

## **Метод исследования характеристик контактного взаимодействия твердотельных элементов конструкций с помощью системы MSC.NASTRAN**

*Авиационный научно-технический комплекс им. О.К. Антонова,  
Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*

Во многих конструкциях самолетов закрылки и предкрылки выдвигаются путем движения роликов каретки по направляющим рельсам. При этом работоспособность механизмов определяется характеристиками напряженно – деформированного состояния контактирующих деталей. Такие контактные задачи широко распространены в инженерной практике и требуют особого внимания вследствие возникновения сложного напряженно-деформированного состояния в зоне контакта. В настоящее время имеется некоторый объем теоретических решений, позволяющих провести проектировочный расчет контактного взаимодействия [1,4]. Однако многообразие условий контактирования и взаимных смещений поверхностей, находящихся в силовом взаимодействии, не позволяет воспользоваться имеющимися теоретическими решениями. Тем не менее вследствие глобальной компьютеризации появилась возможность внедрить новые методы прочностных расчетов при контактном взаимодействии на базе метода конечных элементов. Такие методы можно рассматривать как универсальное средство анализа конструкций.

Целью данной работы является исследование средств программного пакета MSC.NASTRAN и разработка рекомендаций для расчета контактных задач методом конечно-элементного анализа.

Данный программный пакет предоставляет широкую типологию элементов для создания конечно-элементной модели конструкции [2,3]. Контактное взаимодействие моделируется двумя типами элементов – Slide Line и GAP, причем каждый из них обладает своей спецификой задания и осуществления контакта.

Элемент Slide Line позволяет моделировать контактное взаимодействие деформируемых тел вдоль линии, при этом все контактные сегменты должны лежать в плоскости XY локальной системы координат, и контакт должен осуществляться в данной плоскости, что вызывает определенные трудности при моделировании и расчете объемных несимметричных элементов конструкции.

GAP элемент моделирует нелинейную связь между двумя узлами в системе координат элемента. Построение GAP элемента аналогично построению линейного, в частности балочного элемента, что обеспечивает относительную простоту в моделировании контактного взаимодействия. Жесткости выбирают таким образом, чтобы избежать проникновения тел и создать условия скольжения (статического трения) между двумя контактирующими точками [5]. Элемент типа GAP наиболее приемлем при моделировании различного рода контактного взаимодействия.

Рассмотрим контактную задачу на примере взаимодействия цилиндра и плиты со следующими геометрическими параметрами:  $D = 100\text{мм}$  - диаметр цилиндра;  $L = 2\text{мм}$  - толщина цилиндра и соответственно длина контактной

площадки;  $E_1 = 72000 \text{ МПа}$ ,  $\mu_1 = 0,33$  - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала цилиндра соответственно;  $E_2 = 210000 \text{ МПа}$ ,  $\mu_2 = 0,3$  - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала плиты соответственно (рис.1). Приложим распределенную сжимающую нагрузку величиной  $q = 250 \text{ кН/м}$ .

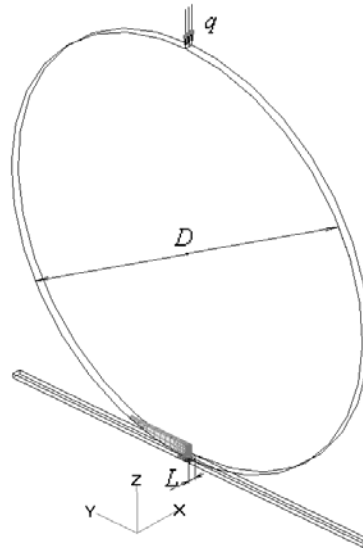


Рис. 1. Геометрические параметры контактной задачи

В данном случае первоначальное касание происходит по прямой, и площадка контакта под нагрузкой имеет форму прямоугольника. Распределение давлений по площадке контакта показано на рис.2.

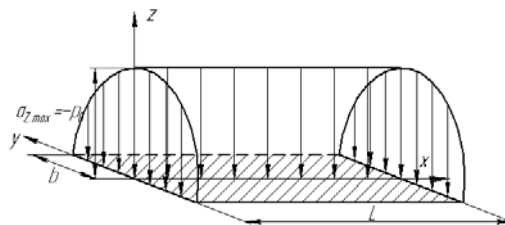


Рис. 2. Распределение давлений по площадке контакта цилиндра и плиты

На основе теоретических выкладок [1] можно определить полуширину контактной площадки и величину контактного давления.

$$b = \sqrt{\frac{qD}{\pi} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)} = \sqrt{\frac{250000 \cdot 0,1}{\pi} \left( \frac{1-0,33^2}{72000} + \frac{1-0,3^2}{210000} \right)} = 0,52 \text{ мм} \quad - \text{ полуширина}$$

контактной площадки;  $p_0 = \frac{2q}{\pi b} = \frac{2 \cdot 250000}{\pi \cdot 0,52 \cdot 10^{-3}} = 306,2 \text{ МПа}$  - давление на единицу площади контакта.

Соответственно максимальное нормальное напряжение вдоль оси Z составит  $\sigma_z = -p_0 = -306,2 \text{ МПа}$

На рис. 3 изображены теоретические графики изменения нормальных и касательных напряжений по глубине цилиндра вдоль оси Z [1]. Данные зависимости получены при следующих допущениях:

- а) поведение материала соприкасающихся деталей в зонах контакта подчиняется закону Гука, материал однороден и изотропен;
- б) линейные размеры площадки контакта малы по сравнению с радиусами кривизны соприкасающихся поверхностей ;
- в) силы давления, распределенные по поверхностям контакта, нормальны к этим поверхностям;
- г) силы трения отсутствуют;
- д) контактирующие детали имеют бесконечную длину.

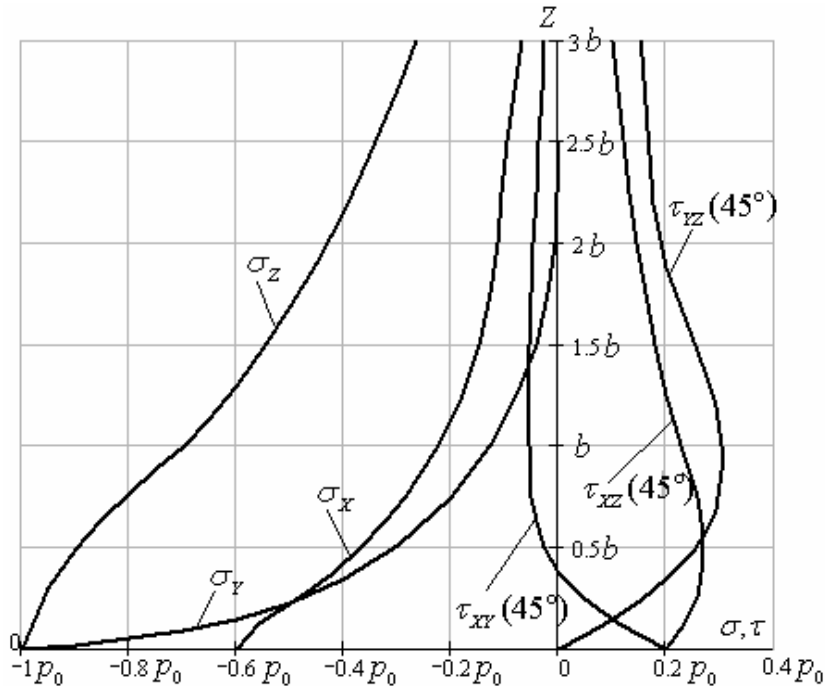


Рис. 3. Распределение напряжений вдоль оси Z

В поверхностном слое максимальное значение касательного напряжения составляет  $\sim 0,2p_0$  в центре полоски контакта. Наибольшей величины  $0,3p_0$  касательное напряжение достигает на глубине  $0,768b$  на площадках, наклоненных к оси Z под углом  $45^\circ$ . Нормальные напряжения  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  и  $\sigma_z$  уменьшаются по мере удаления вглубь от поверхности контакта, причем  $\sigma_z$  уменьшается значительно медленнее, чем  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$ , и на глубине  $z=b$  составляет  $\sim 0,7p_0$ , а на глубине  $z=2b$  - около  $0,4p_0$ . На поверхности нормальные напряжения  $\sigma_y$  и  $\sigma_z$  совпадают по абсолютной величине, а касательные  $\tau_{yz}=0$ . Касательные напряжения  $\tau_{xy}$  и  $\tau_{xz}$  на поверхности в центре полоски различны по знаку и равны по величине.

Проведем сравнительный анализ теоретических положений и результатов решения данной задачи методом конечных элементов при определении напряжения  $\sigma_z$  по глубине цилиндра для различного качества сетки. Для этого построим несколько конечно-элементных моделей со следующими геометрическими параметрами: размер элементов по ширине предполагаемой зоны контакта – 0,2; 0,1; и 0,05 мм; размер элементов по длине контакта – 1; 0,5; 0,2; 0,1; 0,05 и 0,025 мм.

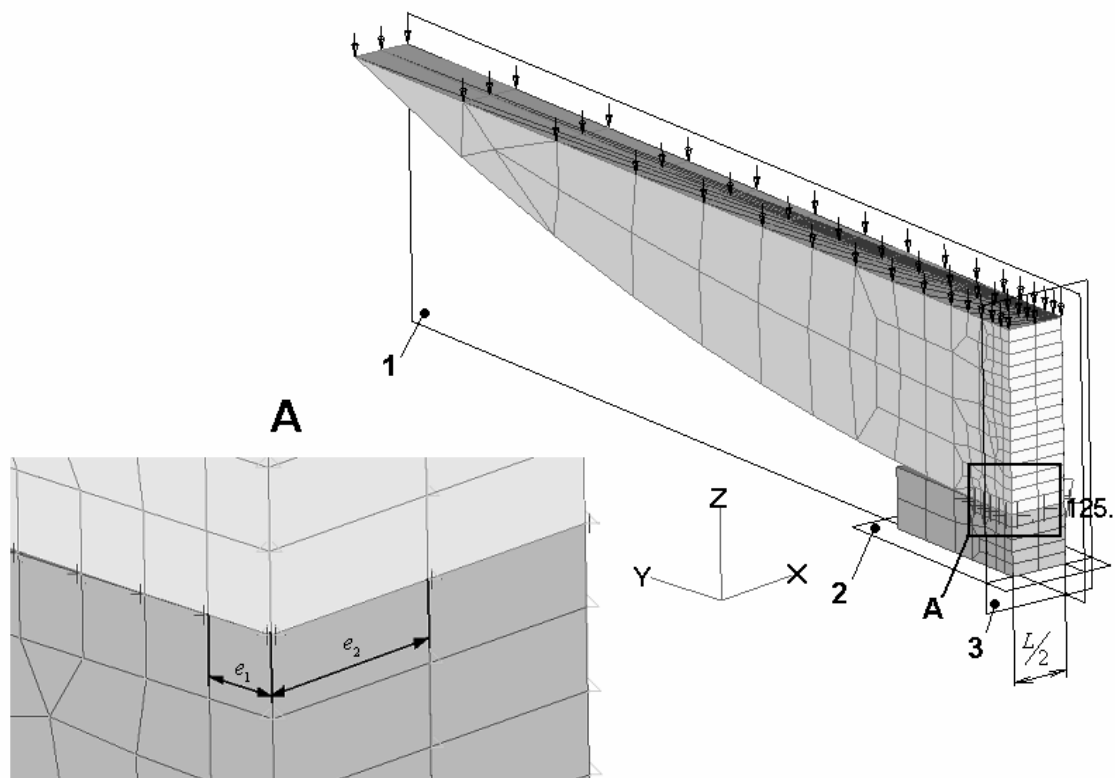


Рис. 4. Конечно – элементная модель:  $e_1$  - размер элемента по ширине контакта;  $e_2$  - размер элемента по длине контакта

Задачу в силу симметрии будем решать для 1/4 части цилиндра. Вследствие этого граничные условия будут следующими: в узлах плоскости ZX запрещены перемещения вдоль оси Y (плоскость 3); в узлах одной из плоскостей YZ запрещены перемещения вдоль оси X (плоскость 1); узлы нижней XY поверхности плиты зафиксированы по всем степеням свободы (плоскость 2); нагрузка прикладывается в виде сосредоточенной силы, распределенной с помощью RIGID-элемента по верхней XY-поверхности цилиндра и составляет

$$P = \frac{L \cdot q}{4} = \frac{0,002 \cdot 250000}{4} = 125 \text{ кН (рис.4).}$$

Распределение напряжения  $\sigma_z$  по глубине контакта для моделей с различными геометрическими параметрами показаны на рис.6-8.

По результатам конечно-элементного анализа очевидно следующее:

- 1) варьирование максимального значения  $\sigma_z$  на поверхности контакта составляет до 7% от теоретического;
- 2) детализация сетки по ширине контактной площадки приводит максимальное значение  $\sigma_z$  на поверхности контакта к величине в 321..324 МПа (рис.5);
- 3) расчет модели с одним элементом по длине контакта дает заниженный результат, анализ данной модели некорректен;
- 4) общая картина распределения напряжения  $\sigma_z$  по глубине контакта наиболее точный вид имеет при расчете моделей с размером элемента по длине контактной площадки, равным  $e_2 = 0,025..0,5 \text{ мм}$ .

Из этого следует, что качество сетки удовлетворительно при соотношении  $\frac{e_1}{b} \approx 20\%$  и количестве элементов по длине контактной площадки, равном 6–10.

Дальнейшее измельчение сетки не целесообразно, так как получаемые результаты не отличаются значительной точностью, а создание модели и ее расчет требуют большего количества времени и ресурсов вычислительной техники.

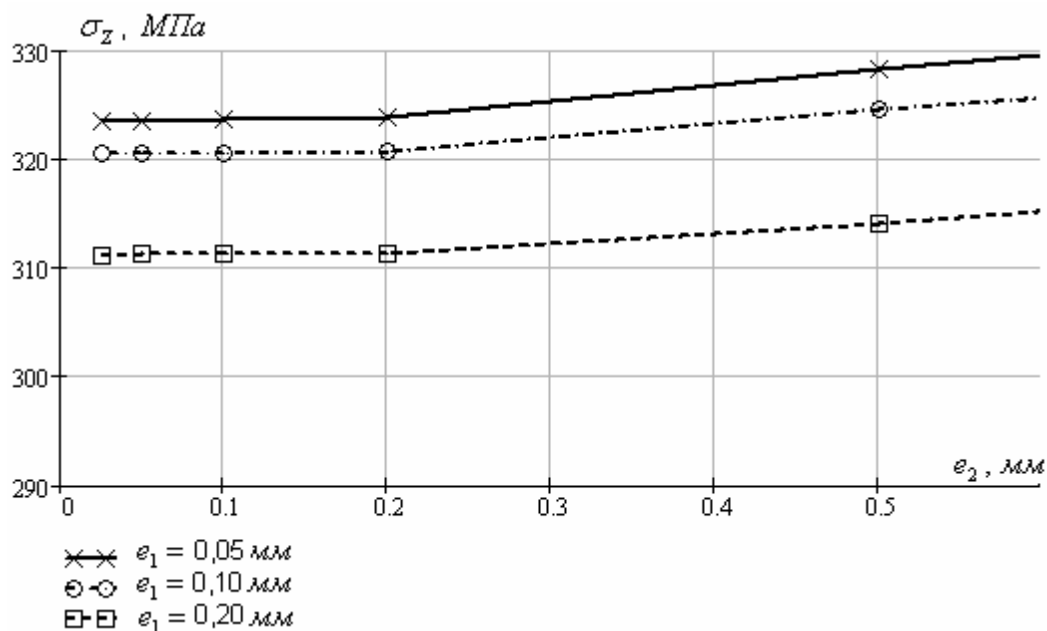


Рис.5. Влияние детализации сетки на максимальное значение  $\sigma_z$

Так как теоретические положения приводились для контактируемых тел, имеющих бесконечную длину, проведем сравнительный анализ теоретических значений распределения нормальных и касательных напряжений по глубине контакта и результатов расчета конечно-элементной модели в зависимости от длины контактируемых тел для  $L_1$ , равной 1мм, 10мм и 100мм. Размеры контактирующих элементов выберем с учетом предыдущего анализа:  $e_1 = 0,10$ мм и  $e_2 = 0,50$ мм. Результаты НДС показаны на рис.9.

Из данных результатов следует:

- 1) удовлетворительное совпадение распределения нормальных напряжений с теоретическими данными при соотношении  $L/D > 10\%$ ;
- 2) теоретические касательные напряжения завышены по сравнению с результатами конечно-элементного анализа до 30%;
- 3) точки максимальных касательных напряжений находятся немного ближе к поверхности, чем по теоретическим данным.

Данные несоответствия с теорией объясняются недостаточной точностью теоретических значений, допущениями, принятыми при теоретическом расчете, а также неточностью определения ширины контактной площадки при конечно-элементном анализе.

На основе на полученных результатов, предлагается следующая методика расчета контактных напряжений для твердотельных конструкций:

1. Разбиение геометрических моделей по поверхности конечными элементами типа PLOT ONLY таким образом, чтобы контактирующие узлы находились на линии передачи нагрузки.
2. Определение зазора между контактирующими узлами.
3. Построение локальных систем координат для каждой линии передачи нагрузки.
4. Задание материалов и свойств деталей, задание свойств GAP элементов по каждой линии передачи нагрузки с выбором соответствующей локальной системы координат. Рекомендуемое значение для параметра Max Penetration 1/10000 – максимального габаритного размера конструкции [5].
5. Разбиение геометрических моделей пространственными элементами с использованием поверхностной сетки.
6. Построение GAP элементов по контактирующим узлам с назначением соответствующих свойств.
7. Задание граничных условий и приложение внешних нагрузок.
8. Задание параметров нелинейного анализа. Рекомендуемый метод расчета – Полный Ньютона-Рафсона.
9. Расчет и анализ результатов.

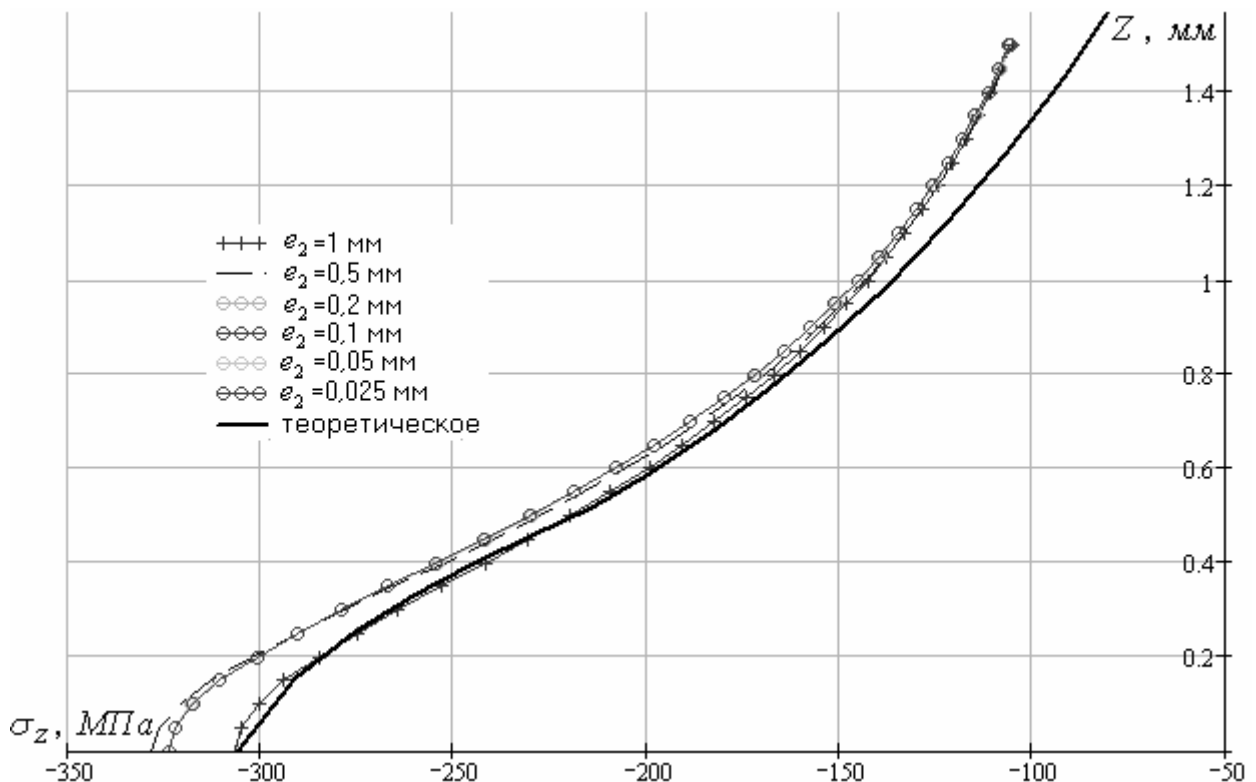


Рис.6. Распределение нормального напряжения  $\sigma_z$  вдоль оси Z при

$$e_1 = 0,05 \text{ мм}$$

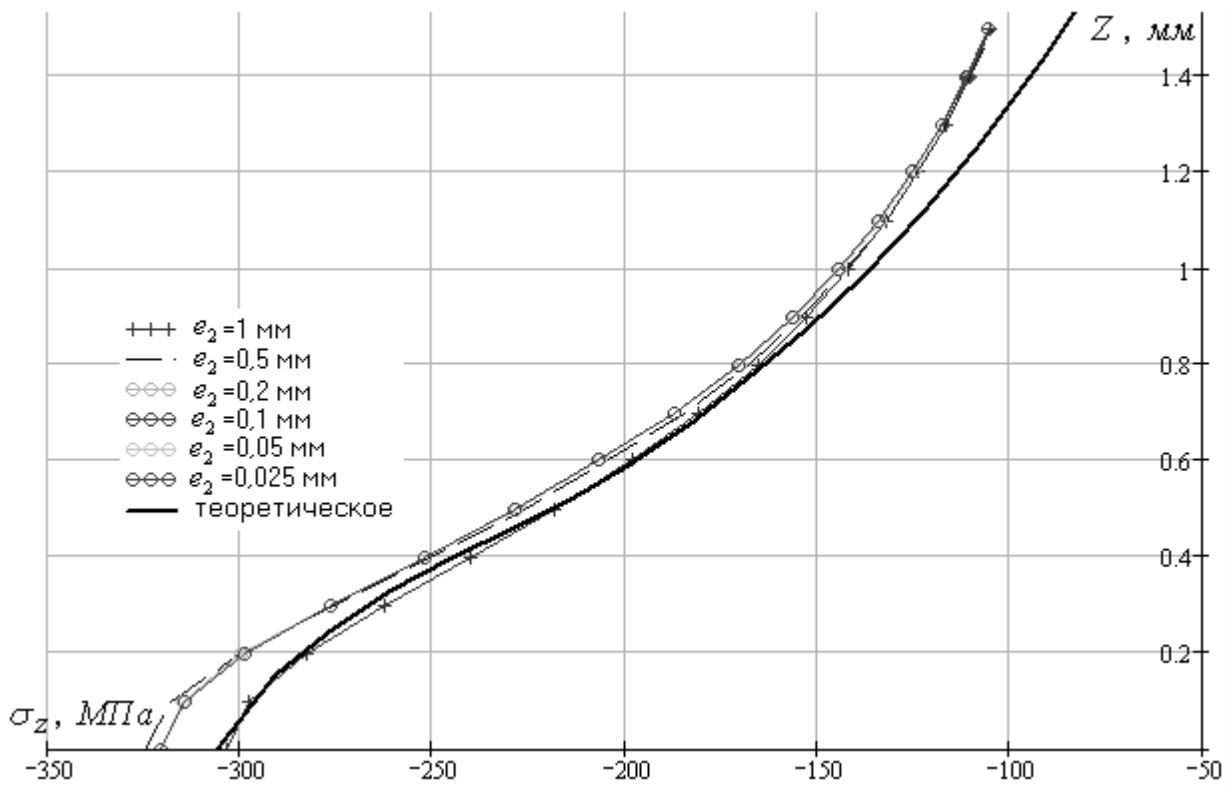


Рис. 7. Распределение нормального напряжения  $\sigma_z$  вдоль оси Z при  $e_1 = 0,10\text{мм}$

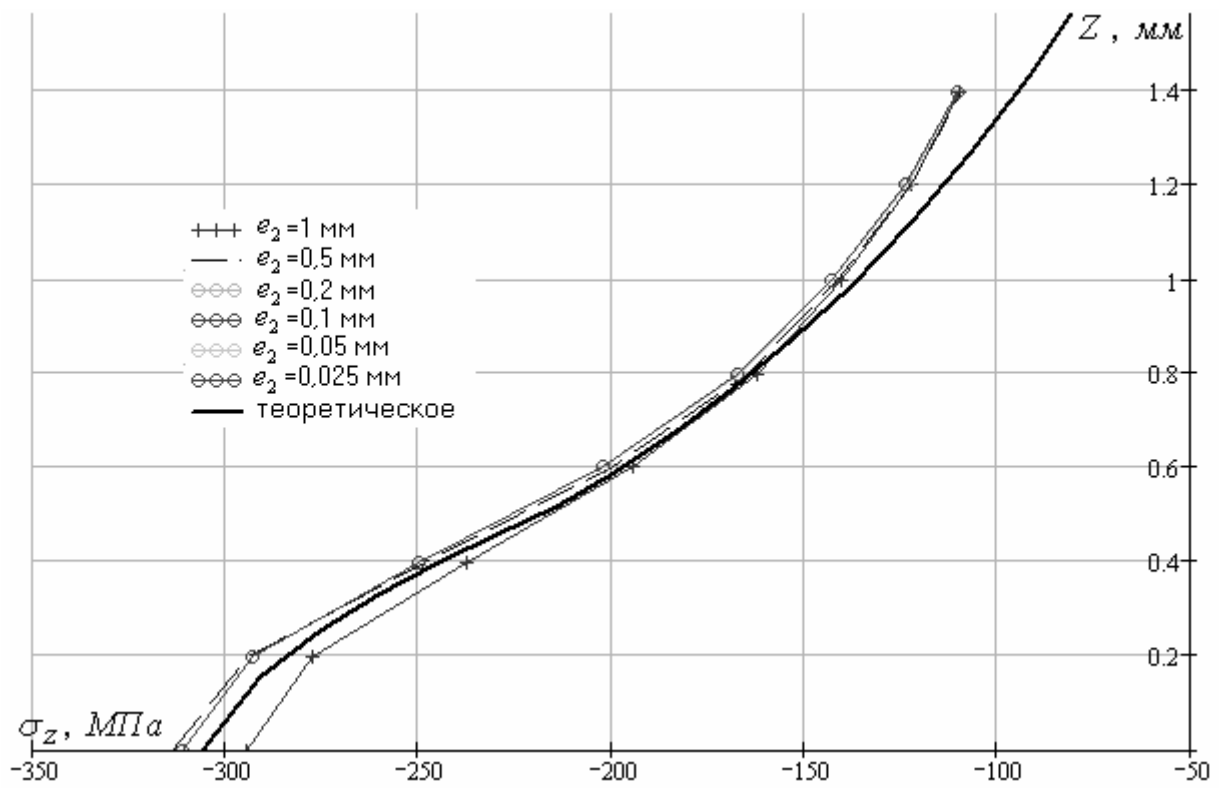


Рис. 8. Распределение нормального напряжения  $\sigma_z$  вдоль оси Z при  $e_1 = 0,20\text{мм}$

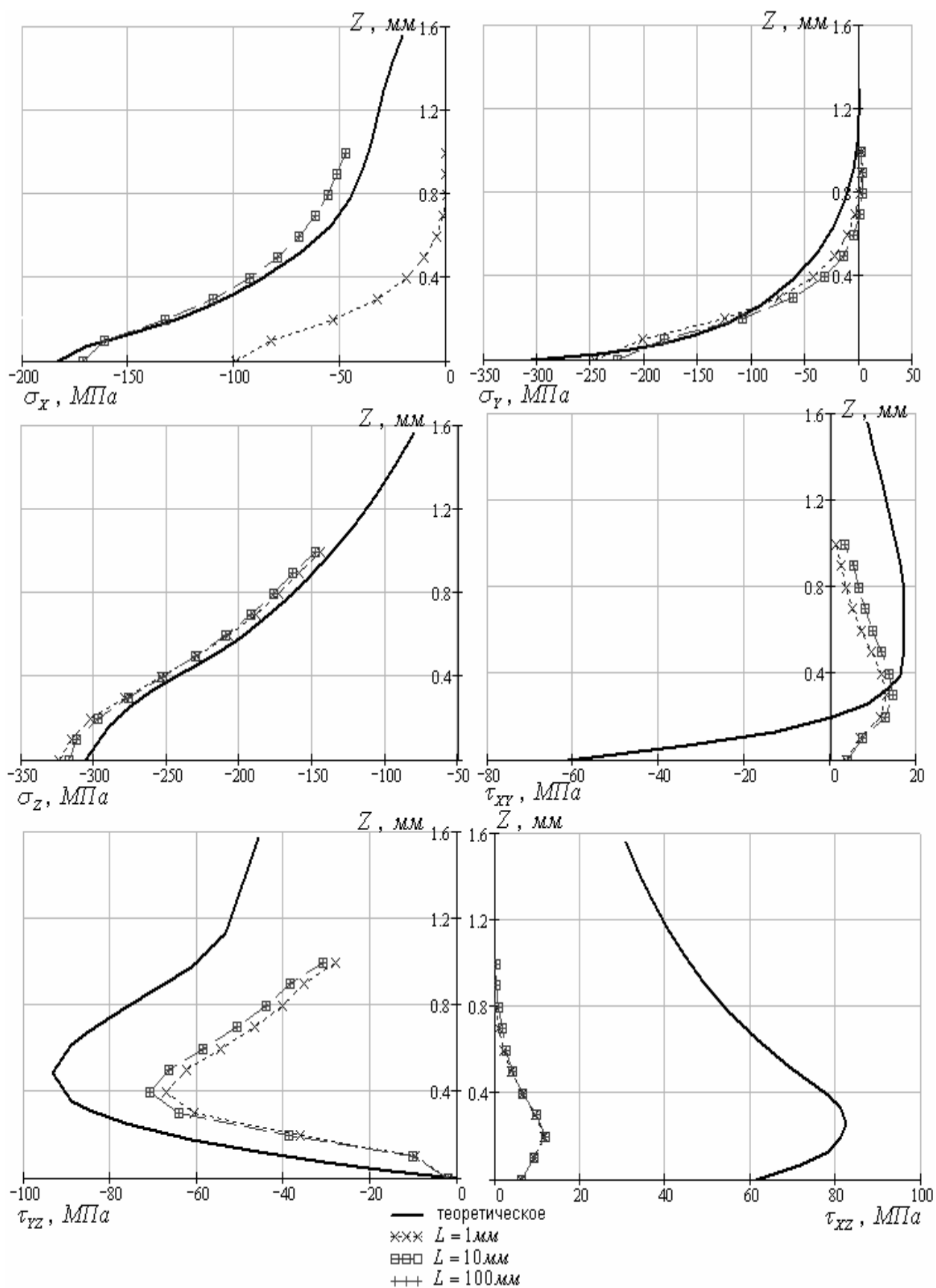


Рис. 9. Распределение напряжений вдоль оси Z



## **Выводы**

1. Проанализированы возможности программного пакета MSC.NASTRAN по расчету задач контактного взаимодействия методом конечных элементов.
2. Разработана методика определения контактных напряжений для твердотельных конструкций.

## **Список литературы**

1. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. – М.: Машиностроение, 1969. – 242 с.
2. Рычков С.П. MSC.visualNastran для Windows. – М.:ИТ Пресс, 2004 – 552 с.
3. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. – М.: ДМК Пресс, 2003. – 448 с.
4. Справочник машиностроителя / Ачеркан Н.С., Вукалович М.П., Кудрявцев В.Н. и др. – М.: Машгиз, 1962. – 654 с.
5. Высотский А.В. Нелинейный контактный анализ сборной конструкции ротора с учетом предварительного стягивающего усилия с использованием GAP элемента системе MSC.Nastran. Руководство пользователя. – М. 2003. – 48 с.