



**Workbench версий 10 и 11**

**Тема 5**

**Анализ свободных  
механических колебаний**

- Анализ свободных механических колебаний (или модальный анализ - *modal analysis*) проводится с целью определения собственных частот (*natural frequencies*) и форм колебаний (*mode shapes*) конструкции.
  - Расчет свободных колебаний проводится без учета динамических нагрузок, но является первым и обязательным шагом при решении более сложных динамических задач.
- Дифференциальное уравнение свободных колебаний является частным случаем общего уравнения движения.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\}$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0$$

- В анализе свободных колебаний предполагается упругое поведение конструкции, поэтому ожидаемый отклик является гармоническим:

$$\{x\} = \{\phi_i\} \cos(\omega_i t)$$

где  $\phi_i$  определяет форму колебаний  $i$ -ой моды (собственный вектор) и  $\omega_i$  является собственной частотой для этой моды.

- Подстановкой в предыдущее уравнение получаем:

$$\begin{aligned} -\omega_i^2 [M] \{\phi_i\} \cos(\omega_i t) + [K] \{\phi_i\} \cos(\omega_i t) &= 0 \\ (-\omega_i^2 [M] + [K]) \{\phi_i\} \cos(\omega_i t) &= 0 \end{aligned}$$

собственные частоты  $\omega_i$  можно найти из уравнения:

$$([K] - \omega_i^2 [M]) \{\phi_i\} = 0$$

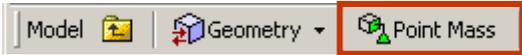
- В случае свободных колебаний собственные частоты  $\omega_i$  и формы колебаний  $\phi_i$  рассчитываются по уравнению:

$$\left( [K] - \omega_i^2 [M] \right) \{ \phi_i \} = 0$$

- Допущения при расчете свободных колебаний.
  - [K] и [M] являются константами, что означает следующее.
    - Принимается линейное упругое поведение материалов.
    - Используется теория малых деформаций, не учитываются нелинейные эффекты.
    - Матрица [C] отсутствует, значит не учитываются эффекты демпфирования.
    - Вектор сил {F} отсутствует, значит не рассчитывается возбуждение конструкции внешними силами.
    - Закрепление конструкции не является обязательным условием расчета, как в задачах статики.
  - Форма свободных колебаний вычисляется в относительных единицах и не позволяет определить абсолютные смещения.

- Последовательность анализа свободных механических колебаний аналогична линейному статическому анализу и включает следующие шаги.
  - **1** Загрузить геометрическую модель.
  - **2** Задать свойства материалов.
  - **3** Задать контактные условия.
  - **4** Выбрать опции расчета.
  - **5** Закрепить конструкцию.
  - **6** Составить список расчетных результатов в дереве проекта.
  - **7** Настроить решатель.
  - **8** Задать параметры сетки и создать сеточную модель.
  - **9** Провести расчет.
  - **10** Просмотреть расчетные результаты и подготовить аналитический отчет.

# 1 Геометрическая модель

- В модальном анализе рассчитываются все пространственные типы геометрических объектов:
  - *Solid bodies* – трехмерные твердые тела;
  - *Surface bodies* – двумерные поверхностные тела с заданной толщиной;
  - *Line bodies* – одномерные линейные тела с заданным сечением.
- Можно использовать точечные массы -   
*Point Mass*
  - Точечная масса увеличивает массу конструкции при расчете свободных колебаний. К конструкции добавляется только масса без изменения ее жесткости.
  - Точечные массы используются для увеличения распределенного веса на выбранной поверхности, что снижает расчетные значения собственных частот в модальном анализе.

## 2 Свойства материалов

- Для расчета требуются *Young's Modulus* – модуль Юнга, *Poisson's Ratio* – коэффициент Пуассона, *Mass Density* – плотность.
  - При анализе свободных колебаний к конструкции не прикладываются нагрузки и поэтому не требуются иные свойства материалов.

### 3 Контактные условия

- Возможно введение контактных условий в расчет. Но анализ свободных колебаний является линейным, и соответственно, контакты в модальном анализе отличаются от нелинейных контактов статики.

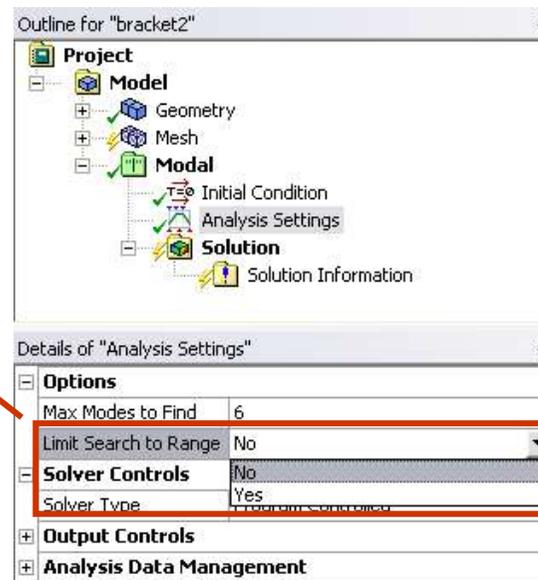
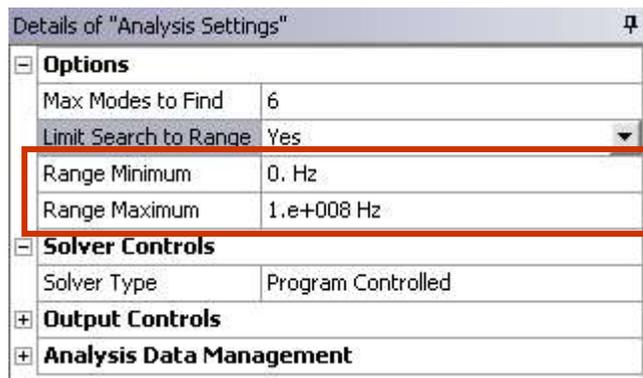
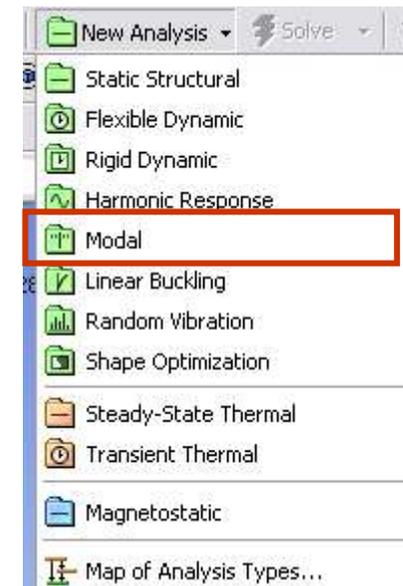
Тип контакта	Статический анализ	Модальный анализ		
		Начальное касание	Внутри области	За пределами области
Bonded	Bonded	Bonded	Bonded	Free
No Separation	No Separation	No Separation	No Separation	Free
Rough	Rough	Bonded	Free	Free
Frictionless	Frictionless	No Separation	Free	Free

- Отличие контактов в анализе свободных вибраций.
  - Два типа нелинейных контактов – *rough* (жесткий) и *frictionless* (без трения) – могут быть заданы в линейном анализе, но проявляют себя как *bonded* (связанный) или *no separation* (без разделения).
  - Если задан зазор, как в нелинейном типе контакта, в расчете принимается отсутствие контакта - *free*.
  - Поведение контактов *bonded* (связанный) и *no separation* (без разделения) зависит от размера области захвата - *pinball region size*.
    - Область захвата задается автоматически по умолчанию.

- В версии *ANSYS Professional* и выше при анализе свободных вибраций могут быть заданы дополнительные опции.
  - Для контактов *rough* (жесткий) и *frictionless* (без трения) можно выбрать позицию “*Interface Treatment*” (режим соединения) или “*Adjusted to Touch*” (изменить при касании), что соответствует поведению контакта как *bonded* (связанный) или *no separation* (без разделения) соответственно. Игнорируя заданный зазор, детали принимаются изначально соприкасающимися.
  - Размер области захвата можно изменить, чтобы обеспечить контакт *bonded* или *no separation*, игнорируя заданный зазор.
- В версии *ANSYS Structural* и выше контакт с трением (*frictional*) принимается связанным (*bonded*), если поверхности соприкасаются; открытый контакт игнорируется – отсутствует – *free*.
  - Не рекомендуется задавать контакт с трением при анализе свободных вибраций, поскольку такой контакт является нелинейным.

## 4 Опции расчета

- Запустив программу, следует выбрать модальный тип анализа *Modal* в списке задач.
- В дереве проекта задается число вычисляемых мод: от 6 до 200.
- задается интервал поиска собственных частот, по умолчанию установлен интервал от 0 до 100 МГц.

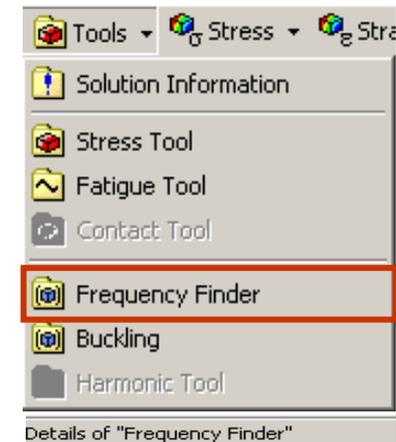


## 5 Нагружение и закрепление

- В анализе свободных вибраций не задаются конструкционные и тепловые нагрузки.
  - Нагрузки могут быть учтены как предварительные - *pre-stress*.
- Можно задавать закрепление конструкции в модальном анализе.
  - Если не задано закрепление, возможно жесткое движение тел. Частота, соответствующая жесткому движению, 0 Гц (или около 0 Гц). В отличие от статического линейного анализа при расчете свободных вибраций предотвращение жесткого движения тел не является обязательным условием.
  - Граничные условия важны, они влияют на форму и частоту колебаний конструкции. Ограничение степеней свободы конструкции следует задавать тщательно.
  - Закрепление со сжатием - *compression only support* является нелинейным и не учитывается при расчете свободных колебаний.
    - Если задано закрепление со сжатием, в расчете оно проявляется как закрепление без трения - *frictionless support*.

## 6 Расчетные параметры V10

- В дерево проекта следует включить расчетные параметры вибрационного анализа - *Frequency Finder*.
  - В дереве проекта появляется позиция *Frequency Finder* в разделе *Solutions*.
  - В окне настроек для расчетных параметров можно изменять “*Max Modes to Find*” (число мод к расчету) – по умолчанию выбрано 6, максимальное возможное количество равно 200. Выбор большого числа мод к расчету увеличивает расчетное время.
  - Можно выделить интересующий интервал собственных частот к расчету, выбрав “Yes” в позиции “*Limit Search to Range*” (интервал поиска).
    - По умолчанию, если интервал поиска не ограничен, расчет начинается с частоты 0 Гц, что соответствует жесткому движению конструкции.

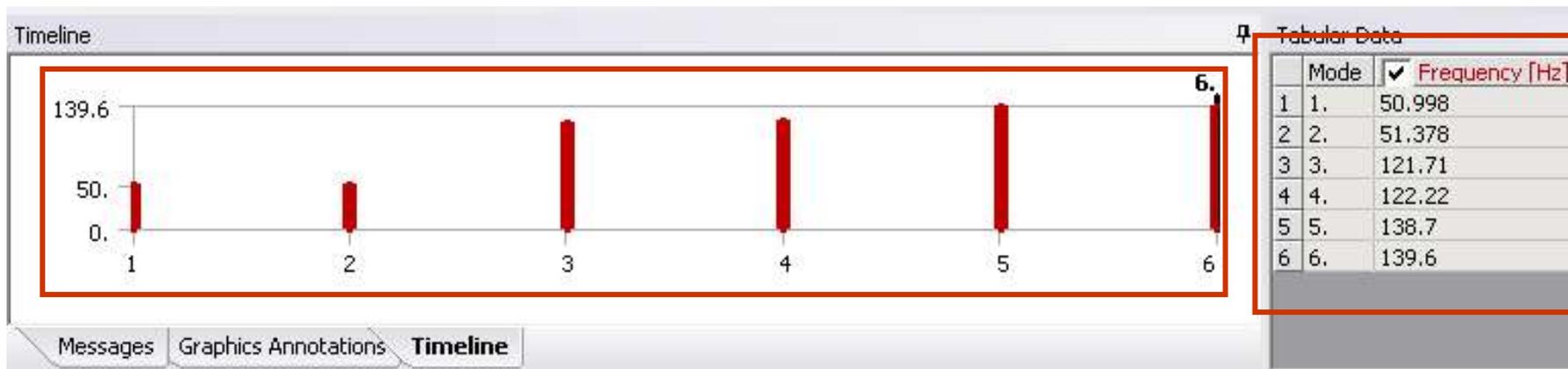


Max Modes to Find	6
Limit Search to Range	Yes
Range Minimum	0. Hz
Range Maximum	1.e+008 Hz

Если выбран ограниченный интервал поиска “Limit Search to Range”, следует ввести границы интервала – минимум и максимум в Гц. В позиции “Max Modes to Find” при этом следует задать достаточное количество мод.

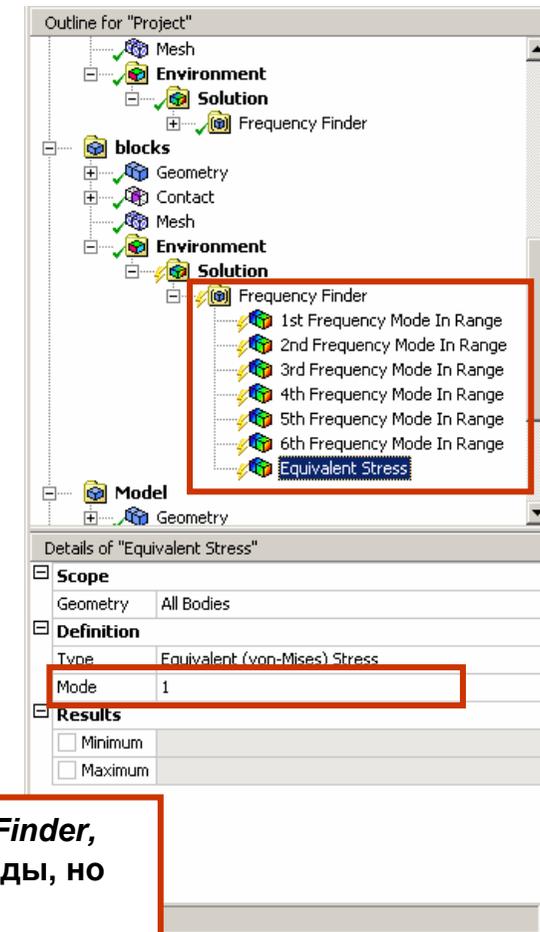
# Расчетные параметры V11

- В модальном анализе нет обширного перечня расчетных параметров. Сам по себе выбор модального типа анализа предполагает расчет собственных частот и форм колебаний. Поэтому можно сейчас запустить расчет.
- По окончании расчета во вкладке решений появится диаграмма и таблица с вычисленными значениями собственных частот.



- Для каждой вычисленной собственной частоты можно запросить просмотр соответствующей формы колебаний.

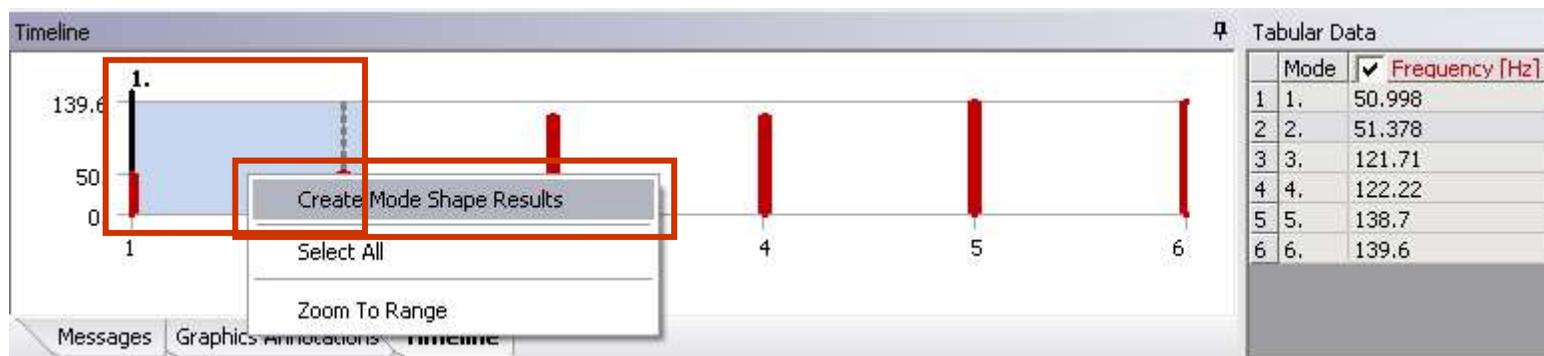
- В окне настроек для расчетных результатов можно изменять опции.
  - При включенной опции “*Max Modes to Find*” можно переключателем изменять количество рассчитываемых мод.
  - С помощью контекстных инструментов можно добавлять в список расчетных результатов напряжения - *stress*, деформацию - *strain*, или смещения - *directional displacements*.
    - Для каждого добавленного напряжения, деформации или смещения следует указать в списке “*Mode*”, к какой моде относится запрашиваемый параметр.



Напряжения и деформации следует запросить в раздел *Frequency Finder*, где они вычисляются в относительных единицах для указанной моды, но не в раздел *Solution*, где обычно эти параметры вычисляются в статическом линейном анализе конструкций в абсолютных единицах.

При вычислении мод расчетные параметры – напряжения, деформации – вычисляются относительными, поскольку не задается возбуждение конструкции внешними силами.

- На диаграмме или в таблице можно выбрать частоты для просмотра соответствующих форм колебаний.
  - Нажмите правую клавишу мыши и выберите все или несколько мод.
  - Нажмите правую клавишу мыши и выберите строчку в падающем меню *Create Mode Shape Results* – Создать результаты для модальных форм.
  - Для выбранных мод будут добавлены в перечень расчетных результатов деформации - *Total Deformation*.
  - Нажмите *Solve*, чтобы обновить расчетные результаты.



## 7 Опции решателя V10

- В окне настроек решателя задается тип анализа.
  - Для анализа свободных вибраций в окне настроек обычно нет необходимости изменять опции.
    - В большинстве случаев тип решателя - “Solver Type” оставляют по умолчанию - “Program Controlled”.
    - Для больших моделей из твердых элементов при расчете небольшого числа мод тип решателя - “Solver Type” выбор итерационного решателя - “Iterative” будет более эффективным.
  - В позиции “Analysis Type” следует задать тип анализа - “Free Vibration”

Details of "Solution"	
Options	
Max Refinement Loops	1.
Save ANSYS db	No
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	Off
Solution	
Analysis Type	Free Vibration
Nonlinear Solution	No
Solver Working Directory	D:\temp\
Solver Messages	No

- Для обычного модального анализа изменение опций не будет эффективным, за исключением типа решателя - “Solver Type”
  - “Large Deflection” – большие деформации и “Weak Springs” – слабые пружины эффективны только в статическом анализе.
  - “Solver Type” – тип решателя можно выбрать прямой - “Direct” или итерационный - “Iterative”.
    - Опции “Program Controlled” – выбирается программой и “Direct” – прямой – означают, что используется блочный метод (*Block Lanczos*) извлечения собственных значений и разреженный прямой решатель (*sparse direct*). Соответствующие команды - `MODOPT,LANB` и `EQSLV,SPARSE`. Это наиболее устойчивый способ нахождения собственных значений, поскольку он обрабатывает маленькие и большие модели, все типы сеток (*beam* - балочные, *shell*-оболочковые, *solid* – твердые). Этот способ используется по умолчанию.
    - Выбор опции “Iterative” означает использование динамических методов, а именно – подпространственного метода извлечения собственных значений (*subspace eigenvalue extraction method*) и решателя PCG. Соответствующие команды - `MODOPT,SUBSP` и `EQSLV,PCG`. Этот способ эффективен для больших моделей из твердых элементов при расчете небольшого числа мод.

## 8-9 Создание сетки и решение V10

- Решение запускается пиктограммой Solve. 
  - Поскольку свободные колебания конструкции описываются более сложным уравнением, чем в случае статического анализа, расчет требует большего времени.
  - В табличной вкладке графического окна для раздела *Solution* можно вызвать информацию – “Solution Information” об использованных ресурсах памяти и др.
  - Если появляется необходимость дополнительно вычислить напряжения, деформации или проанализировать после завершения расчетов несколько мод помимо тех, которые уже вычислены, следует ввести соответствующие изменения в дерево проекта и повторить решение.

```
113 1445 TARGET170 0.100 0.000069
114 1445 CONTAL174 1.622 0.001123
Time at end of element matrix formulation CP= 113.803642.

BLOCK LANCZOS CALCULATION OF UP TO 10 EIGENVECTORS.
NUMBER OF EQUATIONS = 78099
MAXIMUM WAVEFRONT = 335
MAXIMUM MODES STORED = 10
MINIMUM EIGENVALUE = 0.0000
MAXIMUM EIGENVALUE = 0.10000E+09
EST. OF MEMORY NEEDED = 66.377 (MB)
MEMORY AVAILABLE FOR EIGENSOLVER = 35.330 (MB)

MEMORY TO PERFORM EIGENEXTRACTION: using Min core
MIN. TO COMPLETE VALUE INPUT = 942914 7.1939 (MB)
MIN. FOR PART IN-CORE AND OUT-OF-CORE = 3125084 23.842 (MB)
MIN. FOR IN-CORE = 0 0.0000 (MB)
RECOM. FOR PART IN-CORE AND OUT-OF-CORE = 4328147 33.021 (MB)
RECOM. FOR IN-CORE = 0 0.0000 (MB)

LANCZOS CYCLE NUMBER = 1
new shift: 2.6127D+02 modes still needed: 10

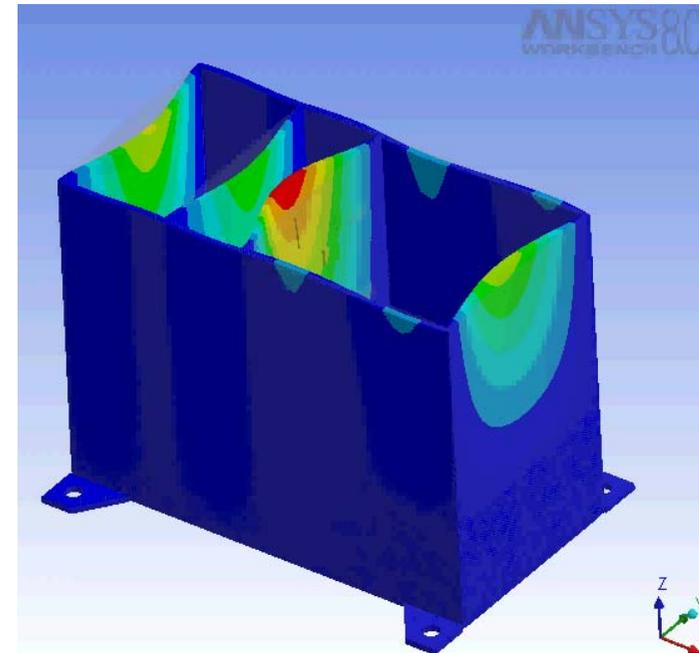
FREQUENCIES AT CURRENT LANCZOS CYCLE
1 0.32176618E-02 2 0.16941676E-02 3 0.10728467E-02
4 0.78602383E-03 5 0.14605373E-02 6 0.36683197E-02
7 0.56835693E+03 8 0.52875003E+03 9 0.48610771E+03
10 0.42305218E+03 11 0.39860226E+03

number of steps : 7
eigenvalues found : 11
total no. eigenvalues: 11

LANCZOS CYCLE NUMBER = 2
new shift: 1.1895D+07 modes still needed: 0
```

# 10 Просмотр результатов V10

- По завершении расчетов можно просмотреть вычисленные моды.
  - Поскольку не вычисляется возбуждение конструкции внешними силами, в расчетных результатах представляется относительная форма свободных колебаний.
    - Форма колебаний (смещения), напряжения и деформации не вычисляются для свободных колебаний в абсолютных величинах, только в относительных.
  - Частоты выводятся в окне настроек для всех вычисленных мод.
  - В контекстных инструментах для расчетных результатов есть возможность анимировать смещения для каждой моды.



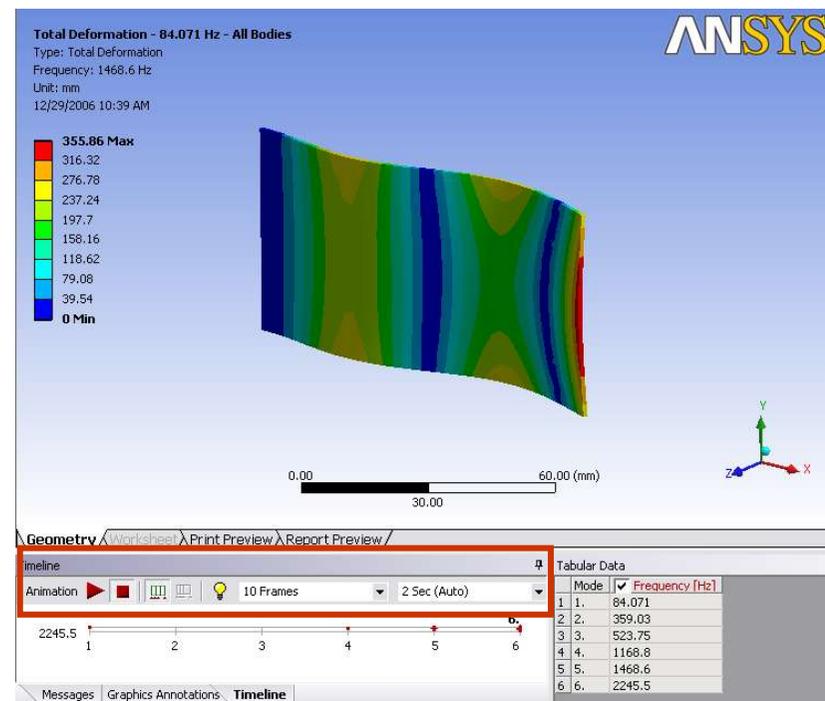
# Просмотр результатов

- Все вычисленные собственные частоты можно просмотреть в табличной вкладке графического окна - **Worksheet**.
  - Просматривая формы и частоты собственных колебаний, можно прогнозировать динамический отклик конструкции на внешнее возбуждение в различных направлениях.

Frequency Finder			
Name	Mode	Frequency (Hz)	Status
1st Frequency Mode In Range	1	0.	Solved
2nd Frequency Mode In Range	2	0.	Solved
3rd Frequency Mode In Range	3	0.	Solved
4th Frequency Mode In Range	4	1.0728e-003	Solved
5th Frequency Mode In Range	5	1.6942e-003	Solved
6th Frequency Mode In Range	6	3.2177e-003	Solved
7th Frequency Mode In Range	7	398.6	Solved
8th Frequency Mode In Range	8	423.05	Solved
9th Frequency Mode In Range	9	486.11	Solved
10th Frequency Mode In Range	10	528.75	Solved

# 10 Просмотр результатов V11

- Под графическим окном расположена панель анимации, которую можно использовать для просмотра формы колебаний.



- В расчет свободных колебаний можно включить эффекты предварительных напряжений.
  - Напряженное состояние конструкции, вызванное статическими нагрузками, влияет на собственные частоты. Такое влияние может оказаться принципиально важным для тонких объектов, имеющих малые линейные размеры в одном или двух направлениях.
  - Представьте звучание гитарной струны – если увеличить осевое натяжение, поперечные частоты увеличиваются. Это яркий пример влияния предварительных напряжений на собственную частоту колебаний конструкции.

- При расчете свободных колебаний с учетом предварительных напряжений автоматически производится две итерации:
  - Сначала проводится линейный статический анализ согласно уравнению:

$$[K]\{x_o\} = \{F\}$$

- Исходя из рассчитанного напряженного состояния вычисляется матрица жесткости, обусловленная напряжениями [S] :

$$[\sigma_o] \rightarrow [S]$$

- Затем вычисляются свободные колебания с учетом добавленной жесткости [S] :

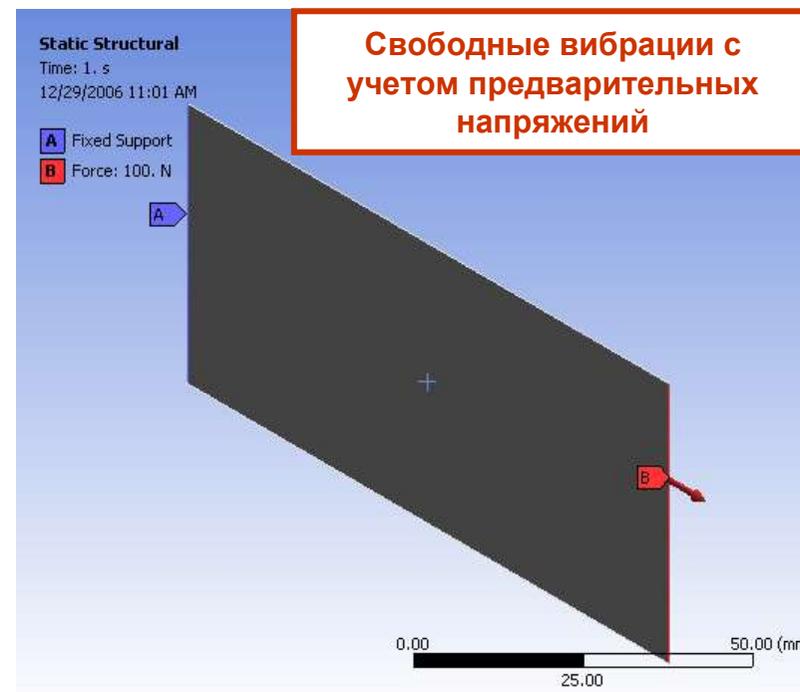
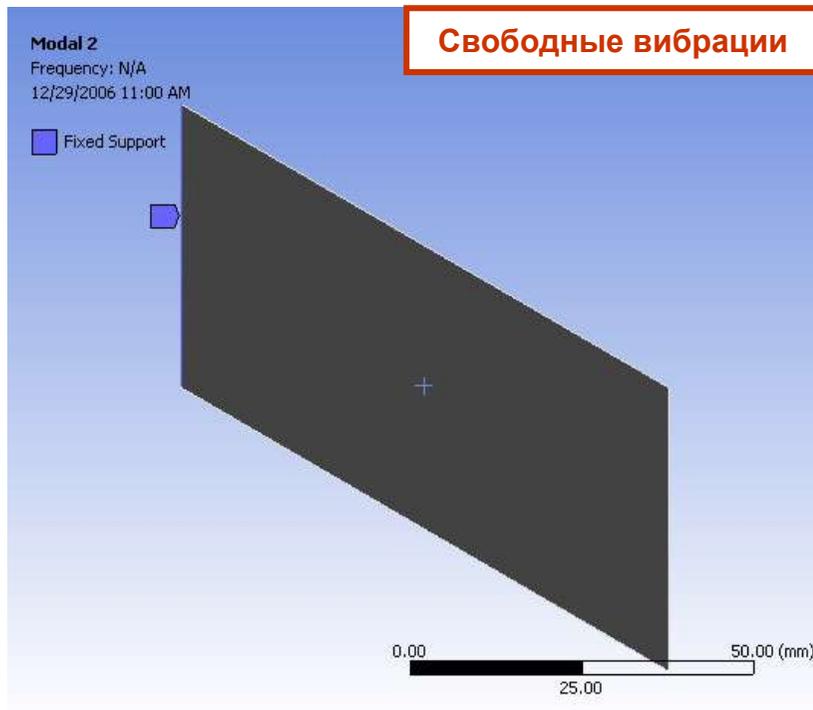
$$([K + S] - \omega_i [M])\{\phi_i\} = 0$$

## Приложение нагрузки

- Расчет свободных колебаний с учетом предварительных напряжений (*prestressed modal analysis*) требует дополнительных действий.
  - Следует приложить конструкционную и/или термическую нагрузку, чтобы сначала в статическом анализе рассчитать предварительное напряженное состояние.
  - В раздел Solution можно включить результаты статического линейного анализа.
    - Напряжения и деформации, включенные в список расчетных результатов *Frequency Finder*, вычисляются для указанной моды как относительные значения.
    - Напряжения, деформации и смещения, включенные в список расчетных результатов *Solution*, вычисляются как отклик на приложенную статическую нагрузку.

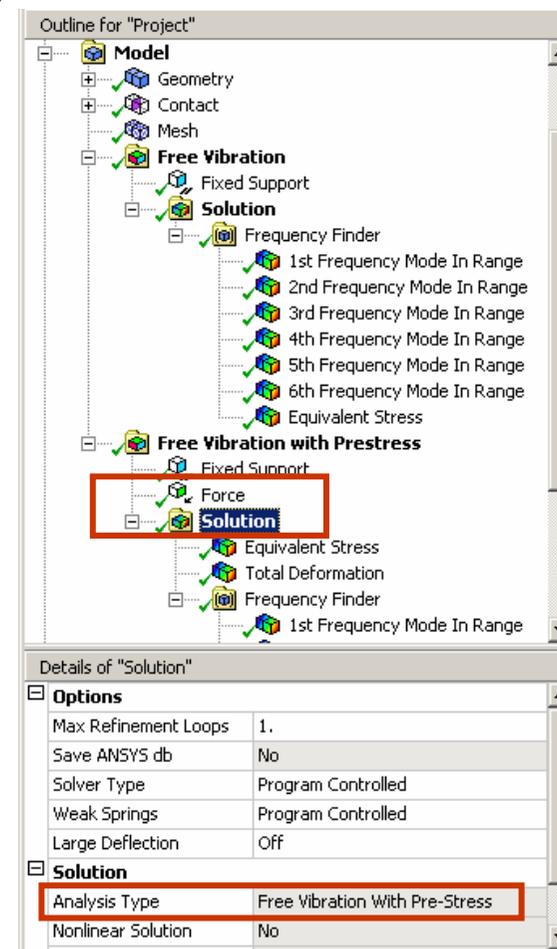
# Пример

- Тонкая пластина закреплена за один край.
  - Сравним свободные колебания пластины в двух случаях – когда предварительная нагрузка 1) отсутствует и 2) прикладывается.



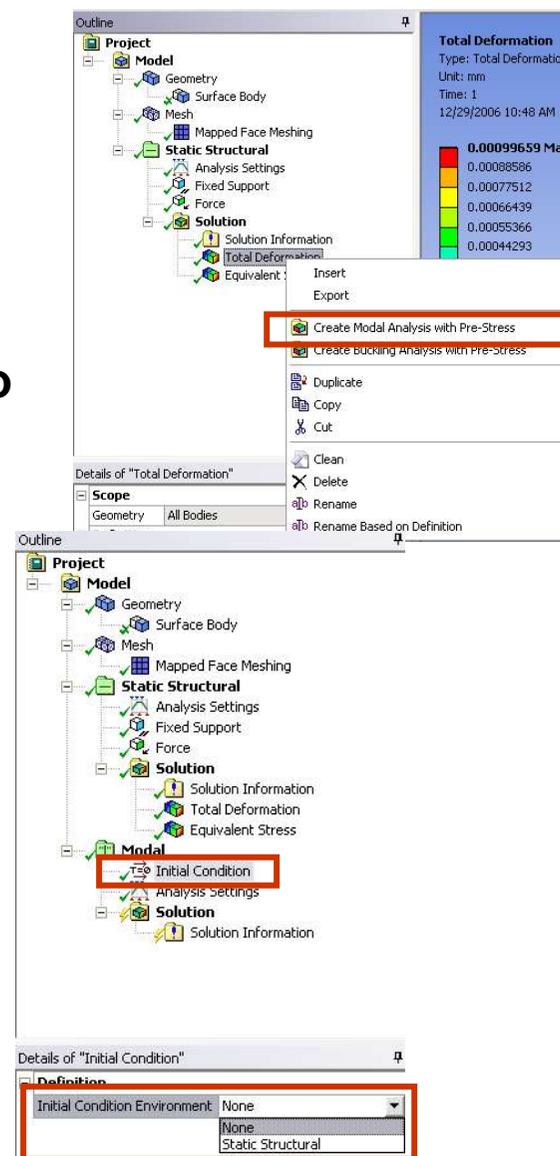
## Дерево проекта V10

- Решение проводится дважды, в дереве проекта задается две задачи, различие задач заключается только в предварительном нагружении.
  - В дереве проекта раздел “*Free Vibration with Pre-Stress*” представляет расчет вибраций с учетом предварительных напряжений.
  - Если расчетные результаты - *displacement, stress, strains* - включены непосредственно в список *Solution*, они учитываются, вычисляются и просматриваются на первом этапе вычислений - в линейном статическом анализе.



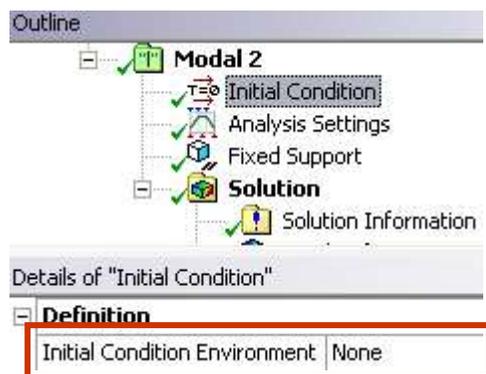
## Дерево проекта V11

- Прежде чем стартовать модальный анализ, производится расчет предварительных напряжений в статическом линейном анализе.
  - Выберите в дереве проекта строчку с расчетными результатами статического анализа, нажмите правую клавишу мыши, выберите в падающем меню позицию *Create Modal Analysis with Pre-stress*.
  - Другой вариант работы: в меню *New Analysis* выберите тип *Modal*.
    - В этом случае начальные условия для модального анализа - *Initial Condition* в дереве проекта следует задать в окне определений как статические - *Static Structural*.

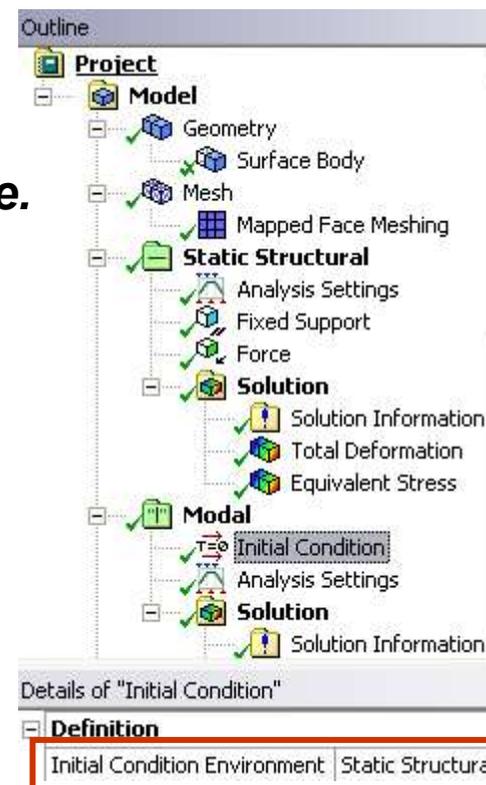


## Описание примера V11

- Два случая вибрации пластины – без напряжений и с учетом предварительных напряжений различным образом описываются в дереве проекта.
  - Для ненапряженной пластины опцию начальных условий *Initial condition* следует задать в окне определений *None*.
  - Для напряженной пластины опцию начальных условий *Initial condition* следует задать *Static Structural*.

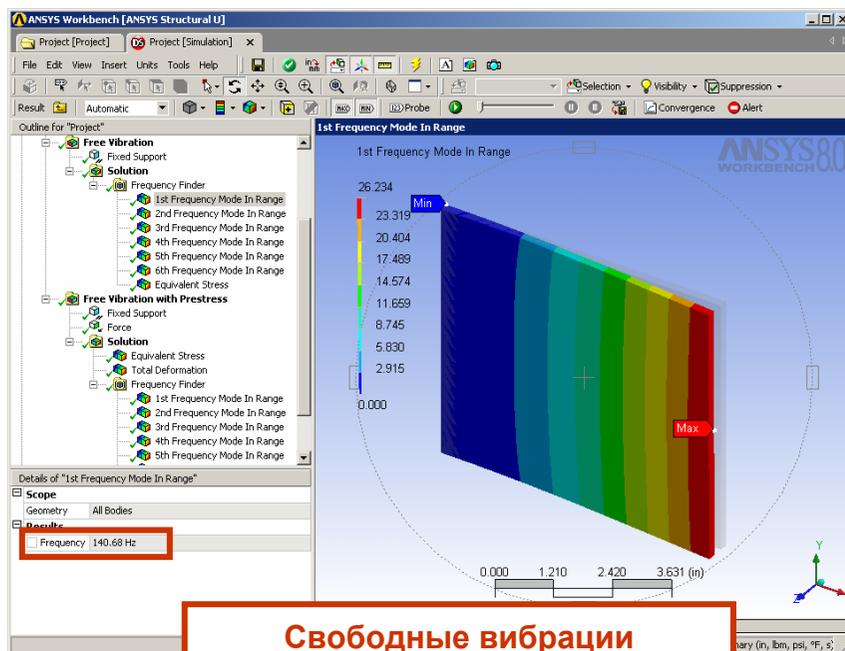


Свободные  
вибрации

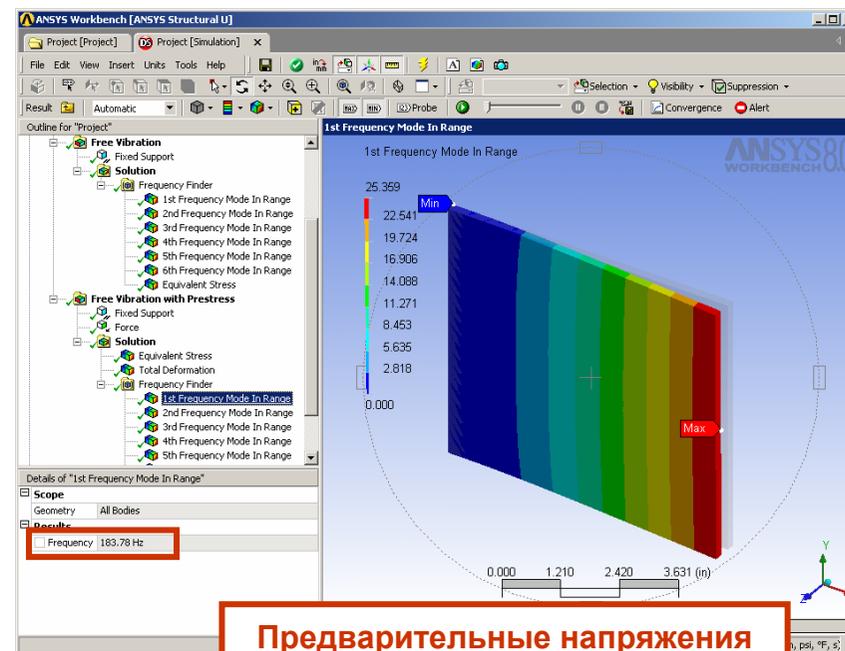


Вибрации  
напряженной  
конструкции

- Приложенная сила создает в пластине растягивающие напряжения, что приводит к увеличению собственной частоты колебаний.

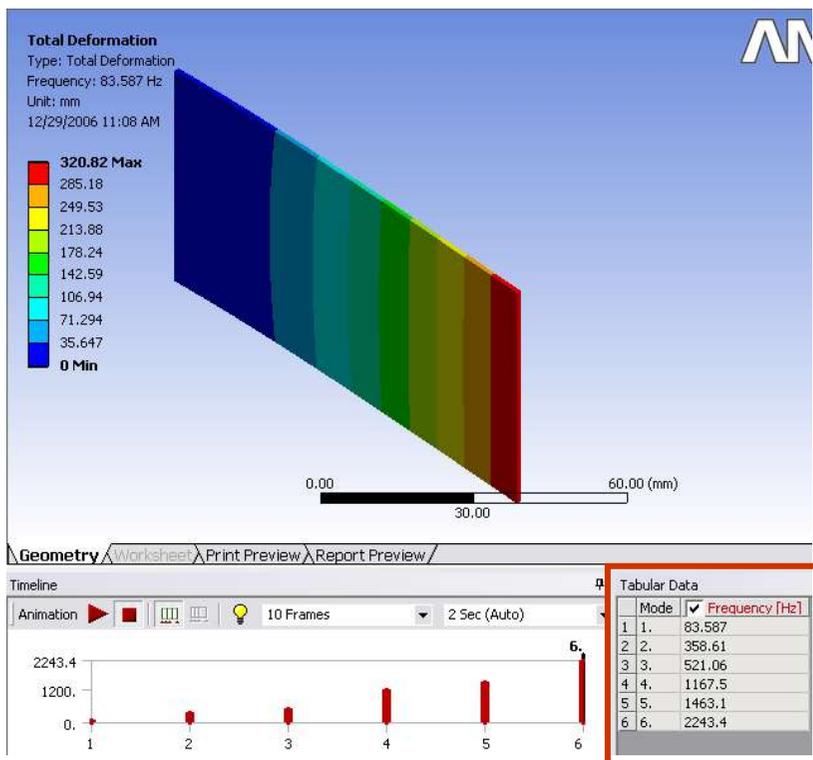


**Свободные вибрации**  
Частота первой моды: 141 Гц

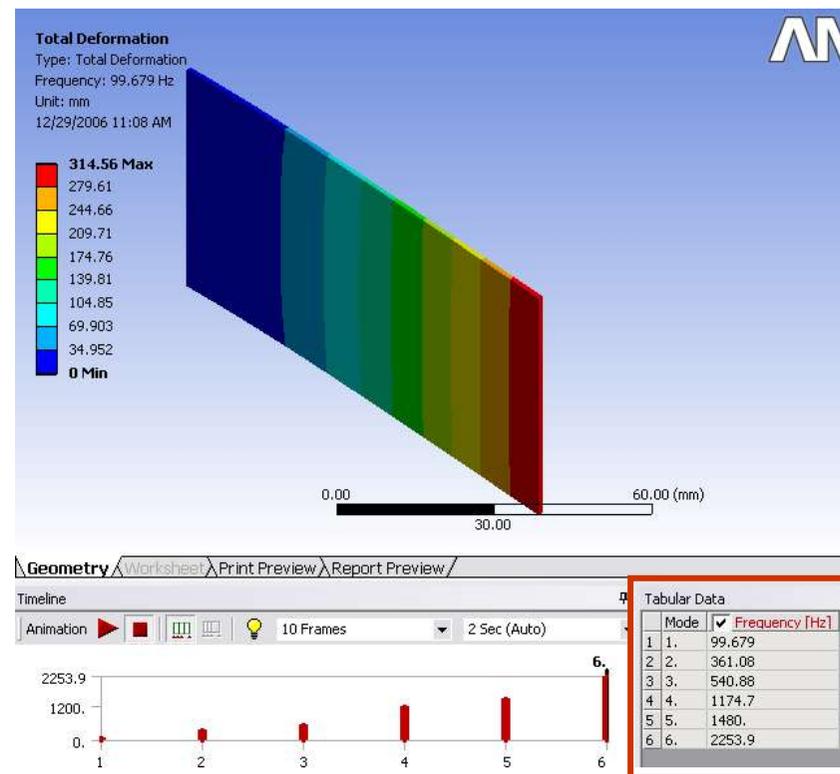


**Предварительные напряжения**  
Частота первой моды: 184 Гц

- Приложенная сила создает в пластине растягивающие напряжения, что приводит к увеличению собственной частоты колебаний.



Свободные вибрации  
Частота первой моды: 141 Гц



Предварительные напряжения  
Частота первой моды: 184 Гц

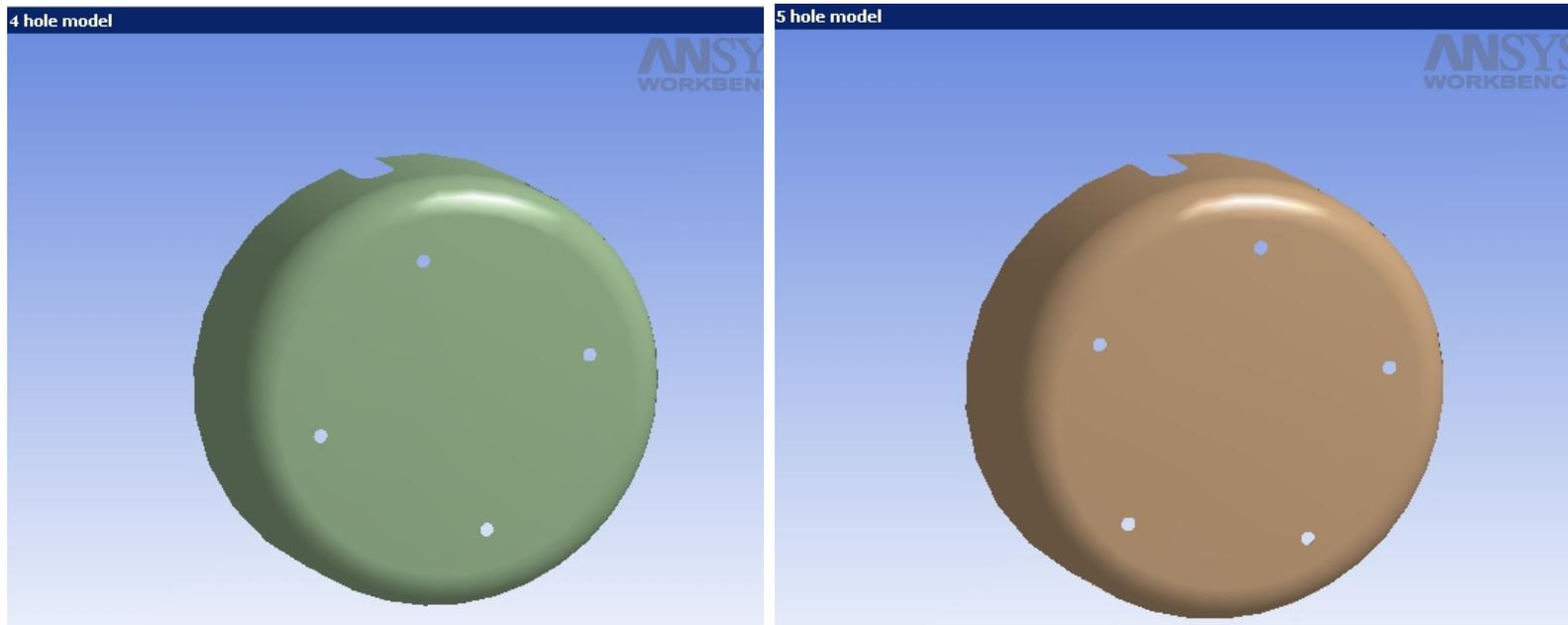


**Лабораторная работа № 5**

**Модальный анализ**

# Цель

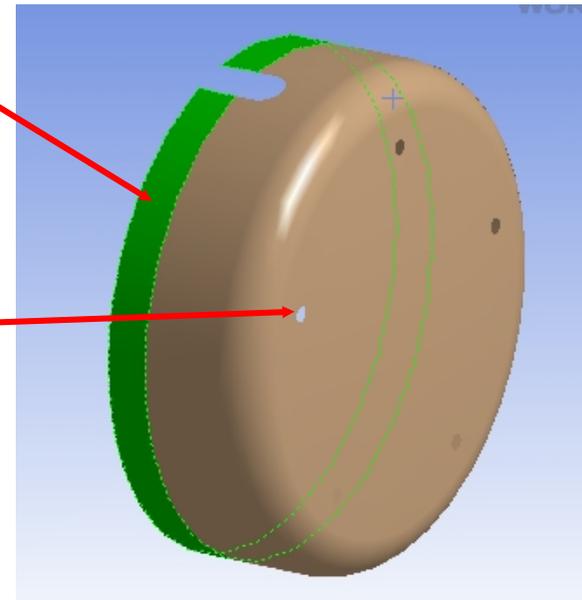
- Найти вибрационные характеристики стальной крышки мотора, работающего на частоте 1000 Гц. Крышка крепится болтами к цилиндрическому корпусу.
- Снизить число точек закрепления с 5 до 4 и проследить влияние способа закрепления на частотные характеристики.



- Контакт крышки с цилиндрическим корпусом моделируется по типу контакта без трения - *frictionless support*. Контакт без трения разрешает скольжение, но исключает смещение контактирующих поверхностей по нормали к поверхности. В случае контакта цилиндрических поверхностей разрешено движение осевое и касательное, но запрещено радиальное движение.

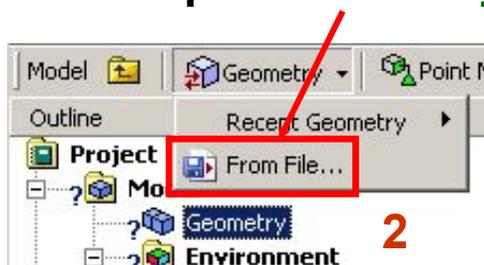
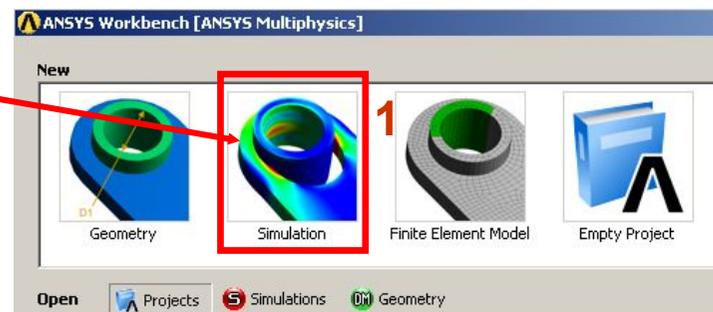
Поверхность контакта без трения

- Для моделирования болтового соединения используется фиксированное закрепление по ребрам болтовых отверстий - *fixed support*.



# Запуск программы V10

1. В запускающем модуле выберите пиктограмму **Simulation**.
2. Импортируйте геометрию. Выберите **Geometry > From File ...** и найдите в списке файл **labrab5\_var1.x\_t**.

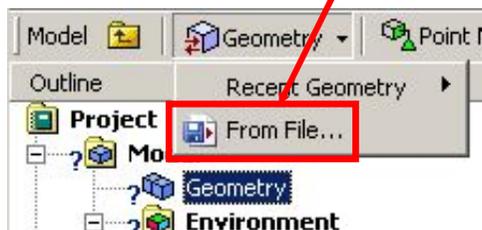
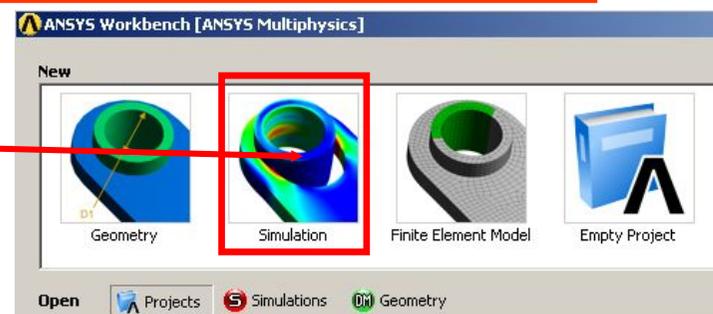


3. Закройте мастер расчетов.
- Следует импортировать две модели в дерево проекта, что позволит сравнить два варианта конструкции в одном проекте. Как организовать импорт второй геометрии, смотрите дальше.

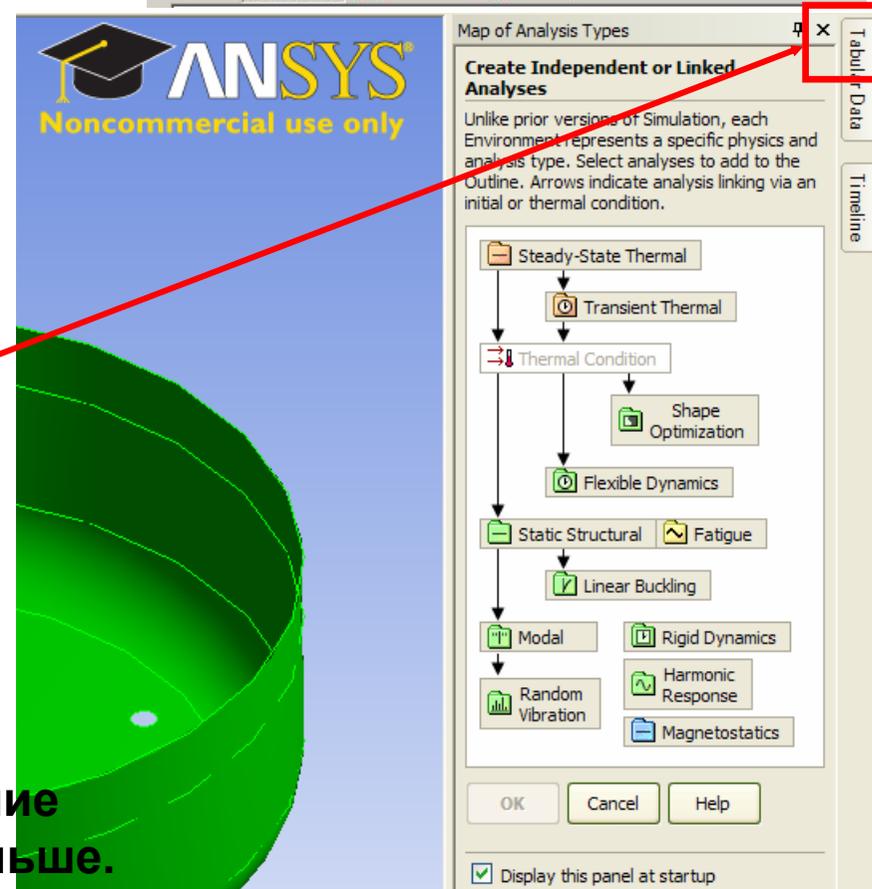


# Запуск программы V11

- В запускающем модуле выберите пиктограмму **Simulation**.
- Импортируйте геометрию. Выберите **Geometry > From File . . .** и найдите в списке файл **labrab5\_var1.x\_t**.



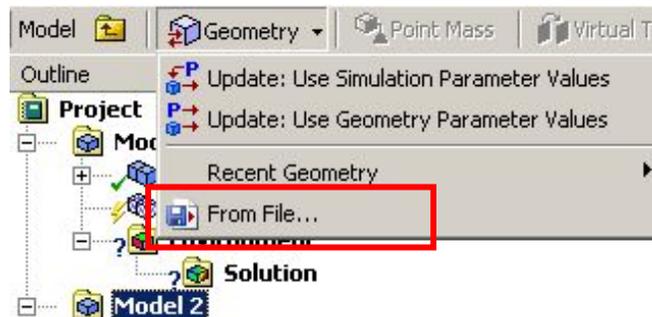
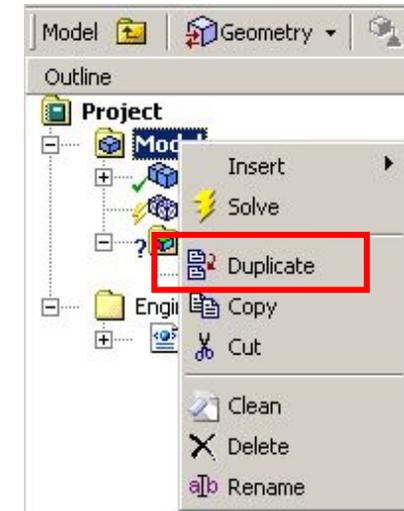
- Закройте мастер расчетов.
- Следует импортировать две модели в дерево проекта, что позволит сравнить два варианта конструкции в одном проекте. Как организовать импортирование второй геометрии, смотрите дальше.



# Импорт геометрии

4. В дерево проекта следует импортировать второй вариант конструкции – с меньшим числом отверстий под болты. В дереве проекта для этого следует создать вторую расчетную модель.

- Выделите раздел *Model* в дереве проекта и в контекстном меню выберите позицию *Duplicate* (дублировать). В дереве проекта появится раздел *Model 2*.
- Выделите раздел *Model 2* и в контекстных инструментах выберите *Geometry > From File . . . .*

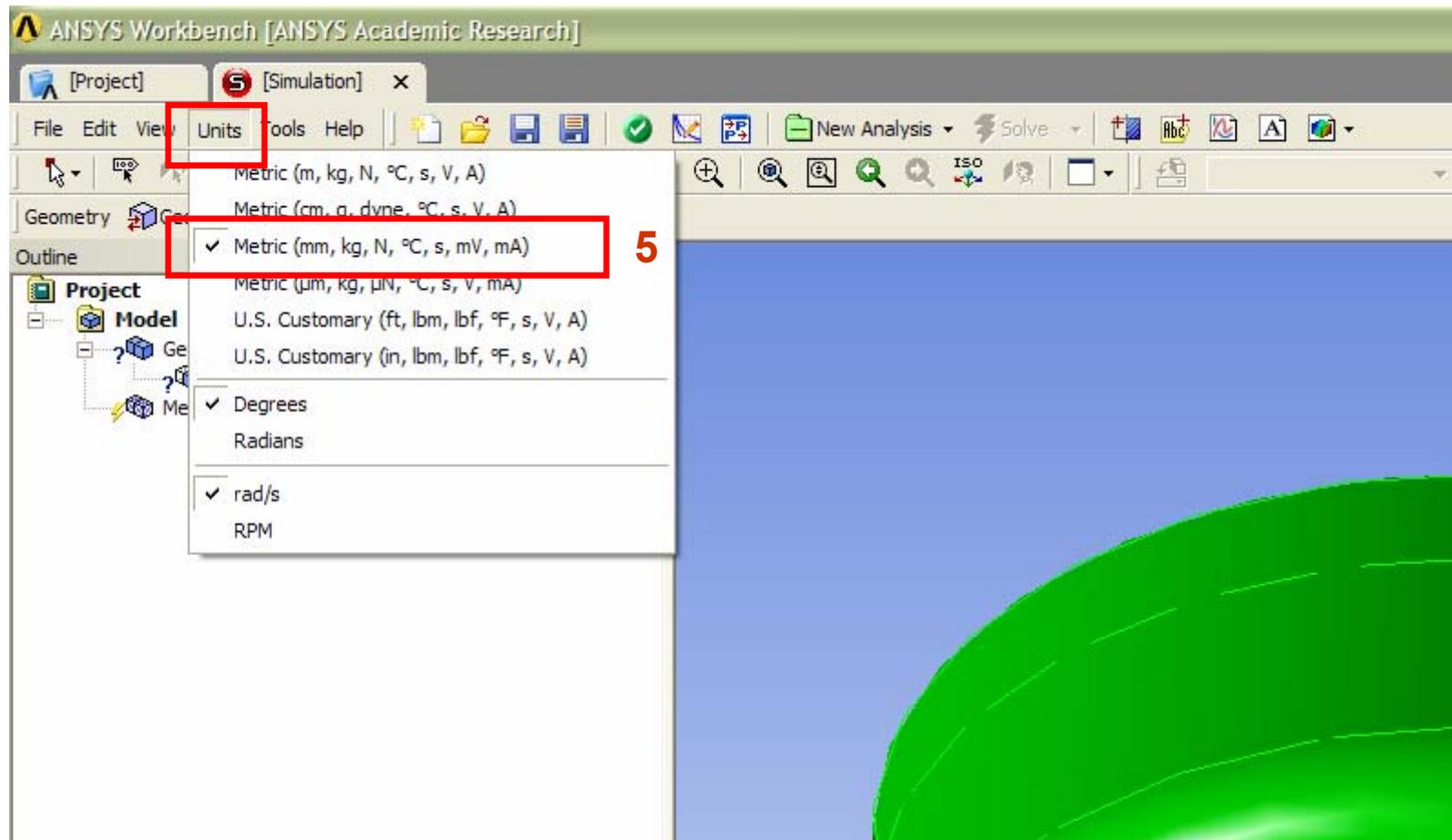


- Найдите нужную папку и в списке выберите файл *labrab5\_var2.x\_t*.

# Единицы измерения

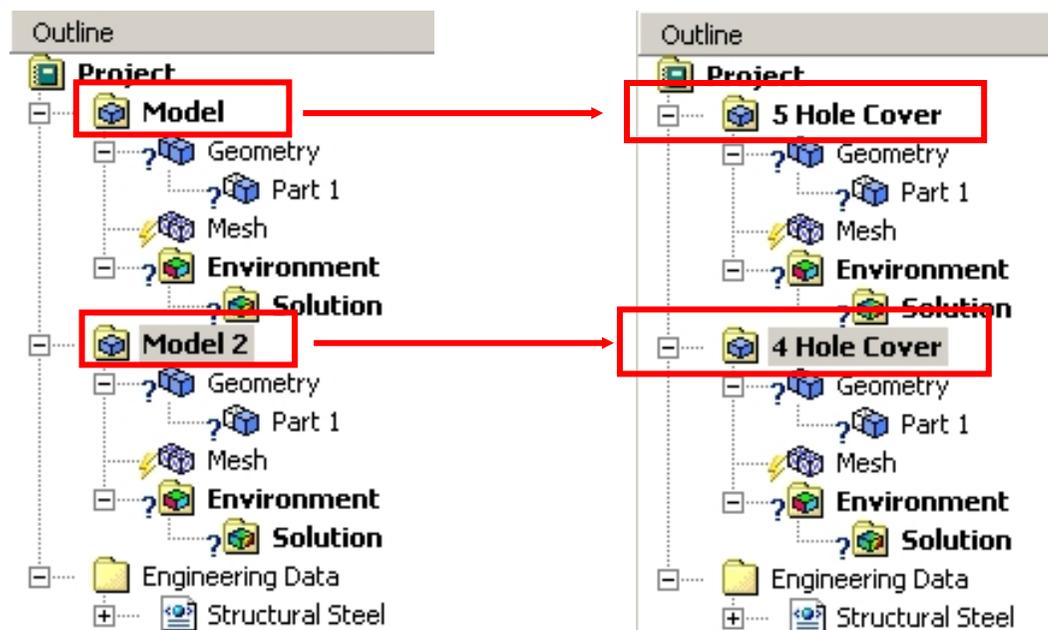
## 5. Выберите метрическую систему измерения.

- *Units > Metric (mm, kg, MPa, °C, s)*



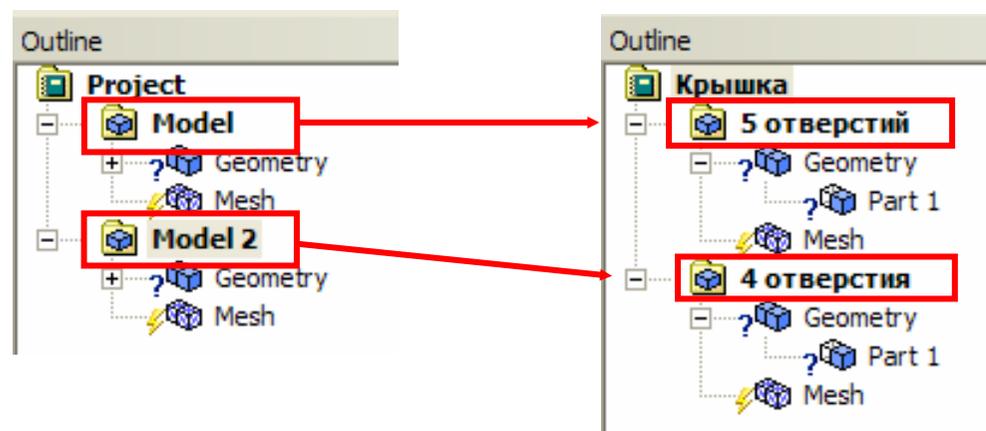
# Дерево проекта

- Две модели импортированы в дерево проекта в два отдельных раздела - *Model* и *Model 2*. Можно изменить название разделов, кликнув в соответствующей позиции правой клавишей мыши:
  - *Model* = *5 Hole Cover*
  - *Model 2* = *4 Hole Cover*



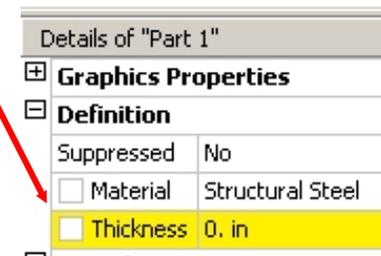
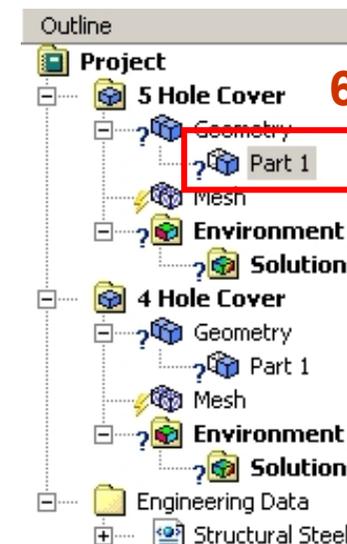
# Дерево проекта V11

- Две модели импортированы в дерево проекта в два отдельных раздела - *Model* и *Model 2*. Можно изменить название разделов, кликнув в соответствующей позиции правой клавишей мыши > *Rename*:
  - *Model* = 5 отверстий
  - *Model 2* = 4 отверстия

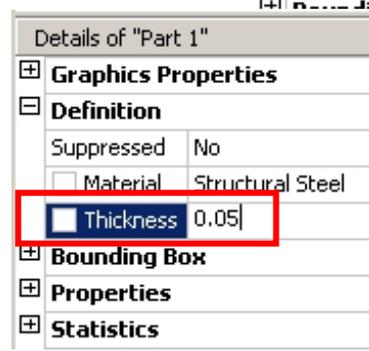


# Препроцессинг

- Модели составлены из поверхностных геометрических объектов и будут рассчитаны как оболочки. Следует задать толщину оболочки для каждой детали.
6. Выделите позицию **Part 1** в разделе **5 Hole Cover** дерева проектов.
- В окне настроек позиция **Thickness** (толщина) высвечивается желтым цветом, напоминая, что параметр не задан.
  - Вопросик рядом с названием детали в дереве проекта напоминает, что деталь полностью не определена для расчетов.
7. Щелчком левой клавиши в желтом поле иницируйте ввод толщины = 1.5 мм.
- Сейчас деталь полностью определена для расчетов, поэтому вопросик рядом с названием детали в дереве проекта исчез.



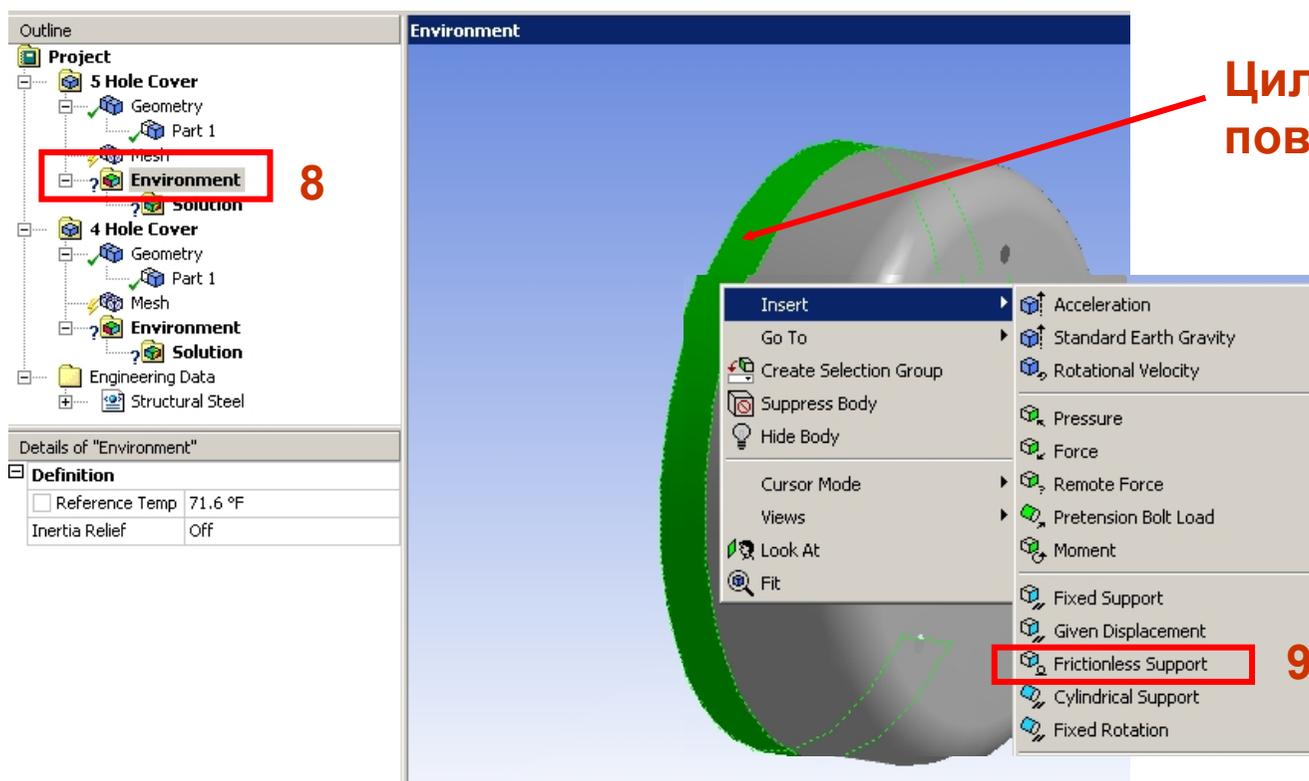
7



КОМПЬЮТЕРНЫЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ АНАЛИЗ

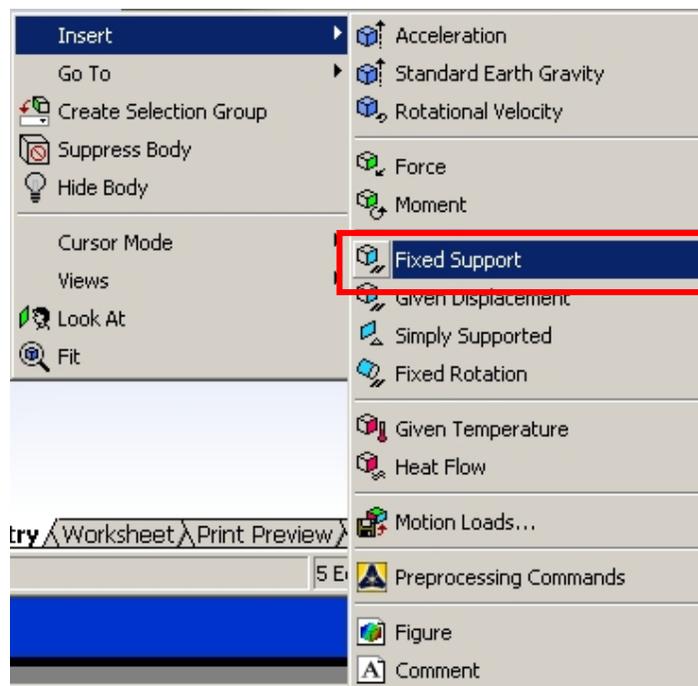
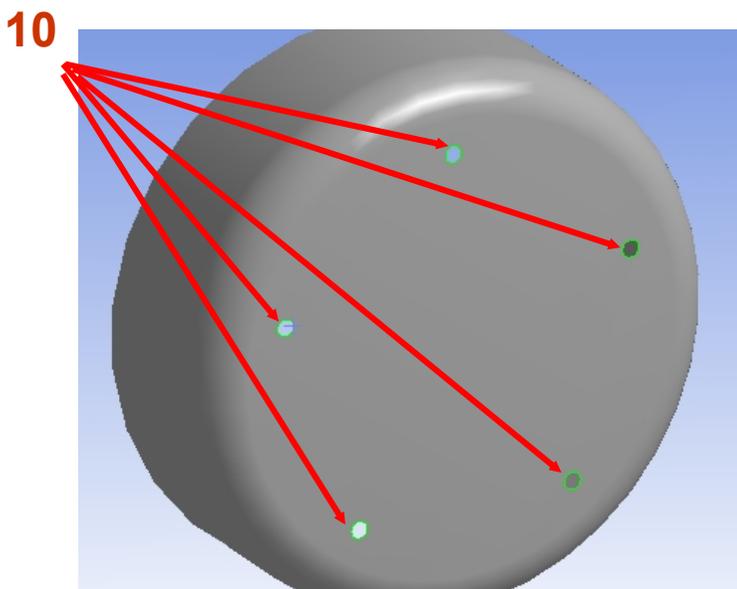
# Закрепление

8. Выделите раздел *Environment* в дереве проекта для модели *5 Hole Cover*.
9. Выделите цилиндрическую поверхность в графическом окне (нажмите в инструментах пиктограмму выделения поверхностей) и приложите к ней закрепление без трения (*frictionless support*):
  - *Insert > Frictionless Support*



# Болты

- В инструментах нажмите пиктограмму выбора линейных объектов.
- 10. Удерживая клавишу **CTRL**, выберите ребра болтовых поверхностей.
- 11. Приложите фиксированное закрепление к выбранным объектам - **fixed support**.
  - Контекстное меню: **Insert > Fixed Support**.



# Закрепление V11

- Назначьте модальный тип анализа: “New Analysis” > “Modal”.

- Нажмите в инструментах пиктограмму выделения поверхностей.



- Выделите цилиндрическую поверхность в графическом окне и приложите к ней закрепление без трения (*frictionless support*):

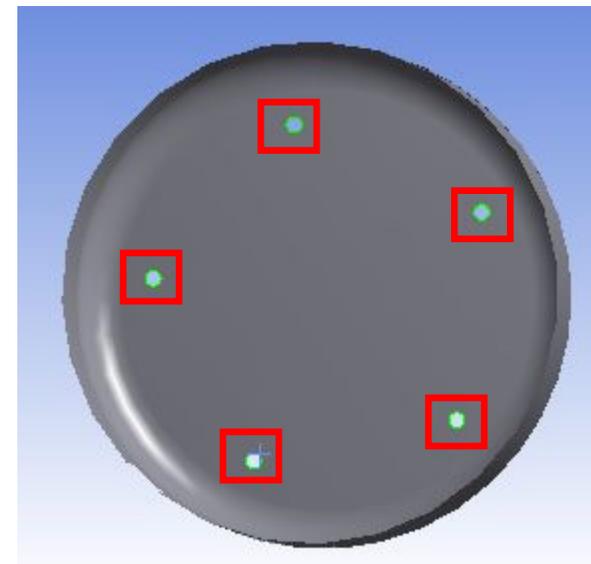
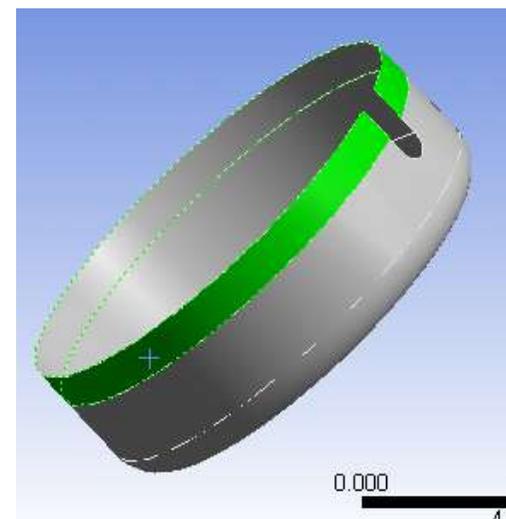
- “Правая клавиша мыши > Insert > Frictionless Support”

- Нажмите в инструментах пиктограмму выделения ребер.



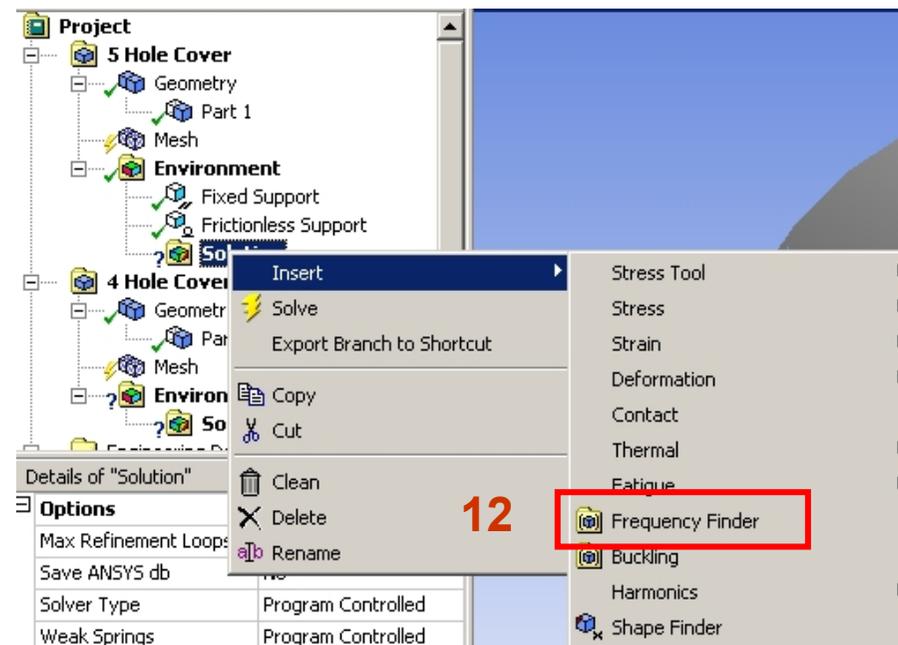
- Выделите отверстия в графическом окне и приложите к ним фиксированное (*Fixed support*):

- “Правая клавиша мыши > Insert > Fixed support”



# Включение расчетных параметров

- В дерево проекта следует включить позицию “*Frequency Finder*”.
- 12.** Выделите раздел **Solution** и добавьте расчет собственных колебаний.
- Контекстное меню: “**Insert > Frequency Finder**”

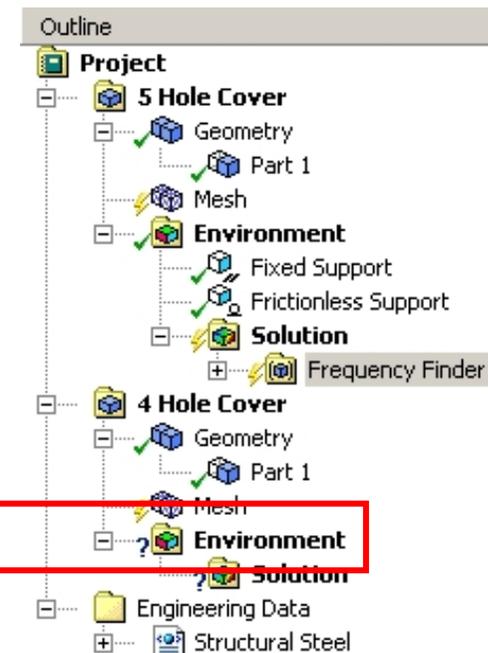


- Шаги с 9 по 12 завершают подготовку первой модели (*5 hole cover*) к решению. Аналогичные граничные условия следует задать для второй модели (*4 hole cover*).

**13.** Выделите раздел *Environment* для модели *4 Hole Cover*.

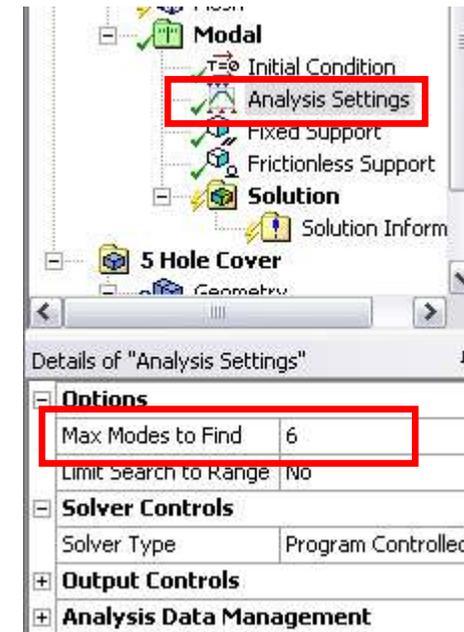
- Повторите шаги с 7 по 12 для второй модели.

13

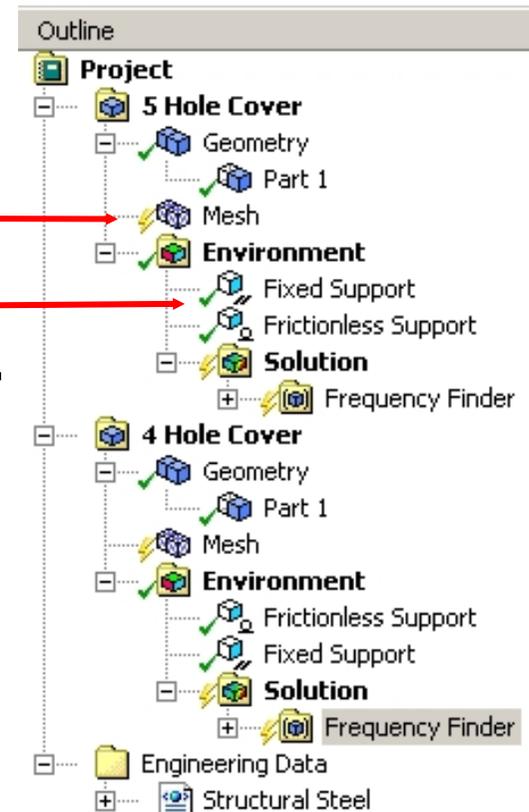


# Опции решения V11

- Настройте опции модального анализа:
  - Выберите в дереве проекта строчку *Analysis Settings* и в окне настроек задайте количество мод к вычислению *Max modes to Find*. По умолчанию установлено 6 мод.



- Проверьте символы статуса во всех позициях дерева проекта. Состояние должно быть следующим:
  - Желтая молния (готово к решению)
  - Зеленая галочка (полностью задано)
- Проведите решение для обеих моделей.
- 14. Выделите позицию “*Project*” в дереве проекта и запустите решение:
  - Контекстное меню: “*Solve*”
  - Или нажмите кнопку 
- Запуск решения в позиции *Project* обеспечит решение всех моделей, перечисленных в дереве проекта. Решение одной выборочной модели запускается из позиции этой модели в дереве проекта.

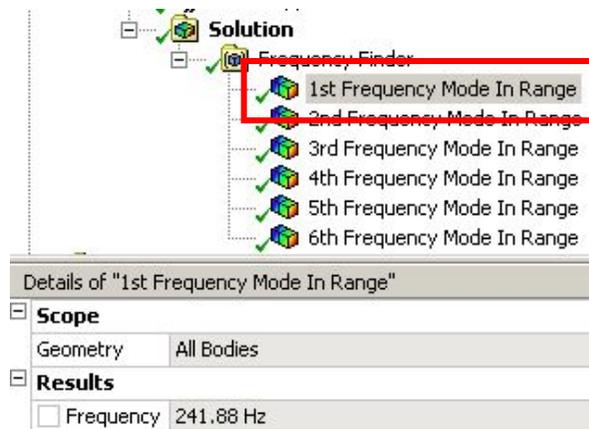


# Расчетные результаты

- По завершении расчетов откройте список мод (*Frequency Finder*) для каждой модели, нажав '+' слева.

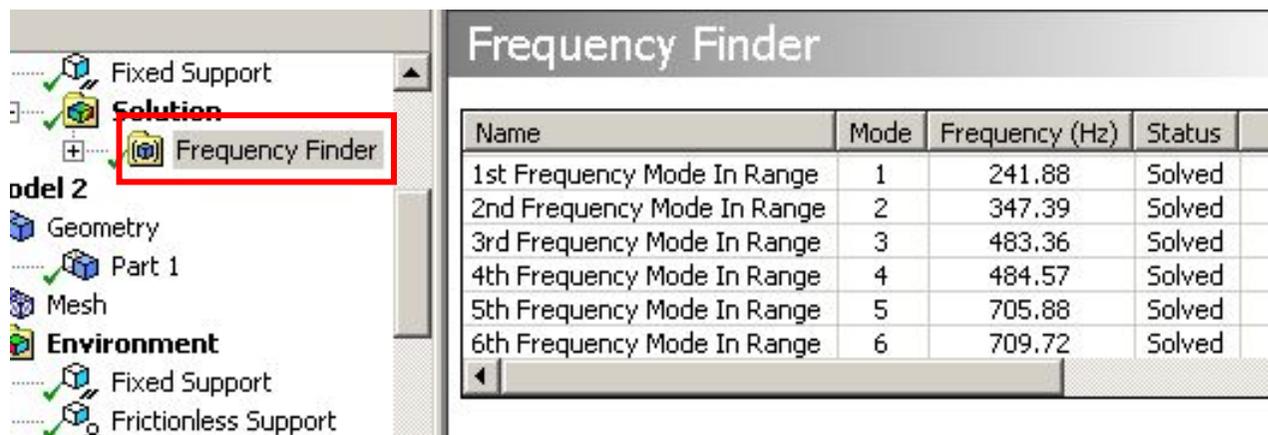


- Выделение каждой моды позволяет просмотреть частоту и форму колебаний.
- В окне настроек выводится частота для выделенной моды.

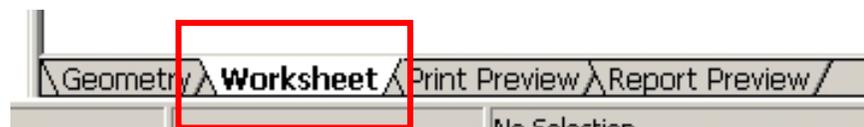


# Листинг расчетных результатов

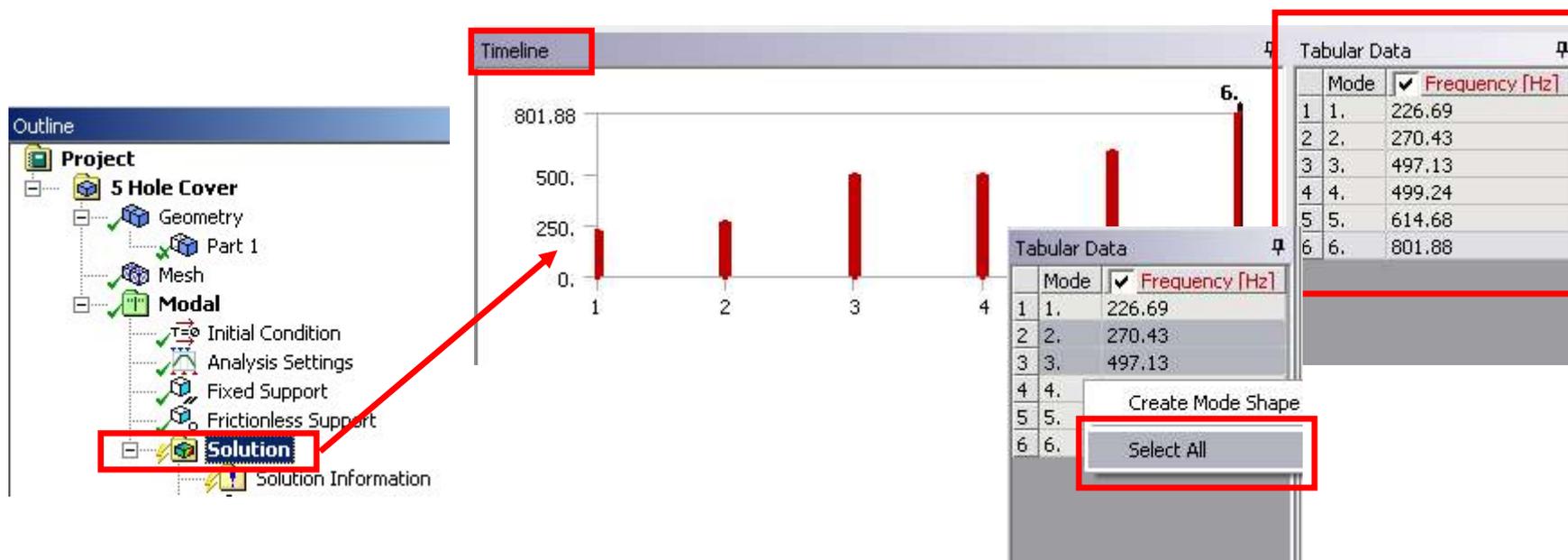
- Список всех собственных частот можно вывести в табличной вкладке графического окна, выделив в дереве проекта позицию frequency finder.



Name	Mode	Frequency (Hz)	Status
1st Frequency Mode In Range	1	241.88	Solved
2nd Frequency Mode In Range	2	347.39	Solved
3rd Frequency Mode In Range	3	483.36	Solved
4th Frequency Mode In Range	4	484.57	Solved
5th Frequency Mode In Range	5	705.88	Solved
6th Frequency Mode In Range	6	709.72	Solved



- По завершении расчетов просмотрите моды.
  - Выберите раздел *Solution* в дереве проекта. Появится информация о собственных частотах в окнах *Timeline* и *Tabular Data*.
  - В окне *Tabular Data* выберите все моды: правая клавиша мыши > *Select All* или несколько мод: *Ctrl+Click*.
  - Или выбрать моды в окне *Timeline*.



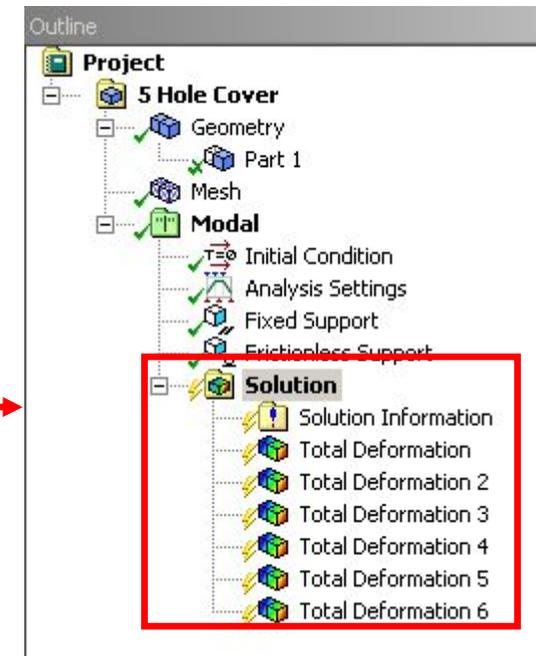
# Расчетные формы колебаний V11

- Нажмите правую кнопку мыши > *Create Mode Shape Results*. В разделе *Solution* появится листинг форм для выбранных частот.
- Нажмите *Solve*, чтобы просмотреть результаты.

Tabular Data		
	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	226.69
2	2.	270.43
3	3.	497.13
4	4.	499.24
5	5.	614.68

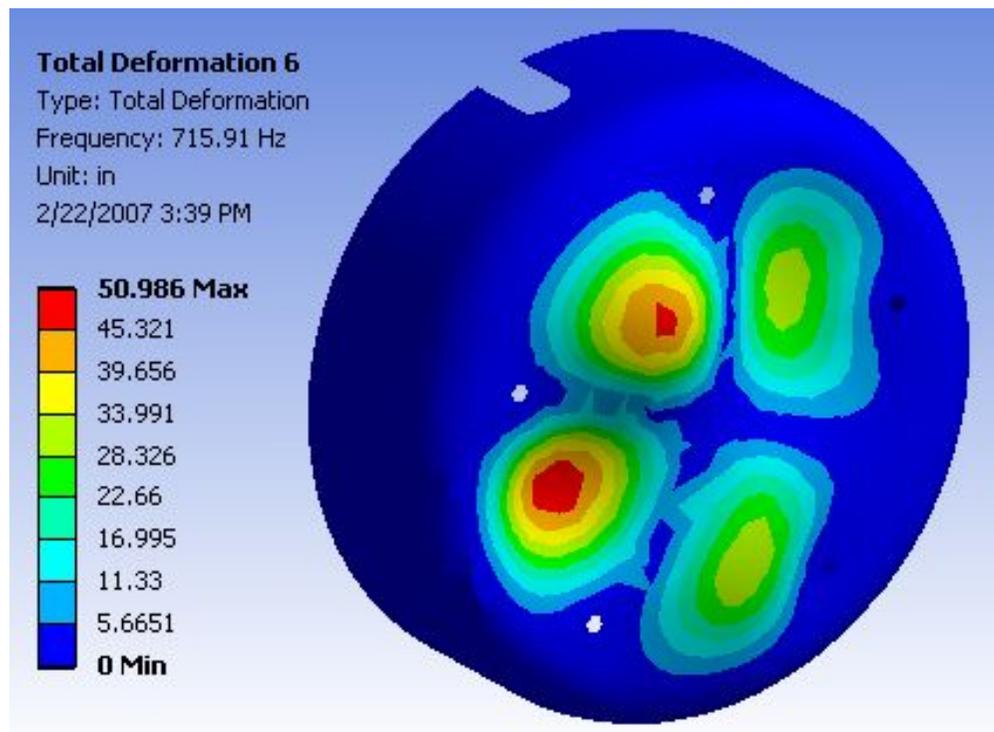
Create Mode Shape Results

Select All



# Визуализация формы колебаний

- Напоминание:
  - Смещения при вычислении собственных колебаний не являются реальными величинами. Величина реальных смещений определяется энергией, поступившей в систему извне.





**Дополнительные сведения**

- В классическом интерфейсе ANSYS соответствующие команды задают расчет свободных колебаний.
  - Модальный тип анализа задается командой *ANTYPE,MODAL*
  - Число мод к расчету задается аргументом *nmodes*, начальная и конечная частота интервала задаются аргументами *freqb* и *freqe* команды *MODOPT,,nmodes,freqb,freqe*
  - Все моды могут быть расширены командой *MXPAND*. С целью экономии дискового пространства и расчетного времени опция элементного решения команды *MXPAND* отключена, если не запрашивается расчет напряжений и деформаций.

## Классический интерфейс

- Необходимо задать в классическом интерфейсе ANSYS две итерации.
  - Линейный статический анализ задается командой **PSTRES,ON**
  - Затем проводится модальный анализ с учетом предварительных напряжений.

- **Замечания по модальному анализу в ANSYS.**
  - Не поддерживаются предварительные напряжения при больших деформациях, поэтому не задается опция “Large Deflection: On” в разделе Solution.
  - Нельзя отдельно настроить решатель для статического анализа и извлечения собственных значений в модальном анализе. Общие настройки проводятся в позиции “Solver Type” раздела Solution.
  - Если задана точечная масса, возможно жесткое движение в модальном анализе. Поверхностные граничные условия типа RBE3, заданные элементами CONTA174 и TARGE170, определяются 6 степенями свободы – DOF, в то время как элемент точечной массы MASS21 не имеет инерционных составляющих поворота и ограничен 3 степенями свободы.
    - Можно игнорировать моды, обусловленные жестким движением элементов точечной массы; их наличие определяется по смещению соответствующих мод.
    - Такие проблемы с точечными массами не возникают в обычном модальном анализе.