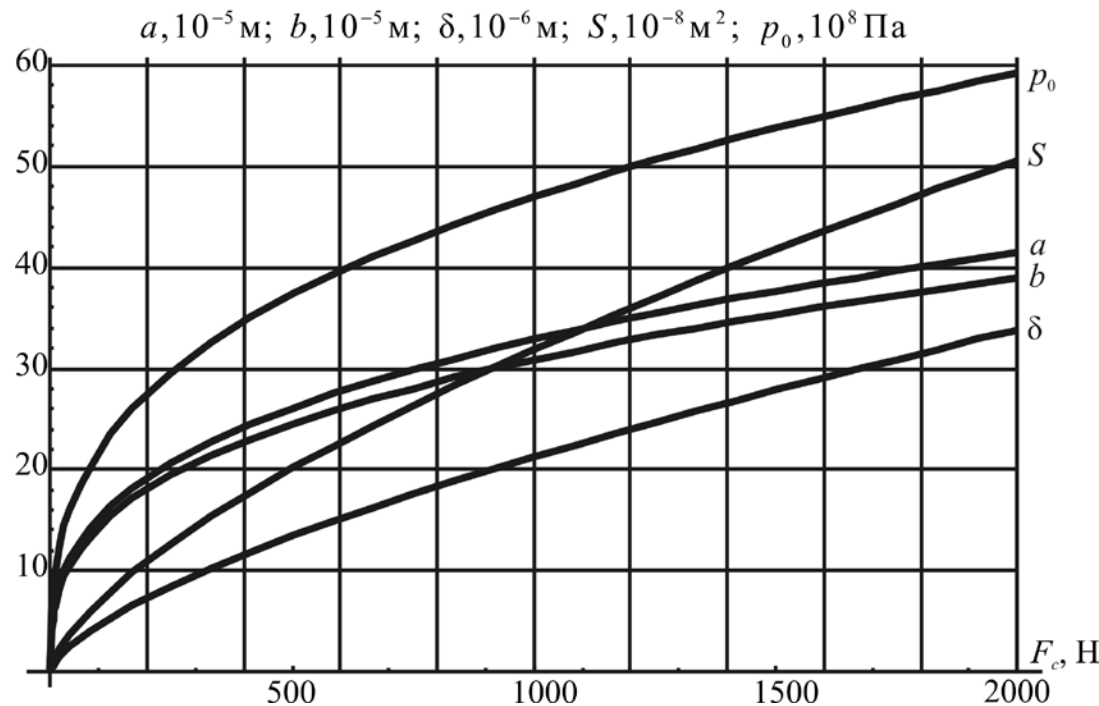


Рисунок 9.12 – Изменение параметров площадки контакта в зависимости от контактной нагрузки

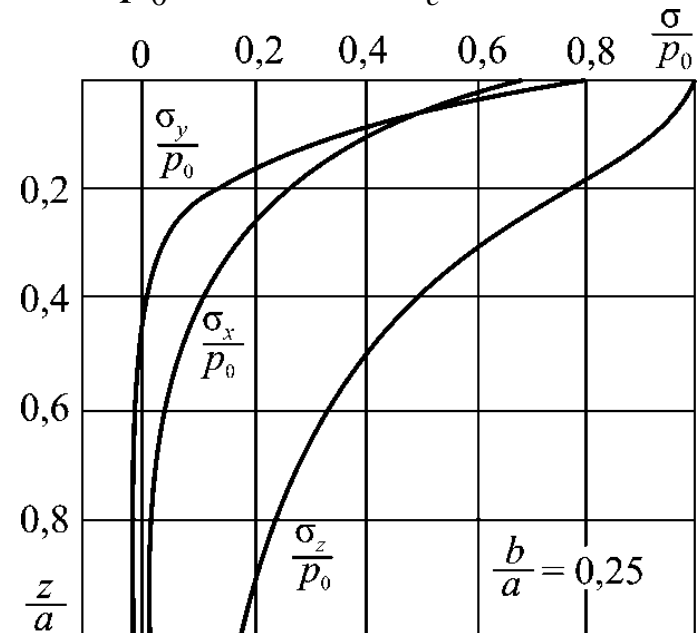


Рисунок 9.13 – Распределение контактных напряжений вдоль оси Oz



9.10. НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ В УСЛОВИЯХ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО КОНТАКТА

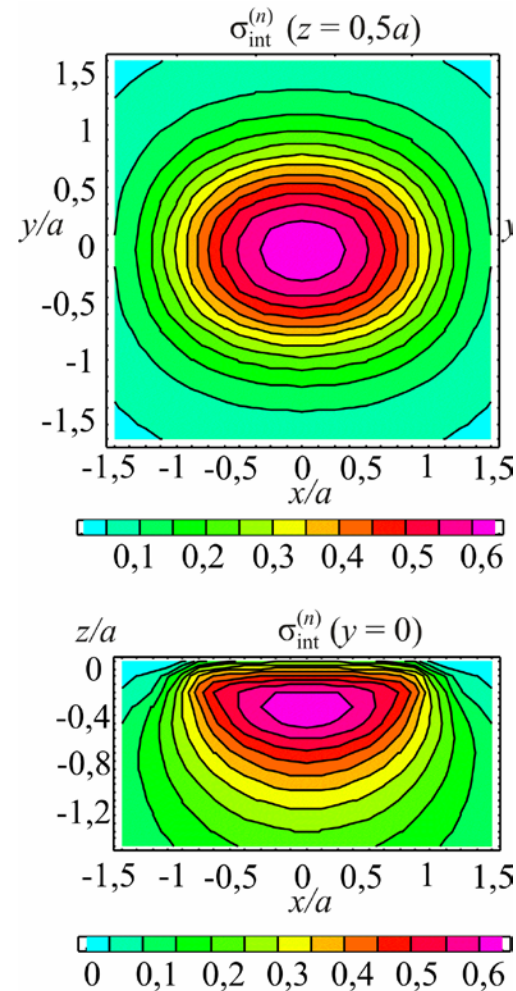
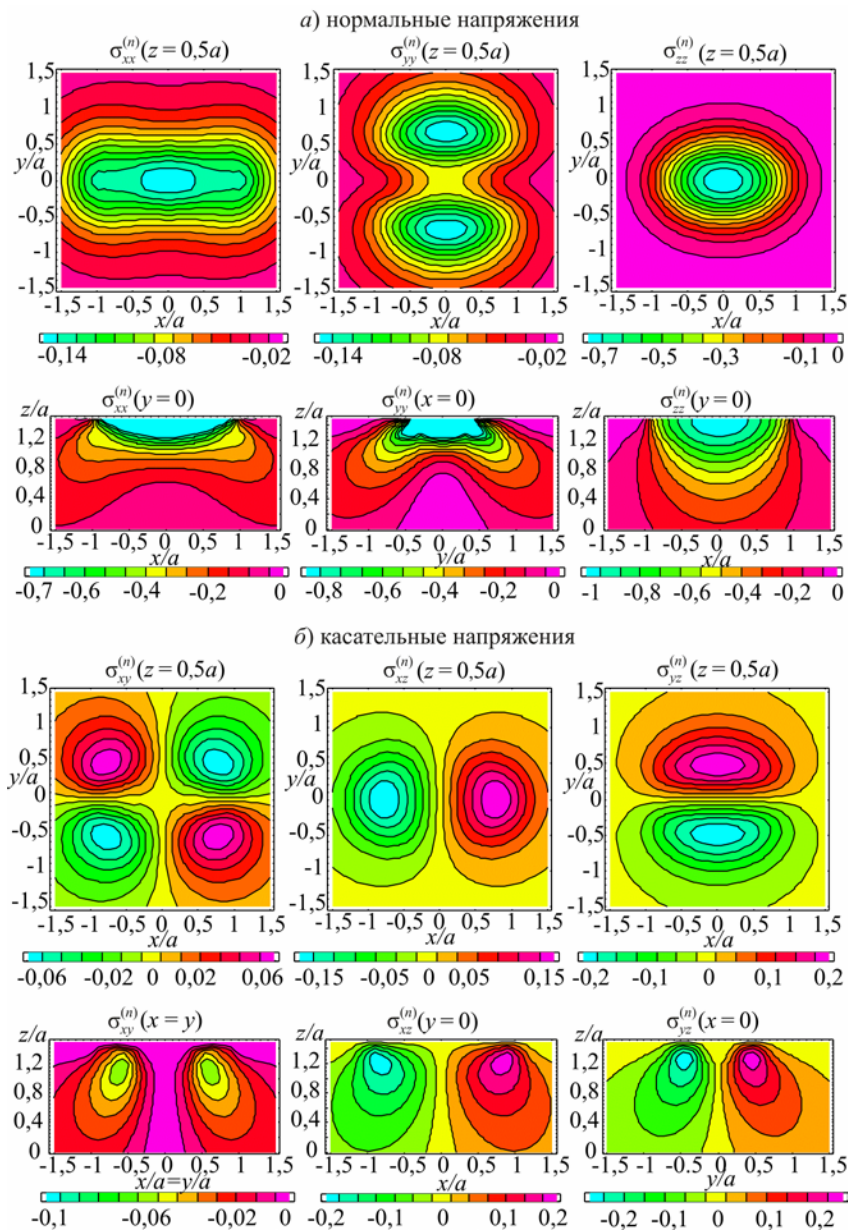


Рисунок 9.15 –
Интенсивность
напряжений

Рисунок 9.14 –
Компоненты тензора
напряжений



9.11. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ



Учитывая «мягкость» напряженного состояния в опасных точках (все три главных напряжения сжимающие), проверку прочности при контактных напряжениях следует производить по третьей или четвертой теориям прочности (см. формулы (4.49) и (4.56)):

$$\sigma_{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]; \quad (9.31)$$

$$\sigma_{\text{IV}} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]^{1/2} \leq [\sigma]. \quad (9.32)$$

Подставив в эти формулы σ_1 , σ_2 , σ_3 , выраженные через σ_{max} в центре площадки контакта, запишем условия прочности в виде

$$(9.33)$$

откуда

$$(9.34)$$

Таблица 9.2

b/a	$m = \frac{\sigma_{\text{III}}}{\sigma_{\text{max}}}$	$m = \frac{\sigma_{\text{IV}}}{\sigma_{\text{max}}}$
1 (круг)	0.620	0.620
0.75	0.625	0.617
0.50	0.649	0.611
0.25	0.646	0.587
0 (полоса)	0.600	0.557

где $[\sigma]_{\text{cont}} = [\sigma]/m$ – допускаемое напряжение для наибольшего напряжения в месте контакта. Значение коэффициента m в зависимости от отношения полуосей эллиптической площадки b/a приведены в таблице 9.2.



9.11. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ



Порядок расчета на прочность элементов конструкции в местах контакта может быть следующий.

1. Определить главные радиусы кривизны контактирующих тел $\rho_1, \rho'_1, \rho_2, \rho'_2$, а также угол ψ между их главными плоскостями кривизны.
2. Вычислить по формулам (9.27) с учётом (9.28) размеры полуосей эллиптической площадки контакта.
3. По формуле (9.29) определить σ_{\max} , а в случае круглой и прямоугольной площадок контакта – по формуле (9.15) или (9.20) соответственно, не определяя размеров площадки.
4. Расчет на прочность можно производить по формуле (9.34), находя значения m по приведенной таблице. При этом рекомендуется исходить из четвертой теории прочности.
5. Следует учитывать, что для роликовых и шариковых подшипников $[\sigma]_{cont}$ равно 3500–5000 МПа; для рельсовой стали 800–1000 МПа.



9.12. ПРИМЕР РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ



Пример 9.1. Цилиндрическое ходовое колесо крана передает на рельс давление $P=70$ кН (рисунок 9.16). Диаметр наружного обода колеса $D=700$ мм. Радиус поперечного сечения головки рельса $r=300$ мм. Определить размеры площадки контакта и наибольшее напряжение на этой площадке. Модуль Юнга $E=2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu=0.3$, $[\sigma]=1000$ МПа.

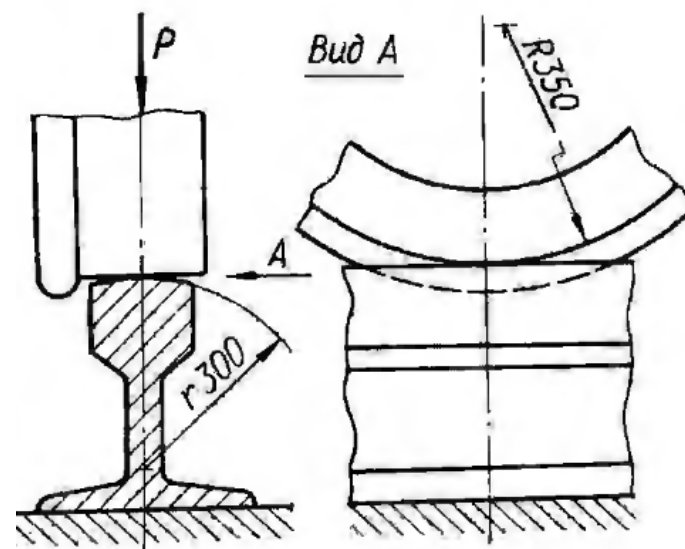


Рисунок 9.16 – Расчетная схема
к задаче 9.1



9.12. ПРИМЕР РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ



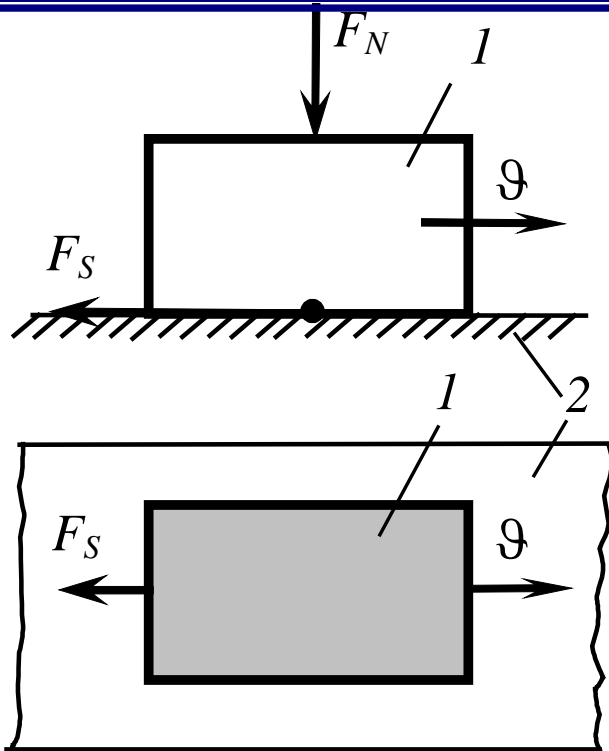


Рисунок 9.17 – К определению силы трения F_s при скольжении

(9.35)

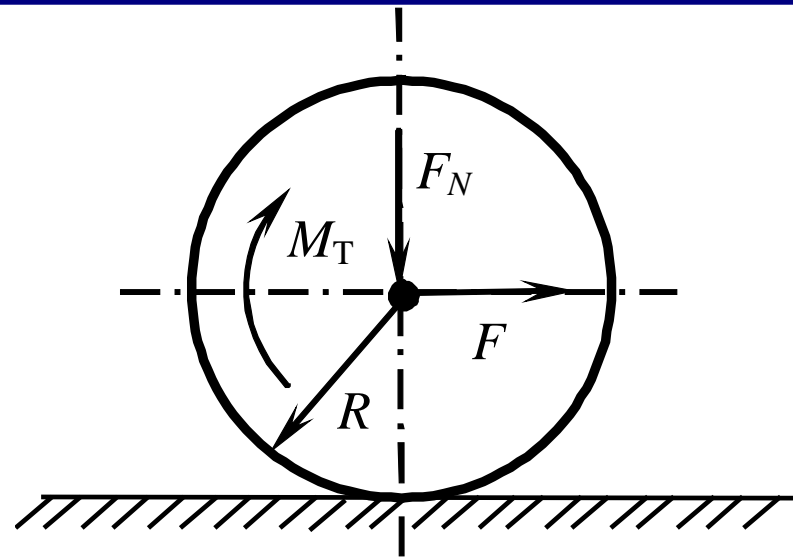
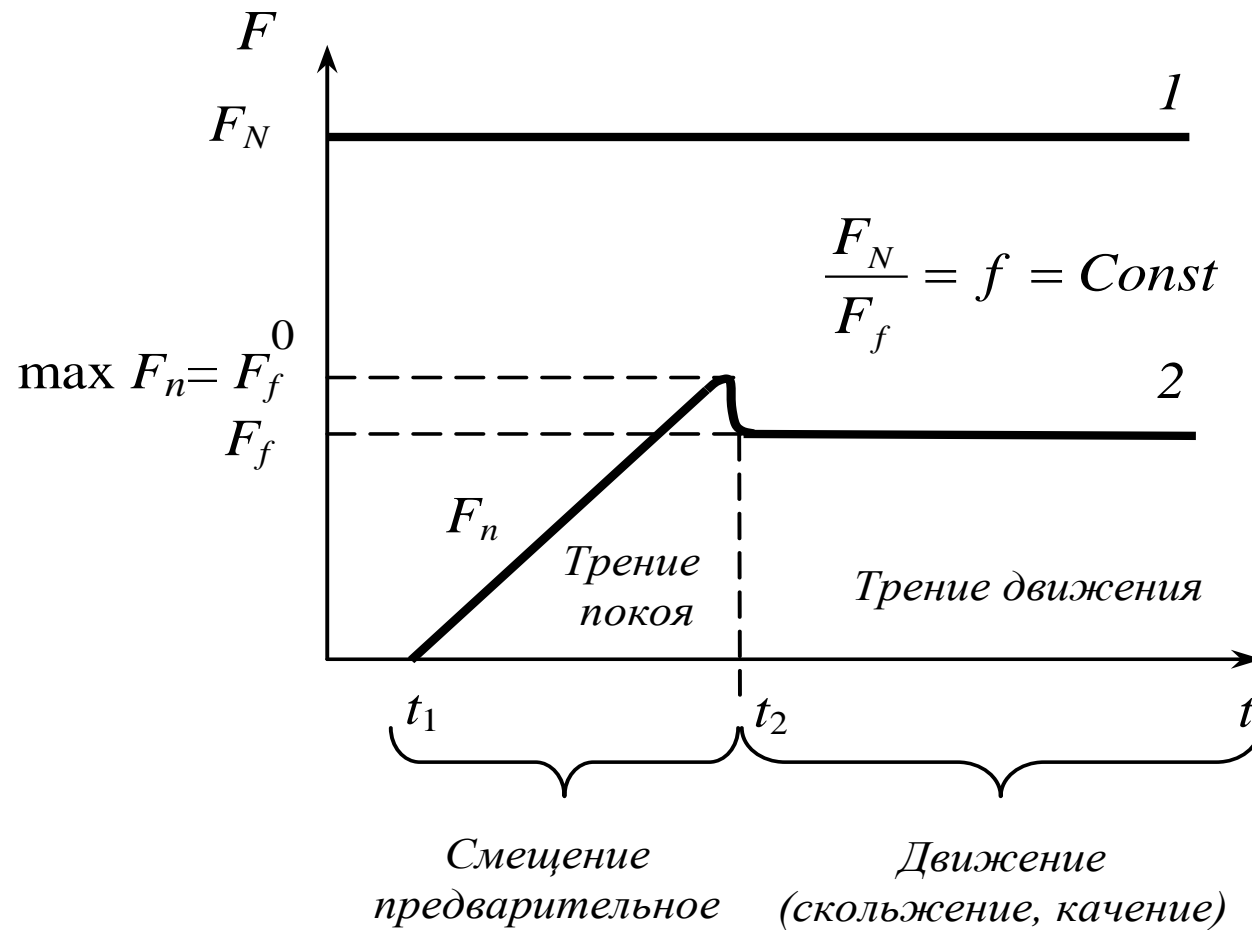


Рисунок 9.18 – К определению коэффициента трения и коэффициента сопротивления качению

(9.36)



Удельная сила трения
(фрикционное
напряжение)

(9.37)

Рисунок 9.19 – Схема изменения силы трения
во времени при $F_N = \text{const}$

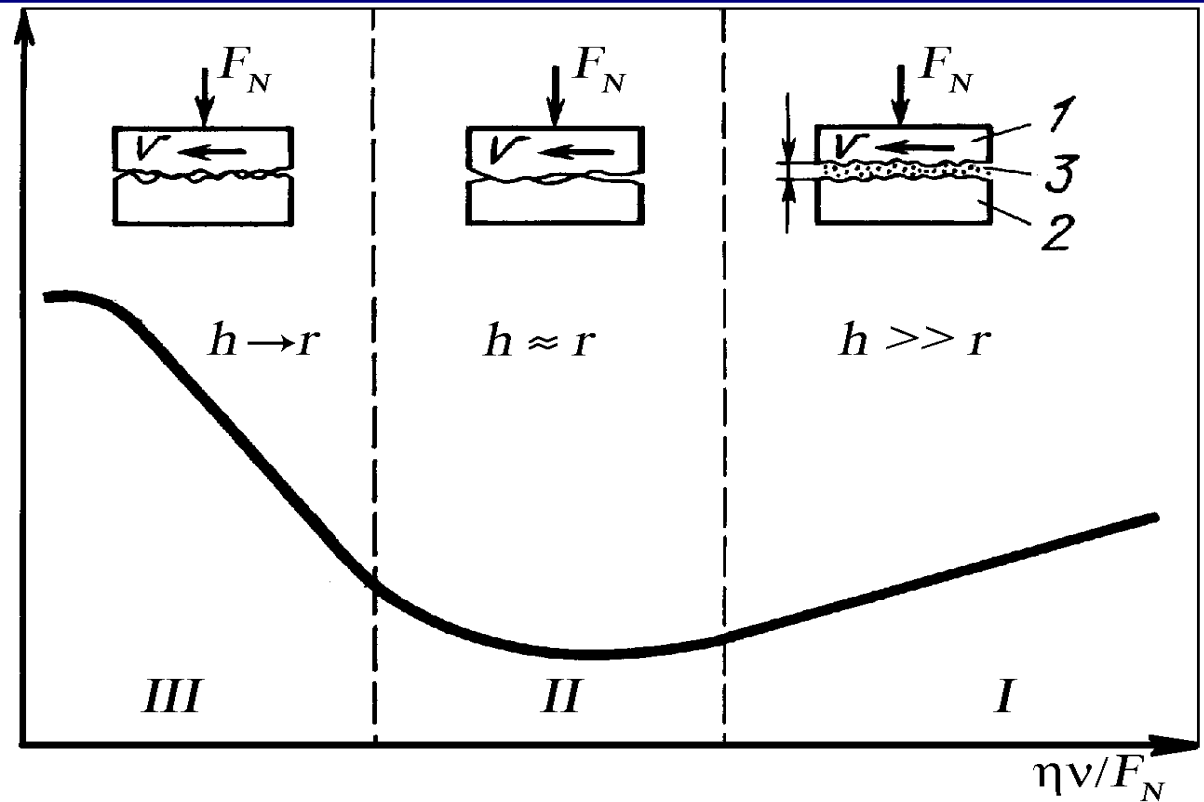
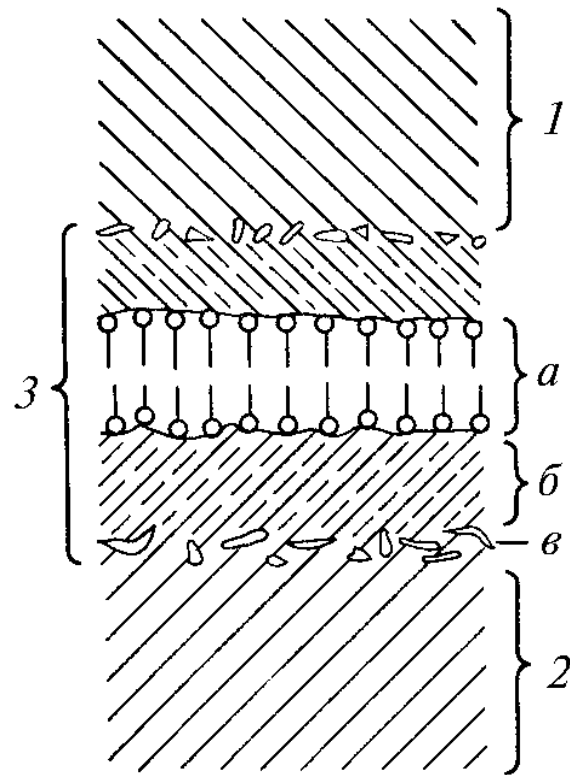


Рисунок 9.20 – Схема строения зоны контакта двух (1 и 2) твердых тел (3 – третье тело);
а – адсорбированный слой;
б – окислы и другие химические соединения;
в – разрыхленный слой)

Рисунок 9.21 – Характерные зоны режимов смазки: I – область гидродинамической, или упругогидродинамической (УГД) смазки; II – область частичной УГД-смазки, или смешанной смазки; III – область граничной смазки

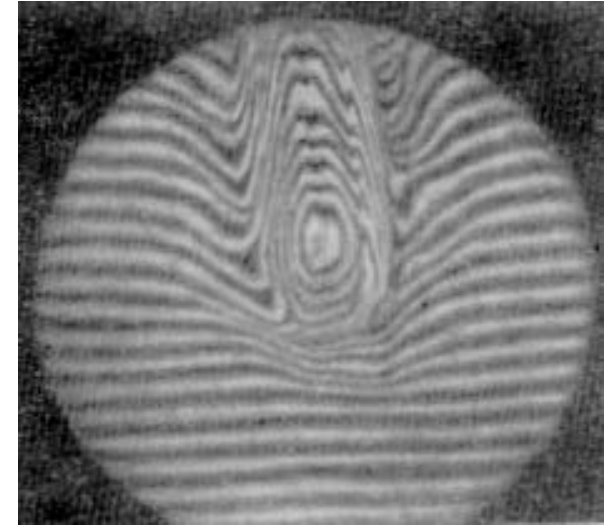
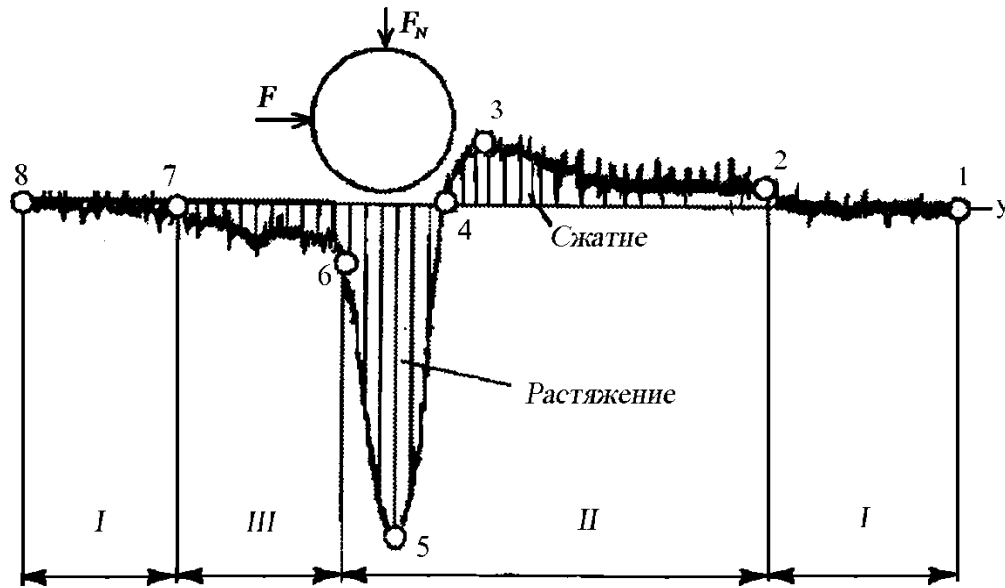
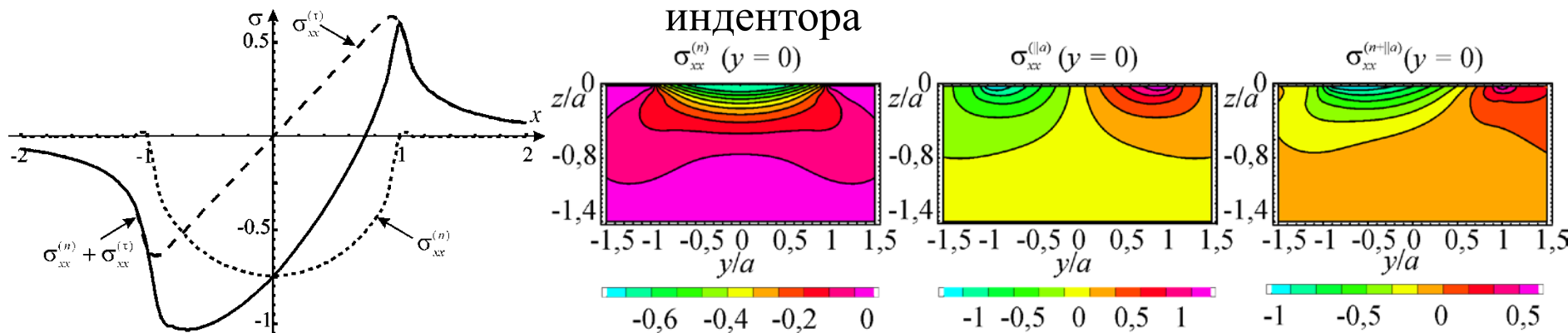


Рисунок 9.22 – Осциллограмма перемещений поверхности полимерного материала и волны деформации при скольжении по нему металлического индентора



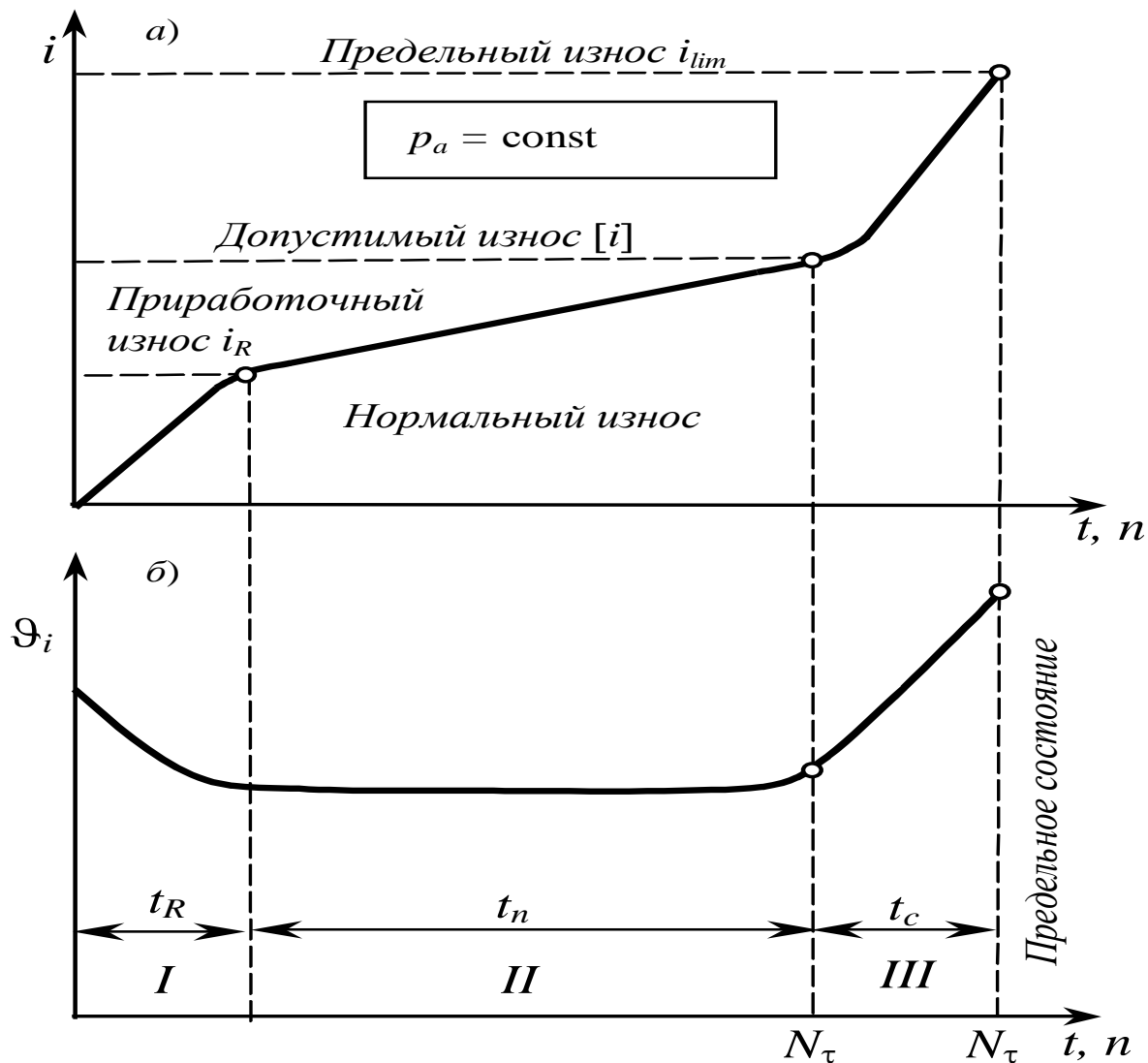


Рисунок 9.23 – Временные характеристики изнашивания:
а – кинетическая кривая; б – график скорости изнашивания
(I – период приработки, II и III – периоды нормального и катастрофического изнашивания)

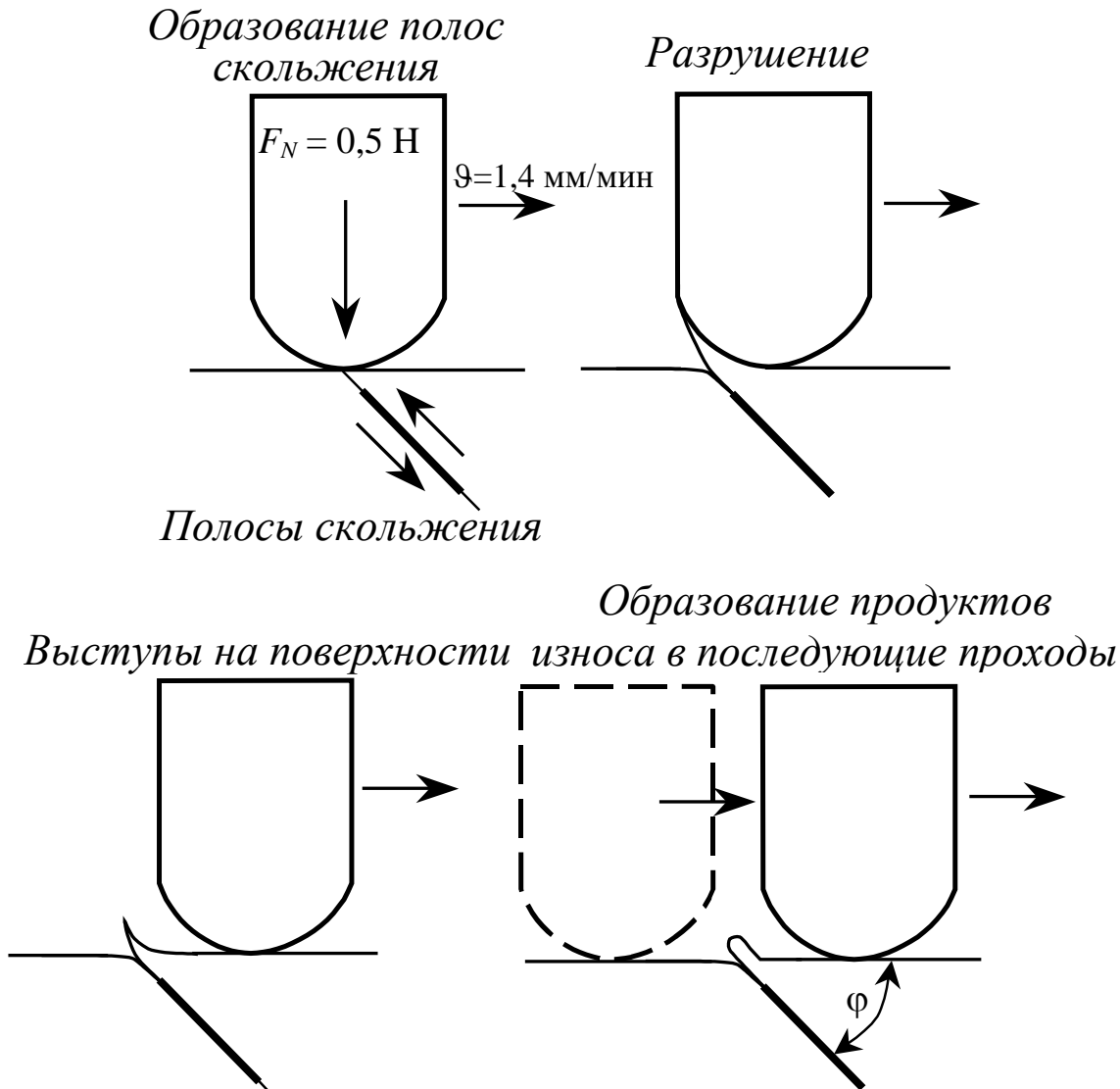


Рисунок 9.24 – Начало разрушения и образования продуктов изнашивания

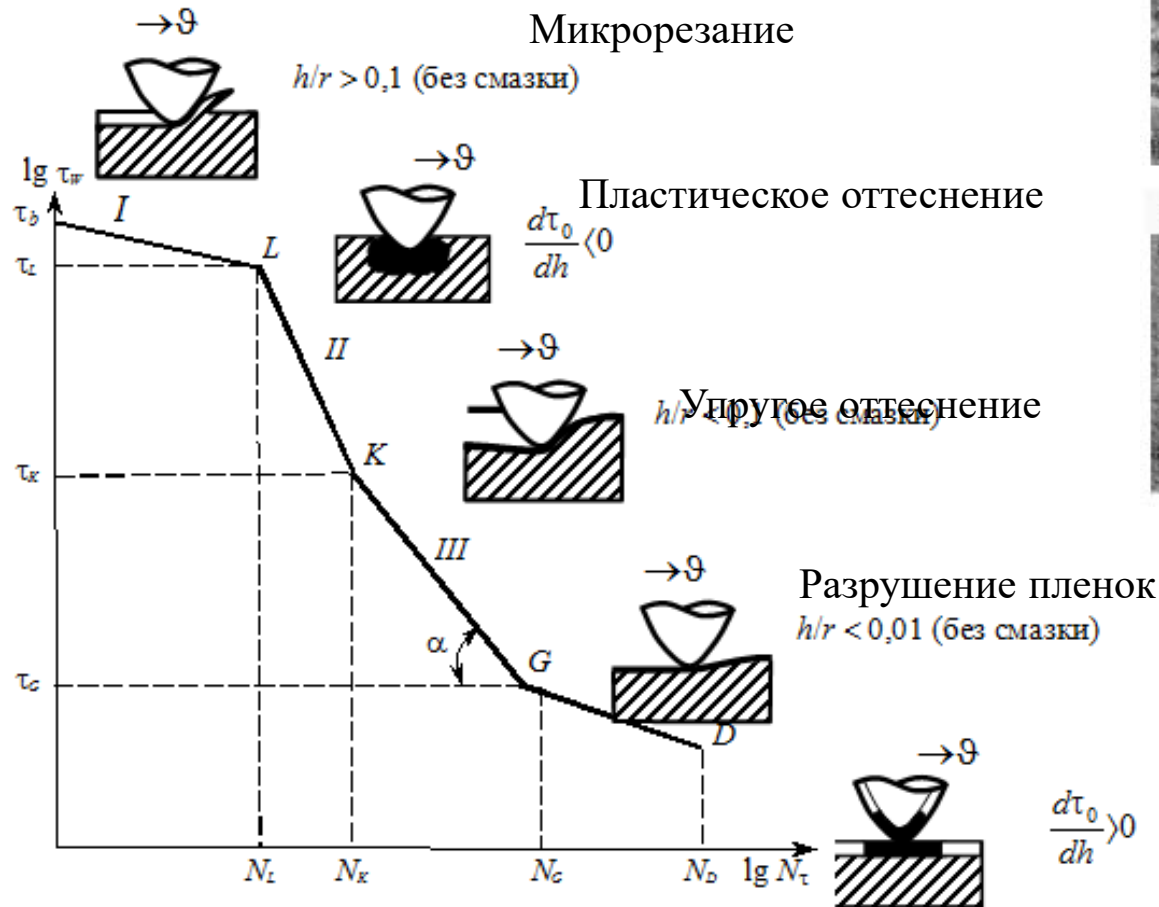


Рисунок 9.25 – Схема полной кривой фрикционной усталости

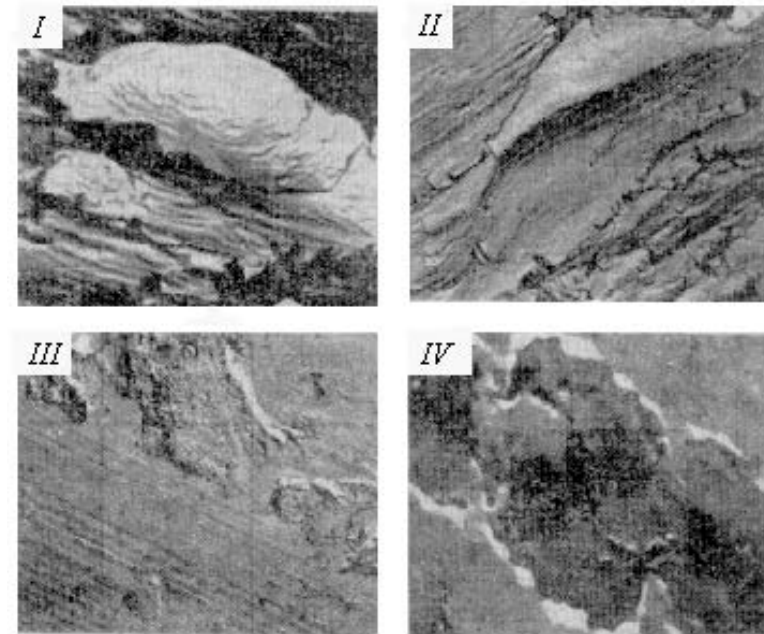
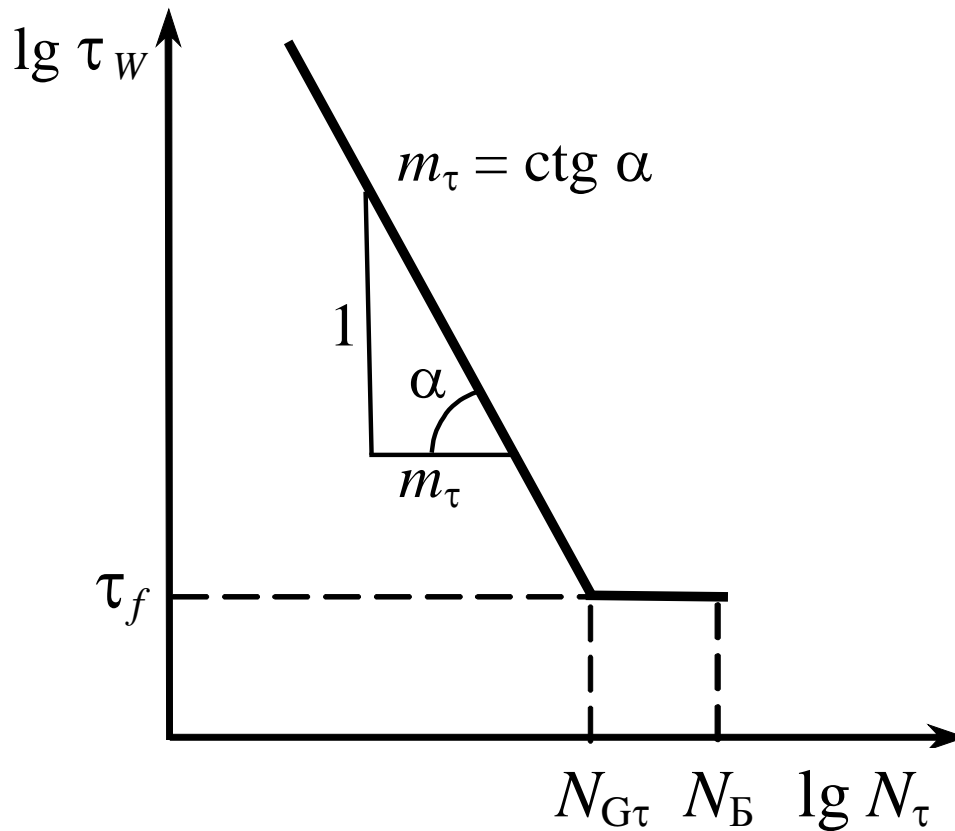


Рисунок 9.26 – Типичные микрофотографии ($\times 5000$) повреждения и разрушения поверхностей трения (I, II, III и IV соответствуют областям I, II, III и IV)

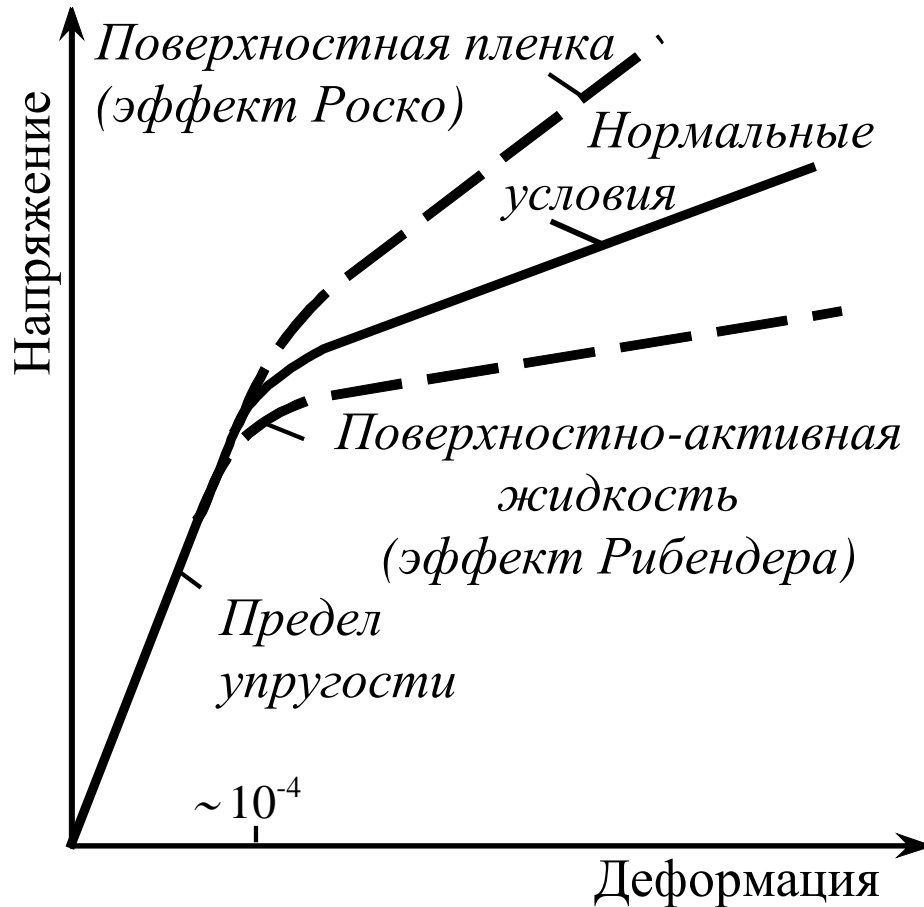


Параметры кривой
фрикционной усталости в
многоцикловой области



(9.38)

Рисунок 9.27 – Схема кривой фрикционной усталости в многоцикловой области



$$I_h = K_0 \left(\frac{fp_a}{\tau_G} \right)^{1+\beta_0 m_\tau} \frac{K_{B3}}{N_\tau} K_{RR} \quad (9.39)$$

$$(9.40)$$

Рисунок 9.28 – Схематическое представление поверхностных эффектов

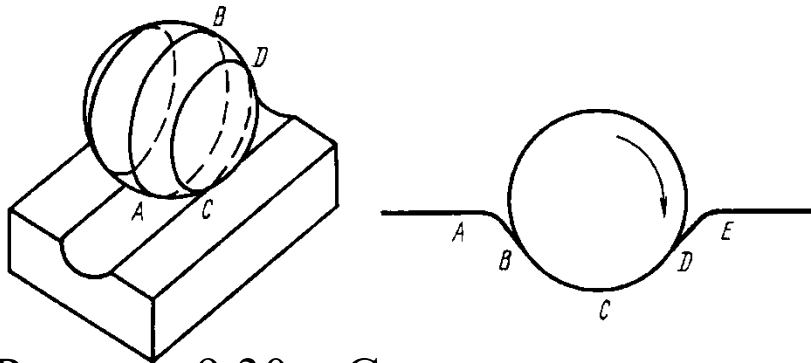


Рисунок 9.30 – Схема качения шара по канавке (а) и плоскости (б)

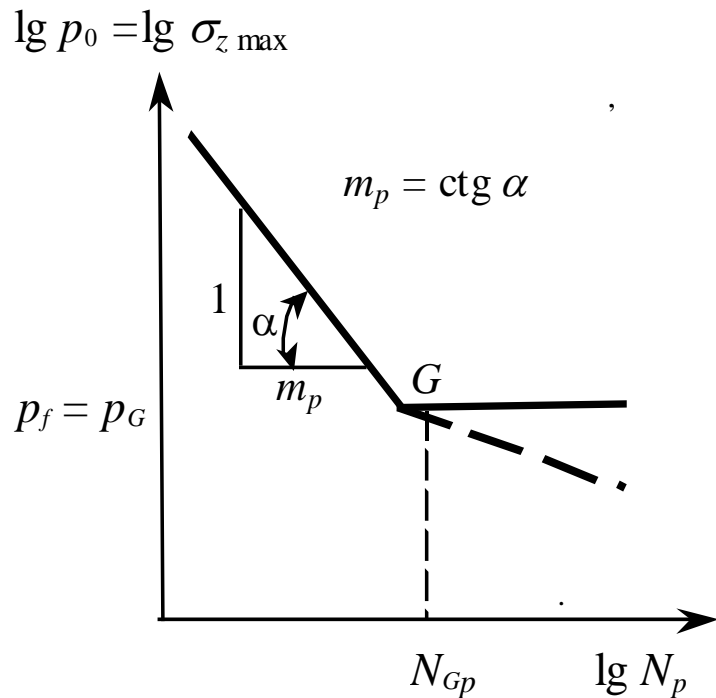


Рисунок 4.16 – Кривая контактной усталости

(9.41)

(9.42)



Рисунок 4.17– Выкрашивание поверхности ролика по мере увеличения числа циклов нагружения



Методы расчета на трение и износ были впервые введены **Л.А. Сосновским** в рамках **трибофатики** на основании аналогии кривых усталости при циклическом деформировании и при трении (и с использованием принципа построения условия прочности в сопротивлении материалов)

Условие нулевого износа (9.43)

Условие измеримого износа (9.44)

Проверка износостойкости (9.45)

Определение размеров номинальной площади контакта в паре трения (9.46)

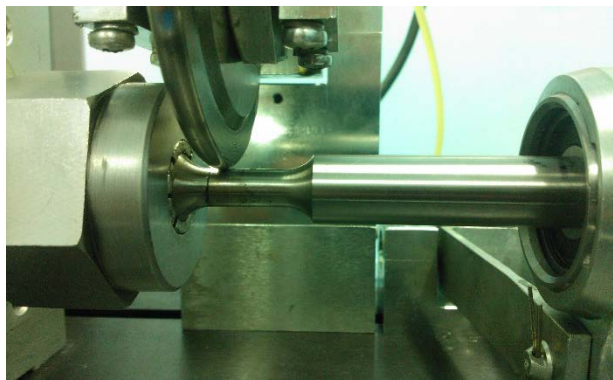
Выбор материала для трущихся пар (9.47)



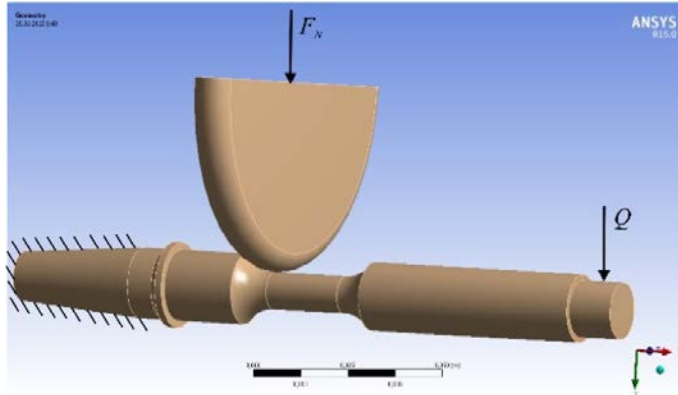
9.20. КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В МЕХАНИКЕ: НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СИЛОВЫХ СИСТЕМ



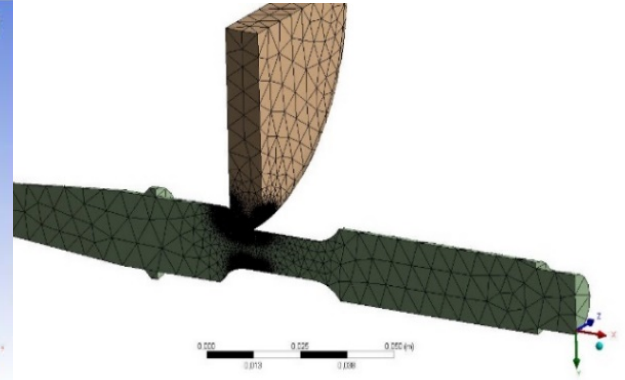
Система ролик/вал



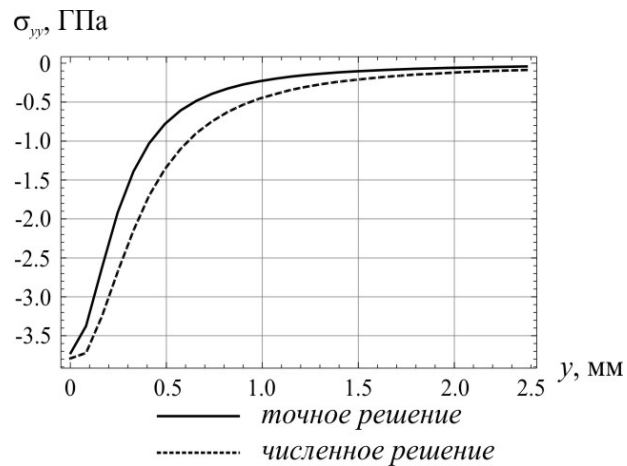
Реальный вид системы



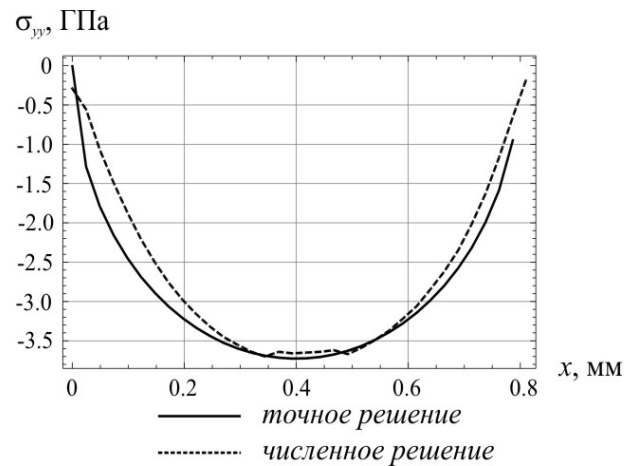
Геометрия компьютерной модели



КЭ разбиение



Распределение напряжения σ_{yy} вдоль оси Oy



Распределение напряжения σ_{yy} вдоль оси Ox

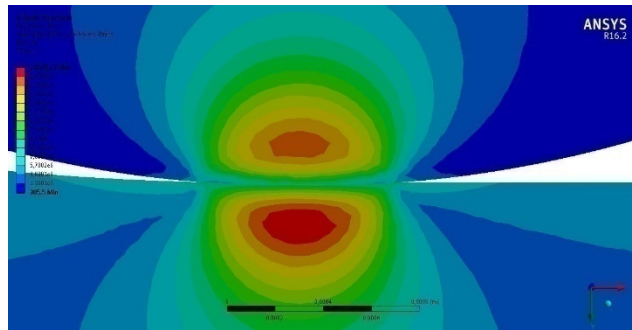


9.20. КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В МЕХАНИКЕ: НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СИЛОВЫХ СИСТЕМ

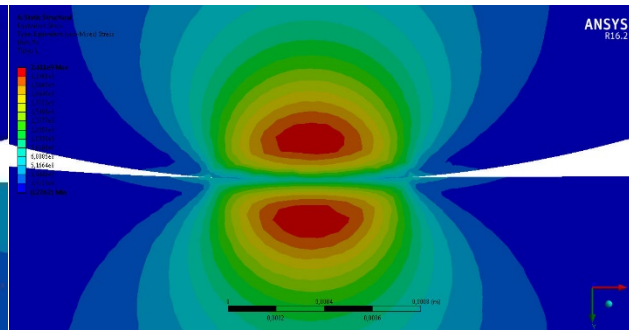


Контактная сила 500 Н

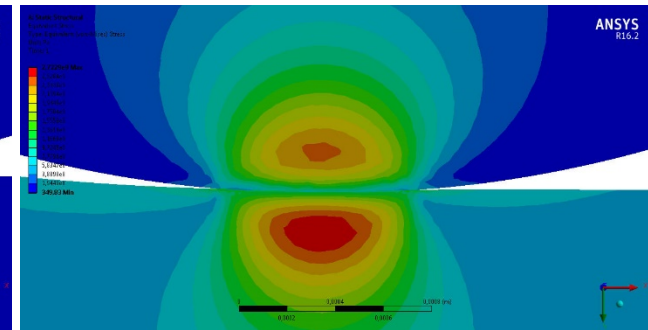
Интенсивность напряжений в области контактного взаимодействия



Сжатие ($Q = -250$ Н)

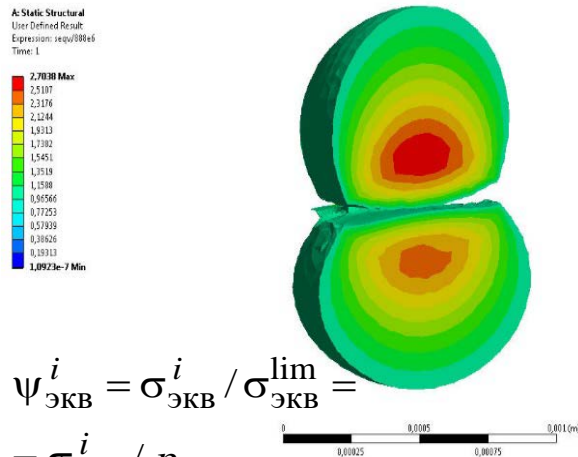


Чистый контакт ($Q = 0$)

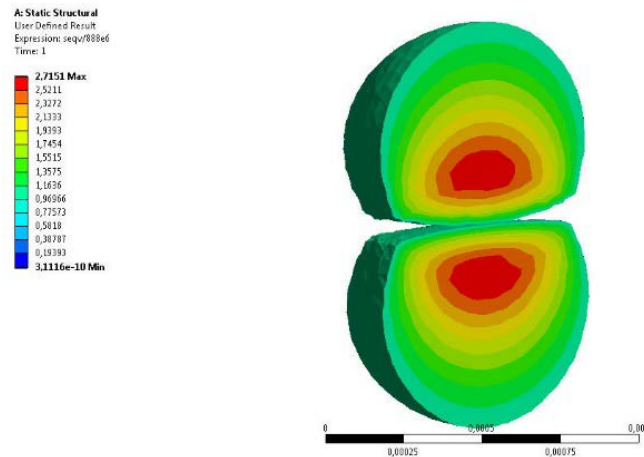


Растяжение ($Q = 250$ Н)

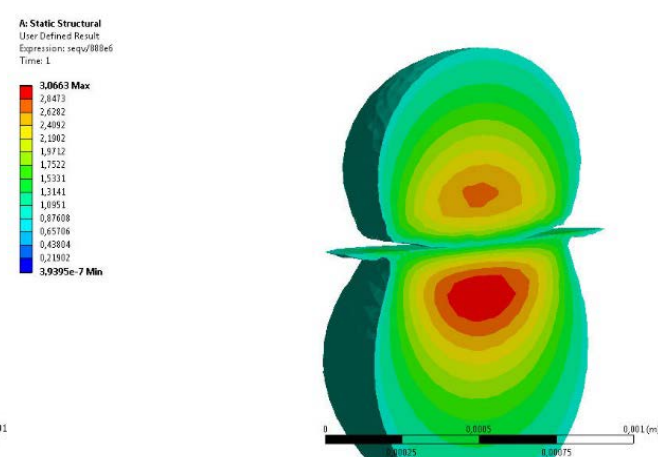
Объемная повреждаемость: опасные объёмы



Сжатие ($Q = -250$ Н)



Чистый контакт ($Q = 0$)



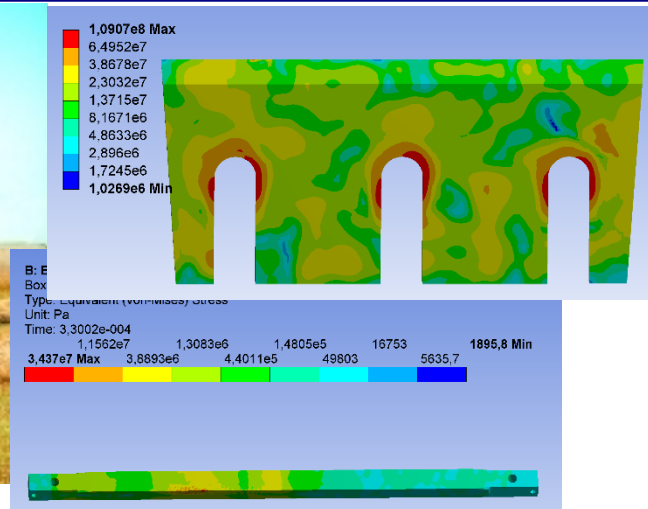
Растяжение ($Q = 250$ Н)

$$\psi_{\text{ЭКВ}}^i = \sigma_{\text{ЭКВ}}^i / \sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{lim}} = \sigma_{\text{ЭКВ}}^i / p_f.$$
$$\psi_{\text{ЭКВ}}^i \geq 1,$$



9.21. КЭ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МНОГОЭЛЕМЕНТНЫХ ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

39



Режущий барабан комбайна
КВК 8060 производства
ПО «Гомсельмаш»

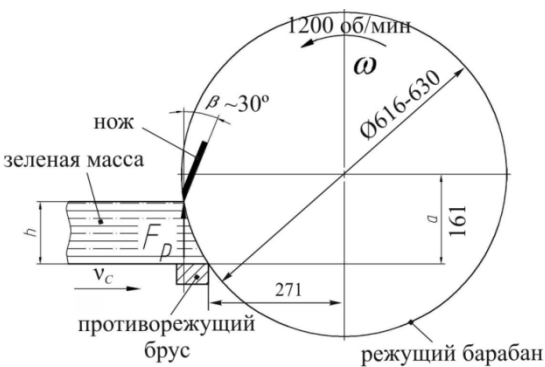
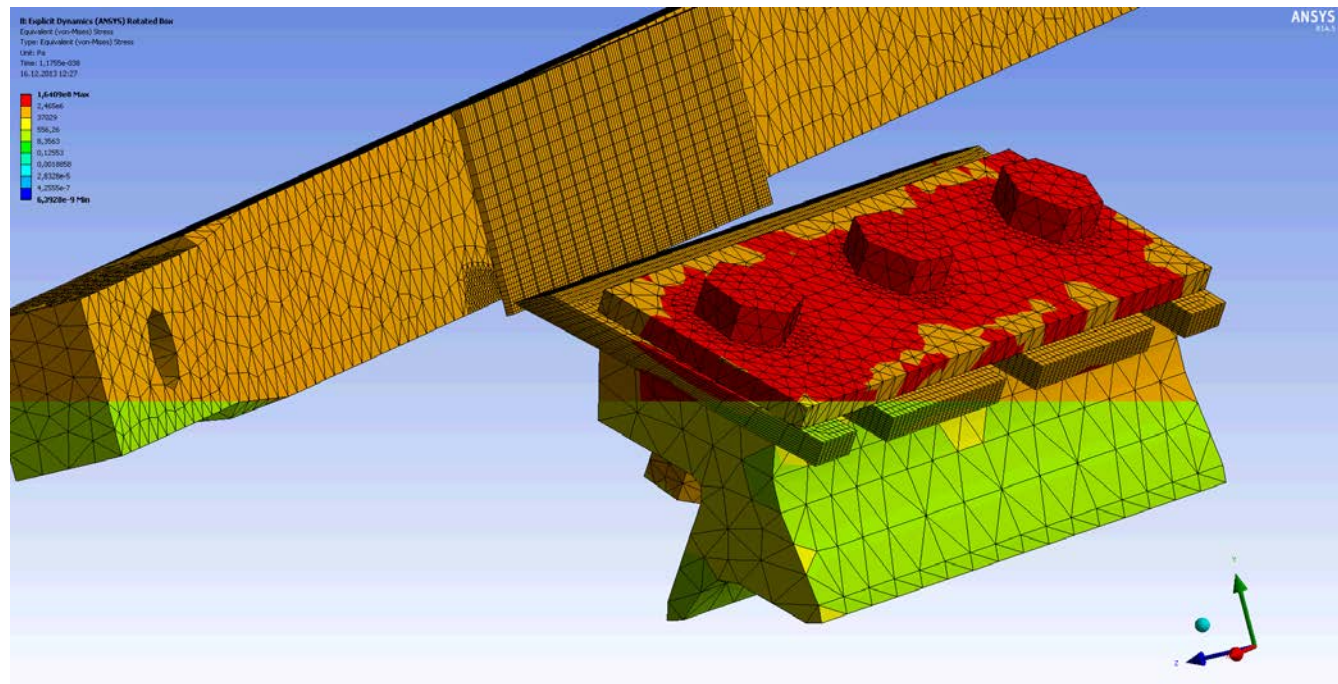
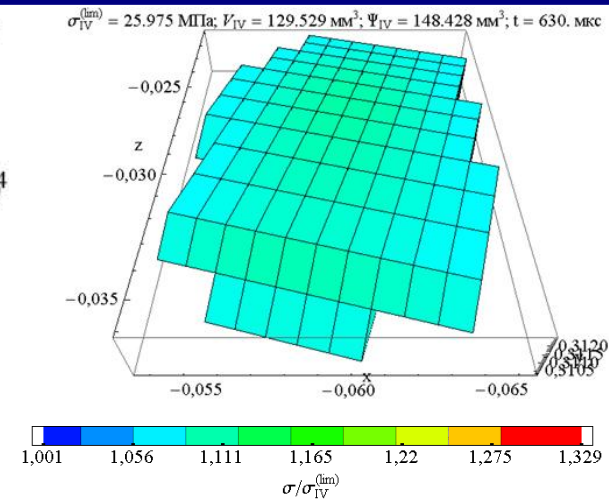
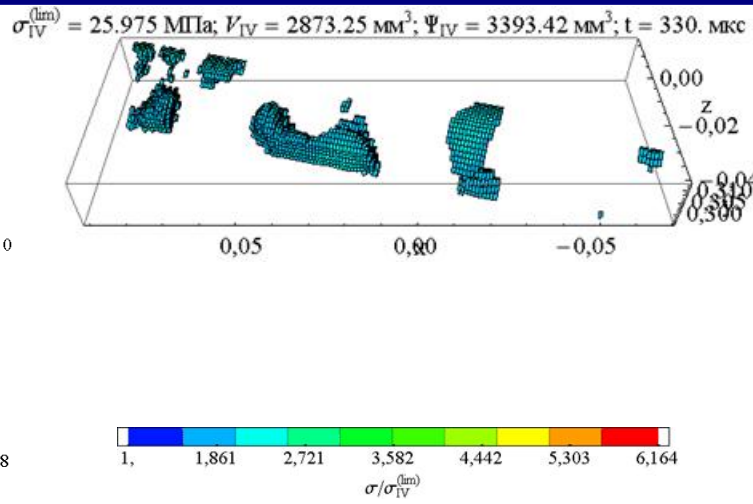
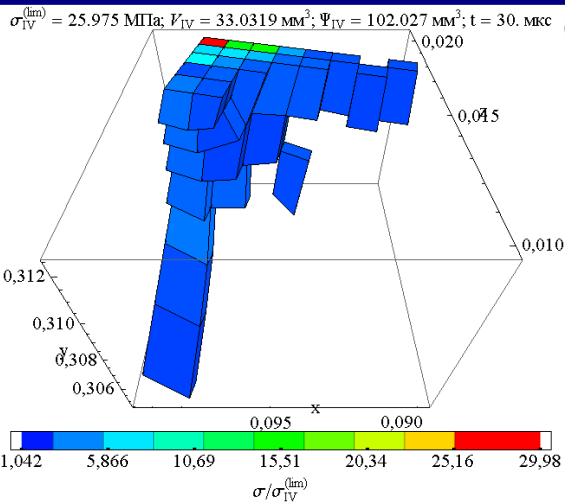


Схема резания
зеленой массы

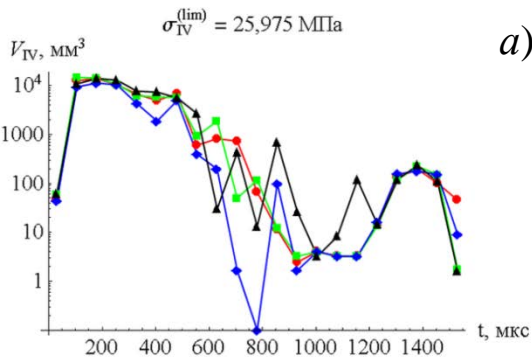




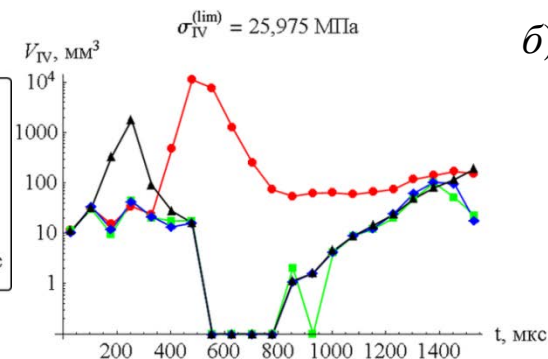
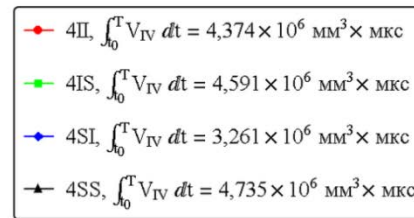
9.21. КЭ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МНОГОЭЛЕМЕНТНЫХ ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ



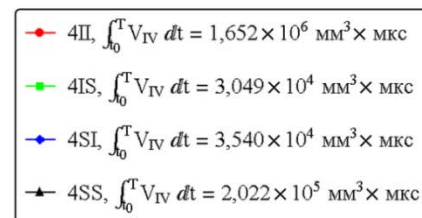
Опасные объемы в ноже, рассчитанные для σ_{int} для расчета с чугуном ножом и бруском (зазор 0,4 мм) при $\sigma_{lim} = 25,975 \text{ МПа}$ в моменты времени $t = 30, 330, 630 \text{ мкс}$



а)



б)



Зависимость опасных объемов и интегральной повреждаемости от времени резания для различных материалов ножа и бруса при $\sigma_{lim} = 25,975 \text{ МПа}$ и зазоре 0,4 мм
а) в ноже; б) в противорежущем брусе