

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Ивановский государственный энергетический
университет имени В.И.Ленина»

Л.Б. Маслов, Н.А. Сабанеев

**ПРАКТИКУМ ПО КУРСУ
ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ
НА БАЗЕ СОВРЕМЕННЫХ ПРОГРАММНЫХ СРЕДСТВ
ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА (ANSYS)**

Учебно-методическое пособие

Иваново 2009

УДК 621.01
М 31

МАСЛОВ Л.Б., САБАНЕЕВ Н.А. Практикум по курсу вычислительной механики на базе современных программных средств численного анализа (ANSYS): Учеб. - метод. пособие / ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И.Ленина». – Иванов, 2009. – 76с.

В учебно-методическом пособии рассмотрены вопросы статического и динамического моделирования механических систем с помощью метода конечных элементов, получившего широкое распространение в инженерном деле. В пособии представлена концепция метода конечных элементов и основы работы с универсальным расчетным комплексом конечно-элементного анализа ANSYS (ANSYS Inc.) на примере плоской стержневой фермы.

Предназначено для студентов очной формы обучения и аспирантов, изучающих курс «Численные методы механики, ч.2» по специальности 010901 «Механика».

Табл. 1. Ил. 61. Библиогр. : 5 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И.Ленина»

Научный редактор
канд. техн. наук, проф. В.И.ШАПИН

Рецензент
кафедра теоретической и прикладной механики ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

МАСЛОВ Леонид Борисович
САБАНЕЕВ Николай Андреевич

**ПРАКТИКУМ ПО КУРСУ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ НА БАЗЕ
СОВРЕМЕННЫХ ПРОГРАММНЫХ СРЕДСТВ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА (ANSYS)**
Учебно-методическое пособие

Редактор Н.С. Работаева

Подписано в печать 03.07.2009 Формат 60x84 1/16.

Печать плоская. Усл. печ. 4,41. Уч.-изд.л. 5,1. Тираж 50 экз. Заказ

ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская, 34.

Отпечатано в УИУНЛ ИГЭУ

© Л.Б. Маслов,
Н.А. Сабанеев, 2009

Оглавление

Введение.....	4
1. Основные понятия и концепция МКЭ.....	7
2. Общие сведения о комплексе ANSYS.....	13
3. Постановка задачи.....	23
4. Разработка конечно-элементной модели конструкции...	25
5. Статический анализ конструкции.....	33
6. Анализ собственных частот и форм колебаний.....	38
7. Расчет вынужденных колебаний конструкции.....	42
8. Температурные деформации и напряжения.....	52
9. Особенности модуля расчета трубопроводов.....	56
Указания по оформлению задания.....	66
Библиографический список.....	68
Приложение 1. Задание на вычислительный практикум.....	69
Приложение 2. Образцы расчетных схем.....	70
Приложение 3. Таблица исходных данных.....	73
Приложение 4. Таблицы сортаментов.....	75

Введение

Вычислительная механика как отдельная дисциплина возникла в семидесятые годы прошлого века в связи с бурным развитием электронно-вычислительных машин и резко возросшими требованиями к новым образцам гражданской и военной техники. Высокоточный расчет концентрации напряжений, собственных частот колебаний, динамический анализ процесса распространения трещин, так же как и общий характер напряженно-деформированного состояния, стал необходим при проектировании большинства механических конструкций в машиностроении, судостроении и авиастроении, строительстве и других отраслях производства. Известные аналитические и справочные данные имеют ограниченное значение ввиду разнообразия технологических и проектных решений. Использование для решения указанных задач компьютерных методов математического моделирования позволяет получить подробную и достоверную информацию о напряженно-деформированном состоянии конструкции при произвольной конфигурации рассматриваемого тела и различных типах граничных условий, что может служить основанием снижения коэффициента запаса прочности, рационального перераспределения материала, оптимизации формы конструкции.

В настоящее время под термином «вычислительная механика» стали понимать отдельную научную дисциплину, объединяющую в себе достижения механики сплошной среды, теории приближенных методов решения дифференциальных уравнений и информатики. Ее цель – дать инженерам-конструкторам нового оборудования, машин и механизмов современные компьютерные средства решения стоящих перед ними технических задач. Курсы «вычислительной механики» включены в учебные программы инженерных специальностей в ведущих университетах России, США, Европы.

Не трудно понять, что вычислительная механика базируется на теоретических законах и уравнениях механики сплошной среды. Именно эти очень сложные дифференциальные уравнения описывают процессы статического или динамического деформирования реальных конструкций и сооружений, которые могут привести к их катастрофическому или, наоборот, желательному разрушению. Решение и подробный анализ этих уравнений позволяет предсказать поведение механической системы (автомобиля, самолета, детали двигателя или стены дома) в реальных условиях работы и нагружения.

На протяжении многих лет инженеры и исследователи использовали приближенные численные методы механики деформируемого

твердого тела для решения разнообразных технических задач. Среди основоположников выдающиеся российские ученые: Иван Григорьевич Бубнов (1872–1919), конструктор военных кораблей и основоположник строительной механики корабельных конструкций, Борис Григорьевич Галеркин (1871–1930), инженер Харьковского паровозостроительного завода, профессор и декан факультета прикладной механики С.-Петербургского политехнического института, Леонид Витальевич Канторович (1912–1986), один из основоположников современной вычислительной математики, Владимир Иванович Крылов (1902–1994), также один из основоположников проведения широких исследований по вычислительной математике в СССР. Их именами названы широко известные и популярные до настоящего времени приближенные методы расчета. В противоположность точным аналитическим методам, дающим решение задачи в замкнутом формульном виде, численные методы позволяют получить решение задачи только в дискретном числовом виде как решение некоторой эквивалентной системы линейных алгебраических уравнений. Любой численный метод, независимо от его особенностей, сводит исходные дифференциальные уравнения в частных производных, часто нелинейные и нестационарные, с переменными коэффициентами, к обыкновенной системе линейных алгебраических уравнений. Однако точность такой замены, как правило, пропорциональна числу уравнений в результирующей линейной системе. Громадная работа по решению подобных систем с несколькими десятками уравнений и таким же количеством неизвестных отталкивала большинство инженеров, и такими вычислениями занимались лишь немногие ученые, которые, впрочем, разрабатывали всевозможные ухищренные методы, применявшиеся в течение ряда лет. Некоторые из них используются еще и сегодня (Сутвел, Якоби, Гаусс).

Лишь за последние годы методы работы инженеров изменились коренным образом благодаря развитию информатики и возникновению нового поколения компьютерных методов анализа – методов конечных (МКЭ) и граничных (МГЭ) элементов. Специалисты-механики, столкнувшись со сложными задачами расчета конструкций, первыми использовали информационную технику для анализа моделей механических структур (этот факт относится к 1956 году). Современные методы сделали возможным решение самых сложных задач для самых сложных физических моделей. Широкое распространение получили интерактивные программы графического представления информации, позволяющей более компактно описывать геометрические и физические свойства объектов по сравнению с классическими методами. В настоящее время численные методы на базе методов конеч-

ных и граничных элементов и интерактивная графическая техника составляют единое целое в программах систем автоматического проектирования.

Устоявшиеся тенденции развития труда инженера XXI века на современном предприятии направлены в сторону разработки трехмерных реалистичных компьютерных моделей узлов и агрегатов в специализированных сверхмощных пакетах автоматического проектирования с последующим расчетом на базовом универсальном конечно-элементном комплексе. Например, передовые машиностроительные предприятия Ивановской области, такие как машиностроительная компания КРАНЭКС, АО «Автокран» и другие, давно и успешно перешли на современные технологии разработки узлов и конструкций, и уже сейчас наблюдается спрос с их стороны на инженеров-механиков нового профиля, знающих современное специализированное программное обеспечение и умеющих работать с ним. Спрос на высококвалифицированных инженеров в самых перспективных отраслях растет вместе с зарплатой. Специалисты с качественным техническим образованием вновь стали представлять интерес на рынке труда в России и всегда были востребованы в развитых индустриальных странах. Изучение спроса специалистов электромеханических специальностей показало, что со стороны потребителей предпочтение отдается выпускникам, знакомым с коммерческими CAD (Computer Aided Design) и CAE (Computer Aided Engineering) программными средствами или владеющим этими средствами.

В настоящем методическом пособии даны общие сведения о коммерческом тяжелом конечно-элементном комплексе ANSYS (ANSYS Inc.), получившем широкое распространение в промышленности и научно-исследовательской работе во всем мире. Ввиду своей универсальности ANSYS позволяет решать различные классы задач механики твердого тела и жидкости, электромагнетизма и распространения тепла, как в отдельности, так и во взаимосвязи физических явлений различной природы. Для демонстрации особенностей решения основных типов задач линейной механики твердого деформируемого тела в качестве примера представлена шарнирно опертая конструкция в виде фермы. Значительное внимание в пособии уделено теории приближенных методов и техническим вопросам работы с программным обеспечением. Методическое пособие снабжено вопросами для самопроверки и заданием с примерами расчетных схем и данными для выполнения практических занятий по специальному предмету «Численные методы механики» для студентов, обучающихся специальности 010901.65 «Механика».

1. Основные понятия и концепция МКЭ

1.1. Терминология

Классическая аналитическая механика была разработана Эйлером и Лагранжем в конце 18 века и впоследствии развита Гамильтоном и Якоби как систематическая формулировка механики Ньютона. Объектами изучения аналитической механики являются модели механических систем от отдельных частиц, состоящих из достаточно большого числа молекул, до сложных инженерных конструкций и тел солнечной системы. Пространственная конфигурация любой из таких систем описывается числом степеней свободы системы, или, другими словами, обобщенными координатами. В математически ориентированных курсах для их обозначения используются также термины «переменные состояния» и «главные переменные».

Если число степеней свободы модели конечно, модель называется дискретной, и непрерывной (континуальной) – в противном случае. Поскольку МКЭ представляет собой один из методов дискретизации, то число степеней свободы конечно-элементной модели необходимо конечно. Обычно все степени свободы собираются в матричный вектор, обозначаемый как \mathbf{U} и называемый вектором степеней свободы или вектором состояния. Термин «вектор узловых перемещений» обычно используется в механических приложениях.

В аналитической механике каждой степени свободы соответствует сопряженная переменная, представляющая собой обобщенную силу. В немеханических приложениях также существует подобное множество сопряженных переменных, которые для универсальности называются силами или силовыми переменными. Эти силы объединяются в матричный вектор, обозначаемый через \mathbf{F} . Отметим, что внутреннее произведение вектора сил на вектор степеней свободы имеет смысл внешней энергии или работы.

Предполагается, что соотношение между \mathbf{U} и \mathbf{F} является линейным и однородным. Последнее означает, что если \mathbf{U} стремится к нулю, то и \mathbf{F} стремится к нулю, в этом случае соотношение между ними выражается следующим основным уравнением:

$$\mathbf{KU} = \mathbf{F}. \quad (1.1)$$

Матрица \mathbf{K} для универсальности часто называется матрицей жесткости, даже в случае немеханических приложений, поскольку к на-

стоящему времени нет общего соглашения по обозначению этой матрицы в различных дисциплинах.

Физический смысл векторов \mathbf{U} и \mathbf{F} изменяется в зависимости от области приложения МКЭ, как это показано в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Физический смысл векторов \mathbf{U} и \mathbf{F} в различных конечно-элементных приложениях

Область приложения	Вектор состояния \mathbf{U}	Сопряженный вектор \mathbf{F}
Механика конструкций и твердых тел	Перемещение	Механическая сила
Теплопроводность	Теплопроводность	Тепловой поток
Потенциальное течение	Давление	Скорость частицы
Общий вид течения	Скорость	Поток
Электростатика	Электрический потенциал	Плотность заряда
Магнитостатика	Магнитный потенциал	Интенсивность магнитного поля

Заметим, что, если соотношение между силами и перемещениями линейное, но неоднородное, уравнение (1.1) обобщается на следующее соотношение:

$$\mathbf{KU} = \mathbf{F}_M + \mathbf{F}_I. \quad (1.2)$$

Здесь \mathbf{F}_M – вектор механических сил, \mathbf{F}_I – узловый вектор начальных сил, который возникает, например, при решении задач термоупругости для учета начальных температурных напряжений; \mathbf{F}_M – вектор механических сил.

1.2. Основные шаги МКЭ

Основные шаги МКЭ показаны на рис. 1.1. Схематично их можно назвать следующим образом: идеализация, дискретизация, решение.

Идеализация. Под идеализацией понимают процесс перехода от исходной физической системы к математической модели. Этот процесс является наиболее важным шагом при решении технической или инженерной задачи.

Ключевым пунктом в этом процессе является понятие модели, которую можно определить как символическое устройство, построенное для моделирования и предсказания поведения системы. Математическое моделирование, или идеализация, есть процесс, с помощью которого инженер переходит от реальной физической системы к математической модели системы. Данный процесс называется идеализацией, поскольку математическая модель необходимо абстрагируется от физической реальности.

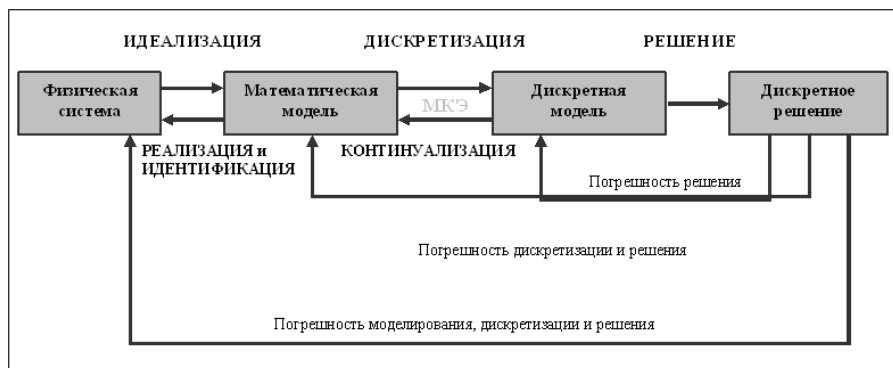


Рис. 1.1. Основные шаги численного моделирования

В качестве примера реальной физической системы рассмотрим инженерную конструкцию в виде плоской пластины, нагруженную поперечными силами. Математические модели данной системы, которые инженер может использовать для анализа напряжений в пластине, могут быть следующими:

1. Модель очень тонкой пластины, основанная на теории изгиба мембран.
2. Модель тонкой пластины, основанная на классической теории Кирхгофа.
3. Модель достаточно толстой пластины, основанная, например, на теории Миндлина–Рейснера.
4. Модель очень толстой пластины, основанная на трехмерной теории упругости.

Очевидно, инженер должен обладать достаточными теоретическими знаниями, чтобы правильно выбрать соответствующую математическую модель системы (конструкции), которую ему необходимо исследовать.

Виды алгоритмов моделирования. Как было отмечено, диаграмма на рис. 1.1 представляет собой упрощенную схему инженерного про-

цесса. Рассмотрим современный сценарий действий инженера-механика в крупной компании. Предположим, что необходимо рассчитать некоторую техническую конструкцию с помощью некоторого коммерческого универсального конечно-элементного комплекса. Как правило, любой коммерческий пакет предлагает широкий каталог различных типов элементов. Например, стержневые, балочные, оболочечные, осесимметричные, трехмерные и т.д. В момент выбора того или иного элемента из каталога инженер автоматически принимает некоторую математическую модель, на которой этот элемент основан. Это называется безусловным моделированием. В идеале инженер должен быть полностью компетентен в принятии решения. Обеспечение выпуска подобной «конечно-элементной грамотностью» есть одна из целей курса «Численные методы механики».

Под явным моделированием понимается подход, в котором выбору математической модели уделяется значительное внимание. При этом приобретаются специализированные конечно-элементные программы, реализующие данную модель, или же такие программы пишутся самостоятельно. Очевидно, данный подход требует гораздо больше знаний, опыта и ресурсов, чем безусловное моделирование. Однако для многих задач, которые не могут быть решены с помощью общего подхода, явное моделирование является единственным способом решения. Заметим, что на практике часто используются комбинации обоих подходов.

Дискретизация. Математическое моделирование есть первый упрощающий шаг при решении реальных инженерных задач. Однако математические модели физических систем вовсе необязательно просты для решения. Они часто описываются связанными системами уравнений в частных производных по пространству и времени и сложными граничными условиями. Такие модели имеют бесконечное число степеней свободы.

Решение полученных уравнений может быть аналитическим или численным. Аналитические решения, называемые также решениями в замкнутой форме, могут быть применены к широкому классу задач, поскольку выражаются в символической форме. К сожалению, возможность их получения ограничена простыми уравнениями, регулярными областями и постоянными граничными условиями.

Поскольку большинство проблем, стоящих перед инженером, не могут быть решены аналитически или требуют для этого непропорционально больших усилий, то единственной альтернативой является применение численного моделирования.

Для того чтобы численное моделирование могло быть применено на практике необходимо уменьшение числа степеней свободы до конечного значения. Этот процесс называется дискретизацией. Результатом процесса дискретизации является дискретная модель. Для сложных инженерных систем эта модель есть результат многоуровневой декомпозиции. Отметим, что дискретизации могут подвергаться как пространственные координаты, так и время. Соответственно, выделяют пространственную дискретизацию и временную.

Источники ошибки и аппроксимация. Как показано на рис. 1.1, каждый шаг численного моделирования вносит свою ошибку. В инженерной практике погрешность перехода от физической модели к математической является одной из наиболее существенных. Однако ошибки этого шага достаточно трудны и дорогостоящи для оценки, поскольку, верификация модели требует доступа к экспериментальным данным, и сравнения с этими данными, объем которых часто недостаточен или же они вообще отсутствуют в случае новых инженерных продуктов.

Следующая по важности – это ошибка дискретизации. Даже если ошибка этапа решения дискретной модели игнорируется, полученное численное решение, в общем, является лишь аппроксимацией, или приближением, точного решения математической модели. Тем самым мы получаем ошибку, или погрешность, дискретизации. Изучением свойств и поведения этой ошибки занимается раздел прикладной математики, называемый теорией аппроксимаций.

Интуитивно можно ожидать, что точность решения дискретной модели должна улучшаться при увеличении числа степеней свободы модели, и, следовательно, ошибка дискретизации стремится к нулю при стремлении числа степеней свободы к бесконечности. Данное утверждение описывает так называемое требование сходимости приближенного решения. Однако доказательство этого утверждения не всегда возможно и является одной из ключевых целей теории аппроксимаций.

1.3. Общая схема алгоритма МКЭ

Последовательность процедур алгоритма МКЭ может быть представлена в следующем виде.

1. Дискретизация рассматриваемой области.

Дискретизация области определения задачи представляет собой замену континуальной среды совокупностью конечных элементов заданной формы, соединенных между собой в узлах конечным числом

связей. Этот этап, несмотря на видимую простоту, имеет важное значение, хотя он и не обусловлен строгими теоретическими рекомендациями и во многом определяется интуитивно. Обычно при построении конечно-элементной модели руководствуются предварительными представлениями о характере ожидаемого результата и в местах высоких градиентов искомых величин сетку конечных элементов сгущают.

2. Выбор вариационного принципа.

Выбор вариационного принципа определяет основные неизвестные функции, через которые впоследствии устанавливаются остальные неизвестные. В задачах механики деформируемого твердого тела используются следующие вариационные принципы: принцип Лагранжа, в соответствии с которым варьируются перемещения; принцип Кастильяно (варьируются напряжения), принцип Рейснера (варьируются перемещения и напряжения), принцип Ху-Вашицы (варьируются перемещения, напряжения и деформации). В практических расчетах линейной механики деформируемого тела наибольшее распространение получил принцип Лагранжа.

3. Выбор аппроксимирующих функций.

При кусочно-непрерывной аппроксимации предполагается, что перемещения внутри элемента могут быть выражены через перемещения в его узлах. Эта связь описывается при помощи так называемых функций формы, которые аппроксимируют действительное поле перемещений внутри элемента. От выбора аппроксимирующих функций в значительной степени зависит точность решения. Эти функции должны удовлетворять следующим критериям;

- критерию полноты: при стремлении размеров элемента к нулю выбранные функции формы должны обеспечить любые простые значения.

- критерию совместимости: функции формы должны обеспечивать непрерывность перемещений и ее производных до $(n-1)$ -го порядка на границе между элементами (где n – порядок старшей производной в функционале энергии). Если выбранный тип элемента обеспечивает непрерывность поля перемещений, то по классификации его относят к классу C^0 - элементов, а если обеспечивается и непрерывность деформации, то к классу C^1 - элементов.

При выполнении этих критериев с увеличением числа конечных элементов, моделирующих конструкцию, результаты расчета монотонно сходятся к точному решению. Нарушение критерия совместимости в ряде случаев приводит к достоверному результату, но сходимость в этих случаях не будет монотонной.

4. Реализация вариационного принципа.

На этом этапе осуществляется вычисление матриц жесткостей элементов и построение глобальной матрицы системы алгебраических уравнений и вектора узловых сил. Глобальная матрица жесткости может быть получена несколькими методами:

- методом непосредственного сложения жесткостей;
- методом конгруэнтного преобразования;
- при помощи конечно-разностных операторов.

5. Учет граничных условий.

Полученная на основе указанных методов матрица жесткости является вырожденной, поскольку в соответствии с уравнениями равновесия заданной системы часть уравнений (для пространственных систем – шесть, а для плоских – три) окажутся взаимно зависимыми. Корректировка этой матрицы при учете граничных условий приводит к невырожденной системе линейных алгебраических уравнений.

6. Решение системы алгебраических уравнений.

Для решения системы алгебраических уравнений используются стандартные программы, имеющиеся в математическом обеспечении ЭВМ, а также специально подготовленные и наилучшим образом учитывающие симметрию и структуру матрицы жесткости системы – редкозаполненность или ленточность.

7. Определение деформаций и напряжений.

После определения узловых перемещений в соответствии с известными соотношениями теории упругости могут быть определены деформации и напряжения.

2. Общие сведения о комплексе ANSYS

2.1. Разработка геометрической модели

Решение задач механики деформируемого тела с помощью программного комплекса ANSYS состоит из трех основных этапов: препроцессорной (предварительной) подготовки, получения решения и обработки результатов после нахождения узловых перемещений. Приведем краткое содержание основных шагов при выполнении каждого из этапов.

На стадии препроцессорной подготовки выполняется выбор типа расчета, построение модели и приложение нагрузок, включая и кинематические граничные условия. На этом шаге задаются необходимые для решения исходные данные. Пользователь выбирает координат-

ные системы и типы конечных элементов, указывает упругие постоянные и физико-механические свойства материала, строит твердотельную модель и сетку конечных элементов, выполняет необходимые действия с узлами и элементами сетки, задает уравнения связи и ограничения.

В программе ANSYS существуют три разных способа построения геометрической модели: импорт модели, предварительно построенной другой программой; твердотельное моделирование и непосредственное создание модели в интерактивном режиме работы с программой. Можно выбрать любой из этих методов или использовать их комбинации для построения расчетной модели.

Импорт модели. Программа ANSYS позволяет наносить сетку на модель, импортированную из другой программы, а также имеет возможность менять геометрию модели в целях упрощения расчета. Использование автоматических средств позволяет улучшить модель за счет устранения ненужных зазоров, перекрытий или взаимных внедрений ее частей, а также выполнить слияние объектов и создание объемов. Это дает возможность получить значительно более простую расчетную модель путем ее «подчистки» и получения приемлемого варианта. Процедуры упрощения позволяют наилучшим образом подготовить модель для нанесения сетки за счет удаления отверстий, полостей и выпуклостей, исключения мелких подробностей.

Твердотельное моделирование. В программе ANSYS доступны следующие два способа моделирования: нисходящий и восходящий. В первом случае пользователь указывает только самый высокий порядок сложности объектов модели. Используемые обычно объекты (такие, как сферы и призмы, т. е. формы, которые называются геометрическими примитивами) могут быть созданы за одно обращение к меню. Например, пользователь определяет объемный примитив, а программа автоматически находит связанные с ним поверхности, линии и ключевые точки. Примитивы позволяют непосредственно указывать геометрические формы. В программе ANSYS можно легко и быстро определить в двумерном случае такие формы, как окружности и прямоугольники, или параллелепипеды, сферы, конусы и цилиндры – в трехмерном. После того как геометрические объекты указаны (с помощью примитивов, считыванием данных из файлов формата IGES или непосредственным построением), к ним можно применять операции булевой алгебры. При импортировании геометрии в формате IGES пользователь имеет возможность управлять значениями допусков на слияние объектов модели, выявлять «проблемные» области и возможные ошибки.

Непосредственное создание модели в интерактивном режиме работы. В этом случае чаще всего применяется так называемое «восходящее моделирование». При восходящем моделировании пользователь строит модель, начиная с объектов самого низкого порядка. Сначала задаются ключевые точки, затем связанные с ними линии, поверхности и объёмы – именно в таком порядке.

2.2. Построение сетки

После того как построена геометрическая модель, может быть построен ее конечно-элементный аналог, представляющий собой сетку узлов и элементов.

Задание типов элементов. Библиотека конечных элементов программы ANSYS содержит более 80 типов, каждый из которых определяет среди прочего применимость элемента к той или иной области расчетов (прочностный, тепловой, магнитный и электрический анализы, движение жидкости или связанные задачи), характерную форму элемента (линейную, плоскую, в виде бруска и т. д.), а также двумерность (2-D) или трехмерность (3-D) элемента.

После выбора типа элементов необходимо задать их константы. Константы элемента – это свойства, специфичные для данного типа элемента. Например, для элемента BEAM3 – балочного 2-D элемента – константами являются площадь поперечного сечения, момент инерции, высота и др.

Задание свойств материалов. Свойства материала требуются для большинства типов элементов. В зависимости от области приложения свойства могут быть линейными, нелинейными и анизотропными.

Линейные свойства могут зависеть или не зависеть от температуры, быть изотропными или анизотропными. Зависимость свойств от температуры имеет форму полинома вплоть до четвертой степени или задается таблично.

Нелинейные соотношения, такие как кривые деформирования, кривые намагничивания материала, кривые ползучести, обычно задаются в виде таблицы.

В программе ANSYS предусмотрено четыре способа генерации сетки: использование метода экструзии, автоматическое создание упорядоченной сетки, создание произвольной сетки и адаптивное построение.

Метод экструзии. Метод экструзии, или выдавливания, используется для превращения областей двумерной сетки в трехмерные объёмы, состоящие из параллелепипедов, клиновидных элементов или

их комбинации. Процесс экструзии осуществляется с помощью процедур смещения из плоскости, буксировки, поступательного и вращательного перемещений.

Автоматическое построение сетки. Программа ANSYS имеет в своем составе генераторы произвольной сетки, с помощью которых сетка может наноситься непосредственно на модель достаточно сложной геометрии без необходимости строить сетку для отдельных частей и затем собирать их в единую модель. Произвольную сетку можно строить из треугольных, четырехугольных и четырехгранных элементов.

При произвольном построении сетки реализован алгоритм разумного выбора размеров конечного элемента, позволяющий строить сетку элементов с учетом кривизны поверхности модели и наилучшего отображения ее реальной геометрии. Кроме того, можно выбрать мелкую или крупную сетку элементов, указав в качестве управляющего параметра любое число из диапазона от единицы до десяти.

Создание упорядоченной сетки. Построение упорядоченной сетки требует предварительного разбиения модели на отдельные составные части с простой геометрией, а затем – выбора таких атрибутов элемента и соответствующих команд управления качеством сетки, чтобы можно было построить конечно-элементную модель с упорядоченной сеткой. Создаваемая программой ANSYS упорядоченная сетка может состоять из шестигранных, четырехугольных и треугольных элементов. Для получения треугольной сетки программа выделяет области модели, предназначенные для нанесения упорядоченной сетки, создает сначала четырехугольную сетку, а затем превращает ее в сетку из треугольных элементов.

В качестве дополнительного способа построения упорядоченной сетки на некоторой поверхности используется деление противоположных граничных линий этой поверхности таким образом, чтобы можно было осуществить переход от одного размера сетки к другому. Построение упорядоченной сетки переменного размера возможно только для поверхностей, ограниченных четырьмя линиями. При большем числе ограничивающих линий можно выполнить операцию их конкатенации.

При построении сетки возможно также указание общего размера элемента, деление граничной линии, указание размеров в окрестности заданных геометрических точек, коэффициентов растяжения или сжатия вдали от границ, задание ограничения на кривизну и возможность задания «жестких» точек, т. е. задание точного положения узла вместе с размерами сетки в такой точке.

По сравнению с произвольной сеткой упорядоченная плоская сетка может содержать только четырехугольные или треугольные элементы, а упорядоченная объемная сетка – объемные шестигранные элементы.

Непосредственное создание модели в интерактивном режиме. При использовании этого подхода конечно-элементную модель можно построить, определив положение каждого узла, а также размеры, форму и связность для всех элементов сетки. Узлы используются для того, чтобы определить положение элементов в пространстве, а элементы определяют связность модели. И те, и другие можно задавать наиболее удобным способом, не заботясь об эффективности решения.

Адаптивное построение сетки. Адаптивное построение сетки состоит в том, что после создания модели и задания граничных условий программа генерирует конечно-элементную сетку, выполняет расчет, оценивает ошибку за счет сеточной дискретизации и меняет размер сетки от решения к решению до тех пор, пока расчетная погрешность станет меньше некоторой наперед заданной величины (или пока не будет достигнуто i -е установленное число итераций).

Модификация сетки. Возможности программы ANSYS допускают модификацию конечно-элементной сетки. Например, могут быть изменены атрибуты узлов и элементов. Если модель состоит из повторяющихся областей, то можно создать сетку только для некоторой области модели, а затем сделать копию этой области. После того как геометрическая модель покрывается сеткой конечных элементов, программа автоматически обеспечивает их взаимно перекрестный контроль, чтобы гарантировать правильность выполняемых видоизменений сеточной модели. Такие проверки предотвращают некорректное уничтожение или порчу данных, относящихся к твердотельной и сеточной моделям. Так, например, ключевые точки, линии, поверхности или объемы сеточной модели нельзя уничтожить или переместить до тех пор, пока пользователь явным образом не потребует от программы отменить их автоматический контроль.

2.3. Этап решения

После того как при препроцессорной подготовке построена расчетная модель, можно переходить к стадии решения задачи. Этот этап включает в себя задание вида анализа и его опций, нагрузок, шага решения и заканчивается запуском на счет конечно-элементной задачи.

Выбор типа анализа и его опций. Программа ANSYS предусматривает два метода решения задач: h -метод и p -метод. Первый из перечисленных методов может применяться при любом типе расчетов (статический, динамический, тепловой и т. д.), в то время как второй метод может использоваться только в линейном статическом анализе. При прочих равных условиях h -метод требует более частой сетки, чем p -метод.

Приложение нагрузок. Под нагрузками понимаются как внешние и внутренние усилия, так и кинематические граничные условия в виде ограничений на перемещения. В программе ANSYS нагрузки разделены на следующие категории:

- ограничения степеней свободы;
- сосредоточенные силы;
- поверхностные нагрузки;
- объемные силы;
- инерционные нагрузки.

Большинство этих нагрузок может быть приложено или к твердотельной модели в ключевых точках, по линиям и поверхностям, или к конечно-элементной модели в узлах и к элементам. Конкретный вид нагрузок зависит от вида проводимого анализа. Например, приложенная в точке нагрузка может быть сосредоточенной силой при прочностном анализе или магнитным потоком при электромагнитном расчете.

При нестационарном анализе полную последовательность нагрузок полезно разбить на несколько шагов нагружения.

Шаг решения – это изменение счетного шага внутри шага нагружения; используется главным образом при нестационарном и нелинейном анализе для улучшения точности и сходимости. Шаг решения также называют шагом по времени, т. е. шагом, выполняемым в течение некоторого промежутка времени.

Заметим, что в программе ANSYS понятие времени используется как при нестационарном, так и при стационарном анализе. В первом случае – это обычная длительность процесса в секундах, минутах или часах. При решении статических задач время используется как указатель на тот или иной шаг нагружения или шаг решения.

Для указания допустимых пределов изменения степеней свободы в узлах модели могут использоваться заданные условия-ограничения. Например, в соответствии с требованиями электромагнитного анализа могут быть указаны границы, за которые магнитный поток не выходит.

Кроме возможности задавать ограничения на стадии получения решения существует возможность делать это при препроцессорной подготовке, используя твердотельную или конечно-элементную мо-

дель. Ограничения степеней свободы, заданные на твердотельной модели, автоматически передаются программой в сеточную модель при инициализации процедуры численного решения.

Запуск на счет. После того как все соответствующие параметры заданы, может быть выполнено и само решение. По команде SOLVE программа обращается за информацией о модели и нагрузках к базе данных и выполняет вычисления. Результаты записываются в специальный файл и в базу данных. При этом в базе данных может храниться только один набор результатов, тогда как в файл могут быть записаны результаты для всех шагов решения.

Программой выполняется решение определяющих уравнений и получение результатов для выбранного вида анализа. В вычислительном отношении это самая интенсивная часть анализа, не нуждающаяся, однако, во вмешательстве пользователя. Она требует самых значительных затрат компьютерного времени и минимальных затрат времени пользователя.

Для того чтобы получить решение за минимальное время, программа ANSYS переупорядочивает расположение элементов и узлов.

2.4. Постпроцессорная обработка

В программе ANSYS стадия постпроцессорной обработки следует за стадиями препроцессорной подготовки и получения решения. С помощью постпроцессорных средств программы имеется возможность обратиться к результатам решения и интерпретировать их нужным образом.

Результаты решения включают значения сил, перемещений, температур, напряжений, деформаций, скоростей и магнитных потоков, значений магнитной индукции и т.д.

Итогом работы программы на постпроцессорной стадии является графическое и (или) табличное представление результатов. Графическое изображение может быть выведено на монитор в интерактивном режиме во время постпроцессорной обработки или преобразования в твердую копию.

На стадии получения решения результаты записываются в базу данных программы ANSYS и в специальный файл результатов в бинарном формате. Результаты, полученные на каждом дополнительном шаге решения, накапливаются как наборы данных.

Количество и тип данных определяются видом выполняемого анализа и выбором опций, установленных на стадии получения решения.

2.5. Основные упругие элементы

Библиотека конечных элементов комплекса ANSYS включает в себя более ста различных типов или формулировок элементов. Тип элемента идентифицируется названием, например BEAM3 или SOLID45, и состоит из обозначения группы – соответственно BEAM или SOLID и уникального идентификационного номера группы – соответственно 3 или 45. Каждый тип элемента имеет набор степеней свободы, таких как перемещения, повороты, температура, давление, напряжения.

Рассмотрим три универсальных упругих элемента, используемые для расчета стержневых и пространственных конструкций.

Трехмерный балочный элемент BEAM4.

Элемент BEAM4 является элементом с одной осью, имеющим возможности воспринимать растяжение, сжатие, кручение и изгиб. Элемент имеет шесть степеней свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y, Z и повороты вокруг этих осей. Элемент имеет свойства изменения жесткости при приложении нагрузок и больших перемещений. При расчетах больших перемещений (больших поворотов) используется опция согласованной касательной матрицы жесткости. Скошенной несимметричной упругой балкой является элемент BEAM4, а элементом балки со свойствами пластичности – элемент BEAM24.

Геометрия, расположение узлов и координатная система элемента показаны на рис. 2.1. Элемент определяется двумя узлами, площадью поперечного сечения, двумя моментами инерции сечения (IZZ и IYY), двумя толщинами (TKY и TKZ) и ориентационным углом (0) относительно оси X элемента, моментом инерции кручения (IXX) и свойствами материала. Если значение IXX не указано или равно нулю, оно предполагается равным полярному моменту инерции (IYY + IZZ). Значение IXX должно быть положительным и обычно меньшим, чем значение полярного момента инерции. Крутильная жесткость элемента уменьшается с уменьшением значения IXX.

Трехмерный объемный элемент с линейной интерполяцией SOLID45.

Элемент SOLID45 используется для моделирования пространственных объемных конструкций. Элемент определяется восьмью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y и Z узловой системы координат.

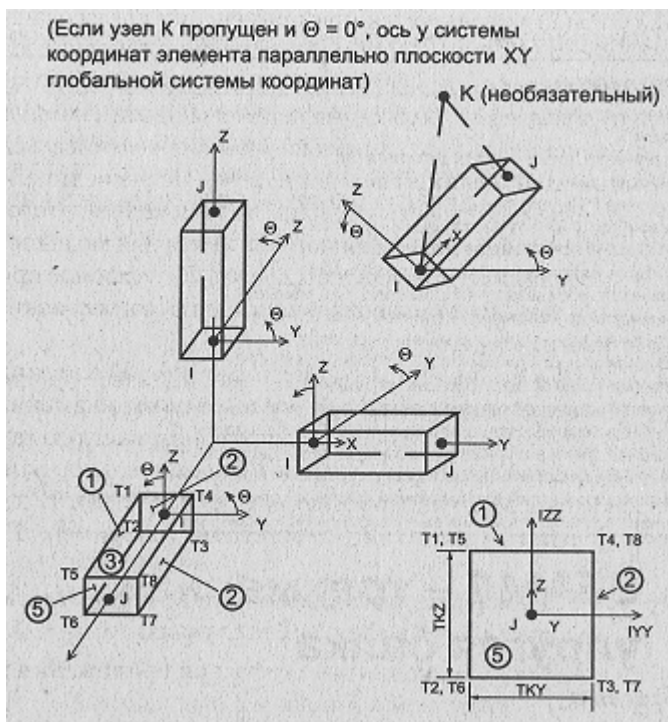


Рис. 2.1. Описание балочного элемента BEAM4

Геометрия элемента, расположение узлов и система координат элемента показаны на рис. 2.2. Элемент призматической формы создается указанием идентичных номеров узлов К и L, О и Р. Элементы в форме тетраэдра и призмы также показаны на рис. 2.2 и получают дальнейшим совмещением узлов.

Элемент имеет свойства пластичности, ползучести, радиационного набухания, изменения жесткости при приложении нагрузок, больших перемещений и больших деформаций. Для контроля скручивания элемента имеется опция интегрирования пониженного порядка

Элемент обладает свойствами ортотропного материала. Направления осей ортотропного материала соответствуют направлениям системы координат элемента.

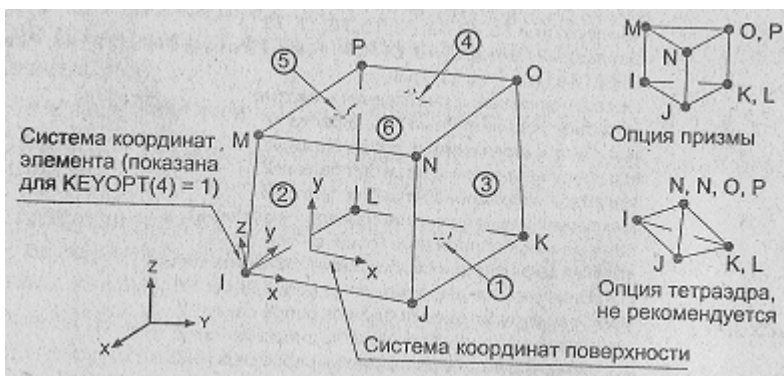


Рис. 2.2. Описание объемного элемента SOLID45

Трехмерный объемный элемент с квадратичной интерполяцией SOLID95.

Элемент SOLID95 является квадратичной версией объемного элемента задач механики деформируемого твердого тела SOLID45, имеющего восемь узлов. Элемент SOLID95 в состоянии использовать нерегулярную форму сетки без потери точности. Элемент SOLID95 имеет совместные формы перемещений и в состоянии описывать модели с искривленными границами.

Элемент определяется двадцатью узлами, имеющими три степени свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y и Z узловой системы координат. Элемент может иметь произвольную ориентацию в пространстве.

Элемент SOLID95 имеет свойства пластичности, ползучести, радиационного набухания, изменения жесткости при приложении нагрузок, больших перемещений и больших деформаций. Для контроля вывода данных имеются специальные опции. Элемент обладает свойствами ортотропного материала. Направления осей ортотропного материала соответствуют направлениям системы координат элемента.

PLANE42 – двухмерный (2D) элемент объемного НДС.

Элемент PLANE42 используется для двухмерного (2D) моделирования конструкций с объемным НДС. Элемент может использоваться в качестве плоского (с плоским напряженным или деформированным состоянием) или в качестве осесимметричного элемента. Элемент определяется четырьмя узлами, имеющими две степени свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X и Y узловой системы координат. Элемент имеет свойства пластичности, ползучести, радиа-

ционного набухания, увеличения жесткости при наличии нагрузок, больших перемещений и больших деформаций. Геометрия элемента, расположение узлов и система координат элемента показаны на рис. 2.3.

Для подавления дополнительных форм перемещений имеется специальная опция. Версией данного элемента II порядка является элемент PLANE82. Осесимметричной версией данного элемента с неосесимметричными нагрузками является элемент PLANE25.

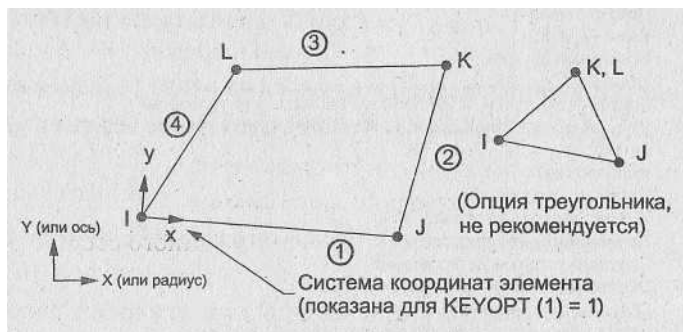


Рис. 2.3. Описание элемента PLANE42

3. Постановка задачи

Для освоения основных методов работы с программным комплексом инженерного анализа ANSYS рассмотрим механическую конструкцию в виде фермы (рис. 3.1). Ферма образована горизонтальными и вертикальными балками, жестко соединенными друг с другом.

Будем считать, что стержни фермы имеют круглое поперечное сечение и изготовлены из стандартной конструкционной стали. Примем следующие значения технических констант материала: модуль упругости $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$, плотность материала $\rho = 7850$ кг/м³.

Примем также в качестве исходных данных следующие геометрические размеры конструкции:

- радиус поперечного сечения стержней – 0,01 м;
- длина первого и последнего пролётов фермы – 2 м;
- длина среднего пролёта фермы – 3 м;
- высота конструкции – 2 м;

Ферма нагружена одной сосредоточенной силой P , приложенной в общей точке первого и второго пролетов.

Левый край конструкции является шарнирно неподвижным, а правый – шарнирно подвижным, что обеспечивает возможное движение в горизонтальном направлении.

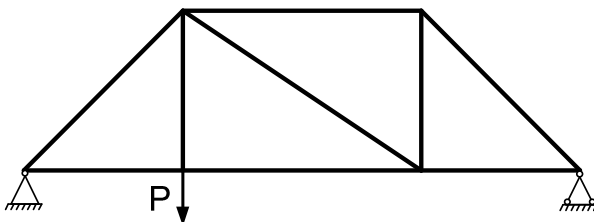


Рис. 3.1. Расчетная схема конструкции в виде фермы

В ходе численного механического анализа конструкции требуется выполнить следующие этапы.

1. Прочностный статический анализ. Определить самый растянутый и сжатый стержни, стержни с самыми большими напряжениями и перерезывающими силами. Вывести напряжения в виде эпюр.

2. Выполнить модальный анализ фермы, изображенной на рисунке. Определить первые 5 собственных частот и форм колебаний.

3. Определить отклик системы на периодическую силу $F=F_0\sin(kt)$, где F_0 – амплитуда силы, k – частота силы. Примем, что амплитуда заданной силы равна 1000 Н, а диапазон изменения частоты силы от 100 до 200 Гц.

4. Рассчитать напряженно-деформированное состояние конструкции при действии нагрузки в виде прямоугольного импульса длительностью T и амплитудой A или от температурного расширения.

В качестве примера постпроцессорной обработки полученных расчетных данных необходимо выполнить следующее.

1. Изобразить сетку конечных элементов с глобальной нумерацией узлов и элементов.

2. Изобразить деформированную форму конструкции от статической нагрузки и эпюры силовых факторов.

3. Изобразить формы колебаний, соответствующие первым пяти собственным частотам.

4. Построить зависимость перемещения характерного узла конструкции от частоты приложенной силы.

5. Для частоты, при которой перемещение характерного узла конструкции наибольшее, построить эпюры напряжений в стержнях.

4. Разработка конечно-элементной модели конструкции

4.1. Задание общих параметров

Данный этап посвящен разработке конечно-элементной модели рассматриваемой конструкции, включающей в себя геометрическую модель конструкции, сетку конечных элементов и узлов, заданные нагрузки и кинематические граничные условия. Этап выполняется в специальном программном модуле комплекса ANSYS, носящем название Preprocessor и предназначенном для разработки конечно-элементных моделей исследуемых технических конструкций или систем.

Рассмотрим последовательно шаги и команды программного комплекса для построения конечно-элементной модели фермы.

1. Задаем рабочее имя:

UTILITI MENU => FILE => CHANGE JOBNAME ... => OK.

Задаем переменной **FILNAM** свое значение вместо указанного **FILE** (рис. 4.1), при этом изменяется имя проекта, а также группы файлов, автоматически создаваемых программой в результате решения той или иной задачи.

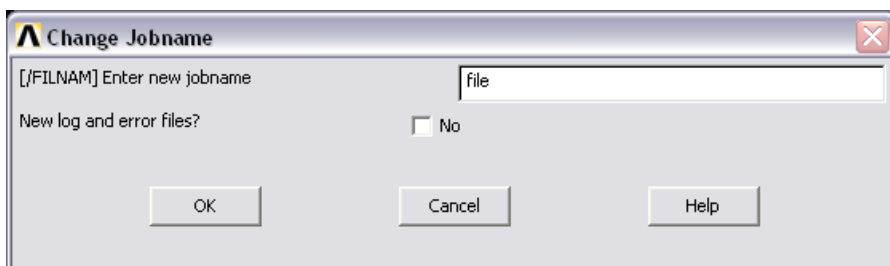


Рис. 4.1. Задание имени проекта

2. Определяем общий тип анализа:

MAIN MENU => PREFERENCES... => STRUCTURAL => OK.

В данном случае – это структурный анализ (рис. 4.2), т.е. анализ механических конструкций, машин, механизмов и т.п., что можно объединить одним словом – структуры.

Кроме структурного механического анализа, существуют и другие возможности, предоставляемые комплексом ANSYS. Например, как видно из нижеследующего рисунка, отдельно могут быть решены задачи, описываемые уравнениями теплопроводности (Thermal) или уравнениями механики жидкости и газа (ANSYS Fluid).

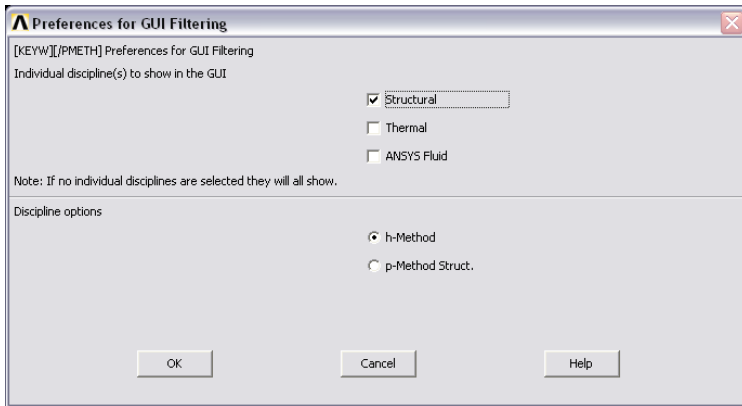


Рис. 4.2. Выбор типа анализа

3. Выбираем тип используемого элемента и задаем специфические характеристики, или атрибуты, конечного элемента (рис. 4.3):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => ELEMENT TYPE => ADD/EDIT/DELETE => ADD... => STRUCTURAL BEAM 2D ELASTIC 3 => OK => CLOSE.

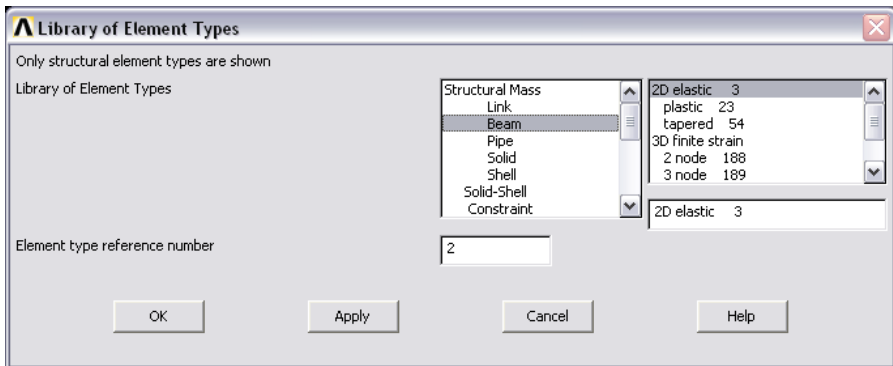


Рис. 4.3. Выбор типа элементов, используемых при построении модели

С помощью данной команды выбирается стержневой конечный элемент **BEAM3**, который применяется для расчета плоских стержневых конструкций на сложное сопротивление, учитывающее растяжение-сжатие, изгиб и кручение.

Следующим шагом является задание атрибутов конечного элемента, называемых в программе Real Constants.

Осуществляется это следующим образом (рис. 4.4):

Main Menu => PREPROCESSOR => REAL CONSTANTS => ADD/EDIT/DELETE... => ADD... => OK => CROSS-SECTIONAL AREA AREA = 3.142e-4; AREA MOMENT OF INNERTIA IZZ = 1.571e-8; TOTAL BEAM HEIGHT HEIGHT = 0.02 => OK => CLOSE.

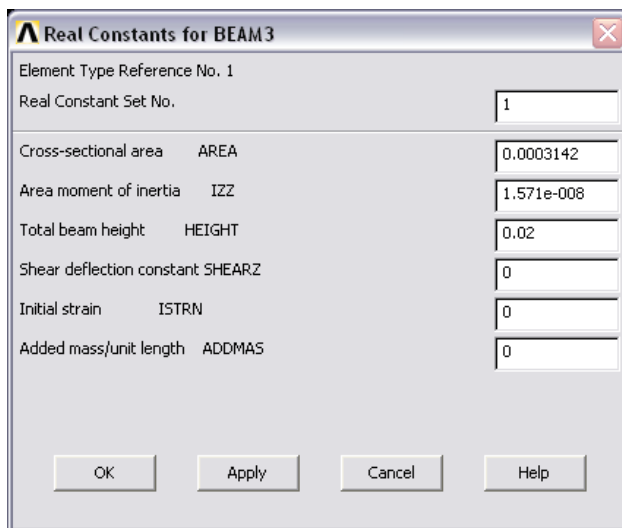


Рис. 4.4. Задание атрибутов Real Constants

В случае стержневого элемента, лежащего и работающего на изгиб в плоскости XY, необходимо задать площадь поперечного сечения стержня AREA, момент инерции поперечного сечения IZZ и высоту сечения HEIGHT, которая в нашем случае равна диаметру поперечного сечения.

4. Выбираем свойства материала и задаем его характеристики (рис. 4.5):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MATERIAL PROPS => MATERIAL MODELS => MATERIAL MODELS AVAILABLE => STRUCTURAL => LINEAR => ELASTIC => ISOTROPIC => EX = 2.1·10¹¹ Па, PRXY = 0,3 => OK=> DENSITY => DENS = 7850 кг/м³.

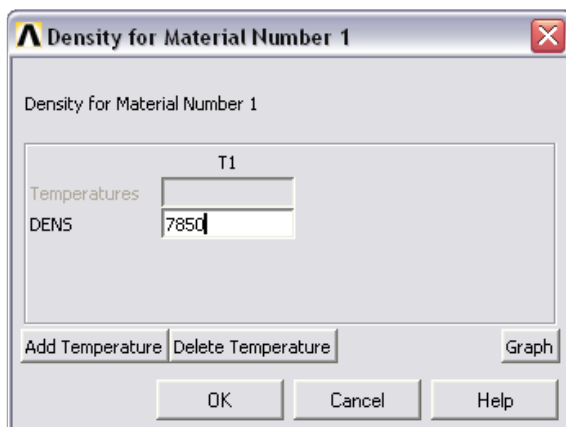
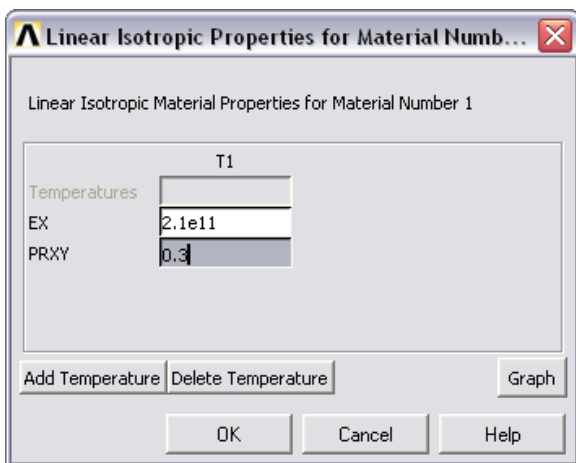


Рис. 4.5. Задание свойств и характеристик материала

Поскольку в качестве материала фермы использована обыкновенная конструкционная сталь, то можно применить модель линейно-упругого изотропного материала, описываемого модулем упругости Юнга и коэффициентом Пуассона. Кроме того, для решения динамических задач обязательно должна быть задана плотность материала. Необходимо подчеркнуть, что все материальные константы должны быть заданы в единой системе единиц.

4.2. Построение геометрической модели конструкции

Прежде чем строить модель конструкции, необходимо сказать об одном из компьютерных средств препроцессора, позволяющих более эффективно работать с графическими объектами.

Для удобства работы с геометрическими и конечно-элементными моделями в ANSYS предусмотрено вращение и перемещение геометрических объектов в окне. Смещение объекта производится перемещением мыши при одновременно нажатой клавиши CTRL и левой кнопки мыши, для вращения вместо левой кнопки мыши нужно удерживать правую кнопку мыши (рис. 4.6).

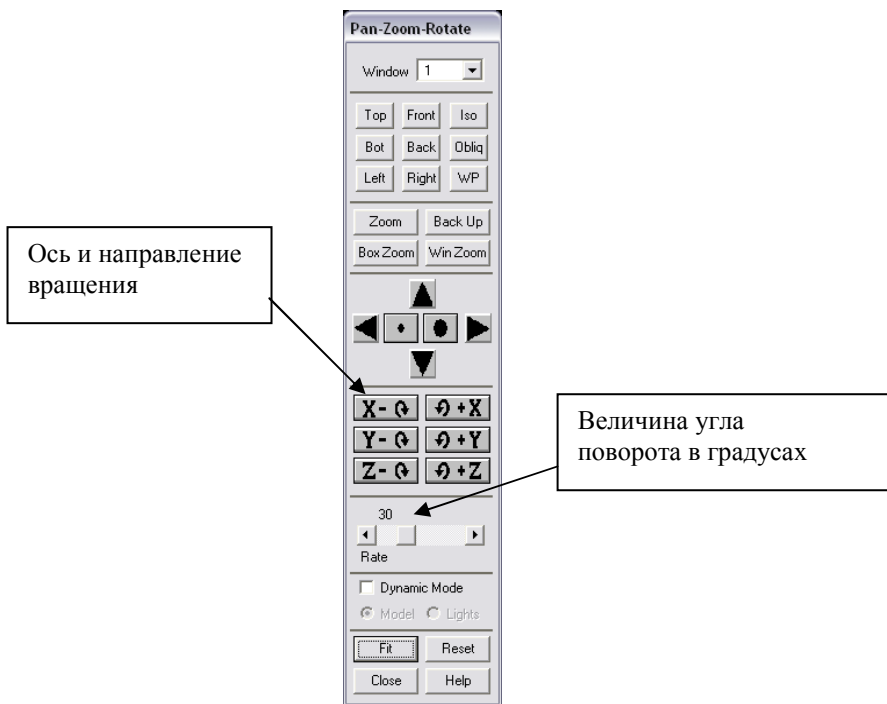


Рис. 4.6. Меню управления положением модели

После освоения приемов работы с графикой можно приступать к построению собственно модели конструкции.

1. Формируем характерные точки (рис. 4.7), определяющие геометрию тела и называемые ключевыми точками:

MAIN MENU => PREPROCESSOR=> MODELING => CREATE => KEYPOINTS => IN ACTIVE CS => X = 0 м; Y = 0 м; Z = 0 м => OK.

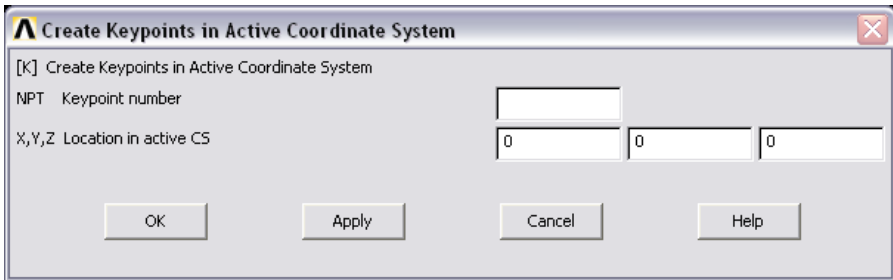


Рис. 4.7. Окно ввода координат ключевых точек

Первая точка, поскольку имеет все нулевые координаты, совпадает с началом глобальной системы координат. Остальные точки задают координаты торцов горизонтальных и вертикальных балок, определяющих каркас всей конструкции.

Задаем координаты этих точек (2,2,0), (2,0,0), (5,0,0), (5,2,0), (7,0,0) в единой глобальной системе координат аналогичным образом.

Заметим, что номер точки вручную задавать не обязательно, т.к. программа автоматически присваивает новой точке соответствующий порядковый номер.

2. Соединяем ключевые точки прямыми линиями для построения геометрии фермы (рис. 4.8):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => LINES => LINES => IN ACTIVE COORD => OK.

Попарно соединяем все нужные ключевые точки, последовательно указывая на них появляющимся курсором компьютерной мыши и подтверждая левой кнопкой мыши. В случае неверного выбора точки операцию можно отменить командой RESET в дополнительном открываемом меню. Это же меню содержит строку ввода, с помощью которой можно создавать линии не путем действия мышью, а путем непосредственного ввода номеров точек.

В результате данного шага будет получена геометрическая модель, образованная шестью ключевыми точками и восемью линиями. Номера точек и линий также отображаются возле соответствующих объектов компьютерной модели.

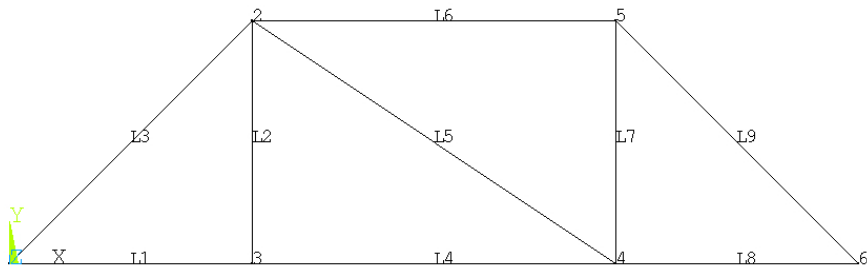


Рис. 4.8. Создание линий по точкам

4.3. Создание конечно-элементной модели конструкции

На основе построенной геометрической модели конструкции сформируем конечно-элементную модель фермы.

1. Задаем количество конечных элементов вдоль линий геометрической модели фермы (рис. 4.9):

**MAIN MENU => PREPROCESSOR => MESHING => SIZE CNTRL
=> MANUAL SIZE => LINES => ALL LINES => NDIV = 5 => OK.**

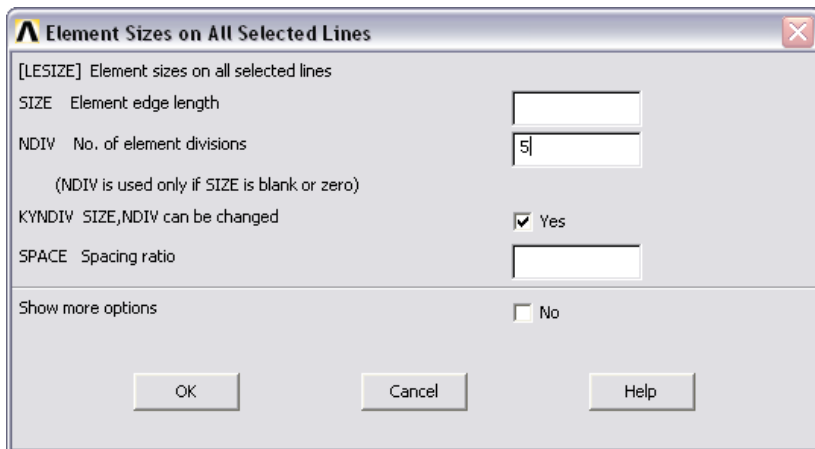


Рис. 4.9. Задание разбиения модели на элементы

С помощью данной команды мы настроили геометрию на разбиение каждой линии на пять конечных элементов.

2. Разбиваем конструкцию на конечные элементы:

**MAIN MENU => PREPROCESSOR => MESHING => MESH => LINES
=> PICK ALL.**

В результате получили модель, разбитую на 45 элементов (рис. 4.10), показанную на рисунке. Кроме того, программа позволяет отображать глобальные номера конечных элементов.

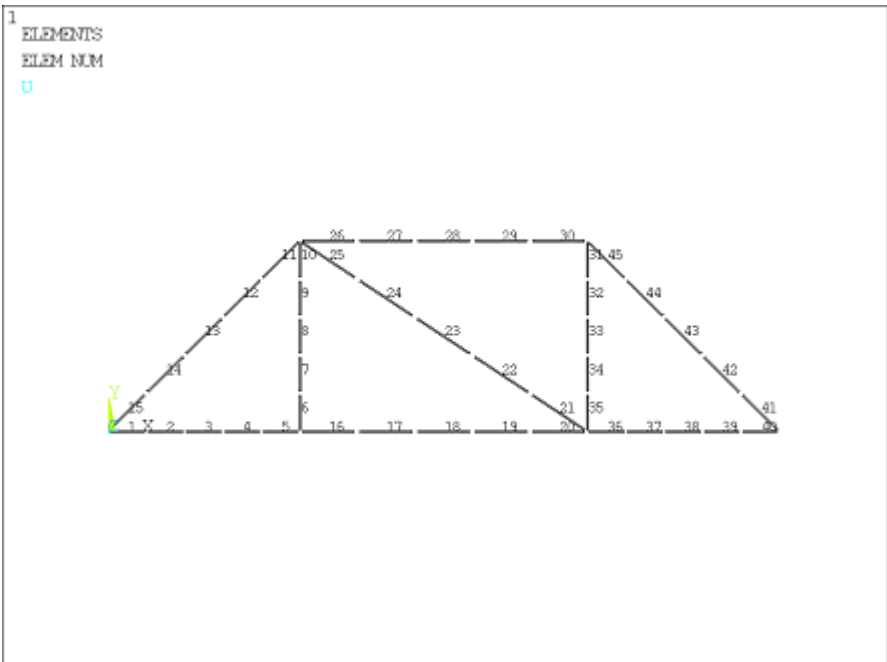


Рис. 4.10. Элементная модель фермы (количество элементов = 45)

5. Статический анализ конструкции

5.1. Процедура решения

После создания конечно-элементной модели конструкции можно переходить к следующему, наиболее важному, этапу численного анализа – формированию и решению системы алгебраических уравнений. Подобная система возникает при соответствующей процедуре конечно-элементной дискретизации и аппроксимации исходного дифференциального уравнения в частных производных, описывающего перемещения точек твердого деформируемого тела.

Шаги численной процедуры в соответствии с общим алгоритмом метода конечных элементов могут быть представлены следующим образом.

1. Выбираем тип анализа:

**MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => NEW ANALYSIS
=> STATIC => OK.**

На данном этапе мы рассмотрим статический линейный анализ конструкции при условии малых перемещений и деформаций.

2. Учитываем кинематические граничные условия:

**MAIN MENU => SOLUTION => DEFINE LOADS => APPLY =>
STRUCTURAL => DISPLACEMENT => ON NODES => Node 1 UX=0,
UY=0 => APPLY => Node 34 UY=0 => OK.**

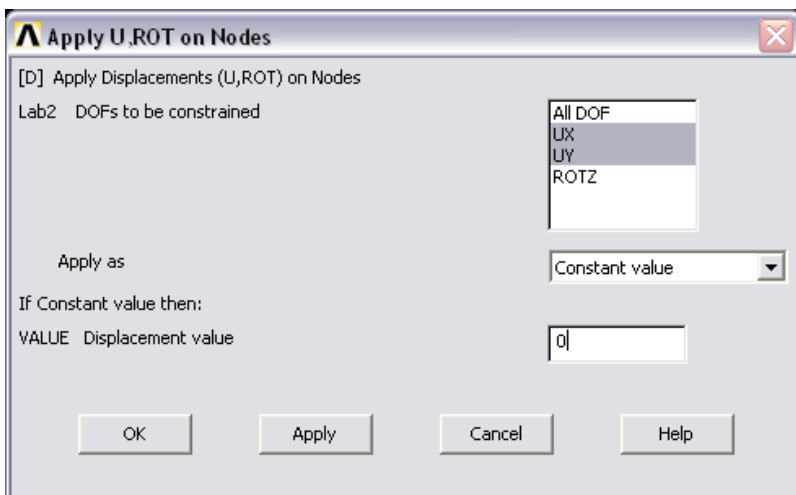


Рис. 5.1. Ограничение степеней свободы в узлах конечно-элементной сетки

В результате данной операции (рис. 5.1) в узле, имеющем глобальный номер 1, будут заданы нулевые перемещения в направлениях глобальных осей координат X и Y, а также нулевое перемещение в направлении оси Y в узле 34. Тем самым учтены кинематические граничные условия в виде неподвижного шарнирного закрепления на левом краю фермы и подвижного шарнира на правом краю.

Вид конструкции после наложения кинематических граничных условий показан на рис.5.2 с отображением глобальных номеров узлов конечно-элементной модели.

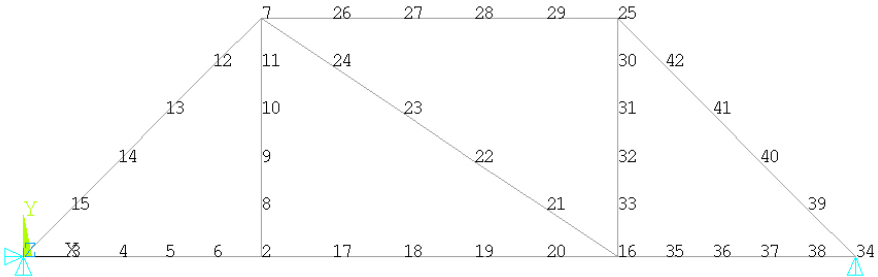


Рис. 5.2. Отображение ограничений, наложенных на модель

3. Прикладываем к конструкции внешнее воздействие (рис. 5.3):

MAIN MENU => SOLUTION => DEFINE LOADS => APPLY => STRUCTURAL => FORCE/MOMENT => ON NODES => OK => Lab = FY, Value = -50 H => OK.

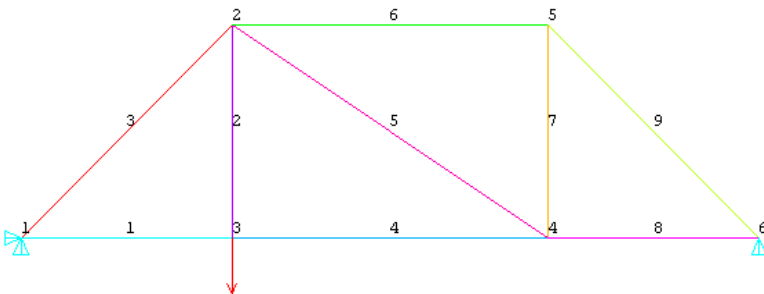


Рис. 5.3. Приложение сосредоточенных силовых нагрузок

Согласно расчетной схеме в общей точке первого и второго пролетов, соответствующей ключевой точке с номером 3, приложена сосредоточенная сила в направлении оси Y. В графическом окне программы сила показана стрелкой в направлении своего реального действия.

4. Запускаем программу на формирование глобальной системы уравнений системы и их решение:

MAIN MENU => SOLUTION => SOLVE => CURRENT LS => OK.

5.2. Анализ результатов

С помощью постпроцессора программного комплекса ANSYS можно визуализировать и просмотреть в текстовом виде перемещения узлов конструкции, деформации и напряжения в узлах и элементах конструкции, реакции опор и другие выходные параметры в зависимости от типа задачи.

Наиболее просто осуществляется просмотр узловых перемещений модели, т.е. деформированного состояния конструкции под действием заданной системы сил и кинематических граничных условий. В то же время визуальный анализ деформации тела является первым шагом для проверки достоверности численного решения.

Осуществляется данная операция следующим образом.

1. Просмотр результатов (суммарного вектора перемещений):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => NODAL SOLU... => ITEM TO BE CONTOURED => DOF SOLUTION => DISPLACEMENT VECTOR SUM => OK.

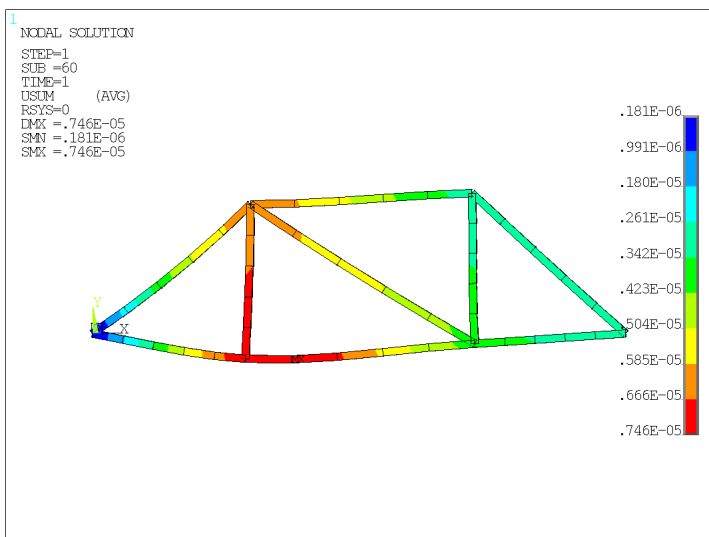


Рис. 5.4. Результат определения перемещений модели

Просмотр деформированного состояния конструкции (рис. 5.4) – наиболее простой пример вывода результатов расчета. Однако для расчета механической системы на прочность требуется знание внутренних усилий и напряжений.

Ниже описывается процедура вывода напряжений, рассчитанных в пределах каждого элемента конструкции.

2. Отображение эквивалентных напряжений (рис. 5.5):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => NODAL SOLU... => ITEM TO BE CONTOURED => STRESS => VON MISES => OK.

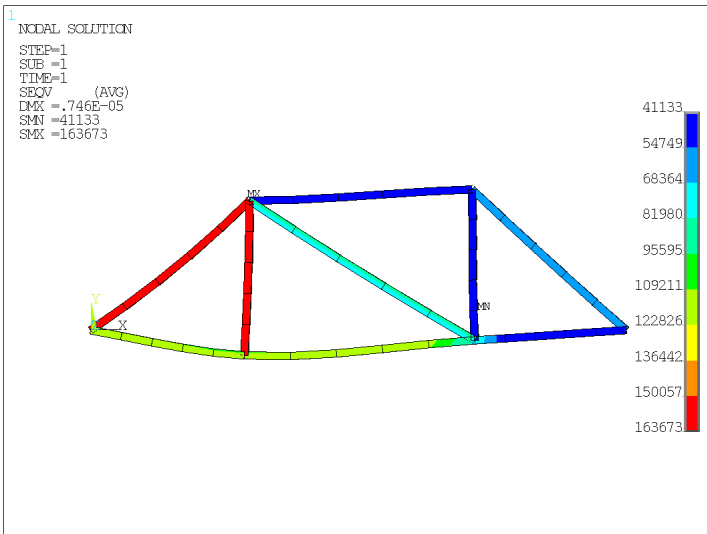


Рис. 5.5. Результат определения эквивалентных напряжений модели

3. Построение эпюр осевых напряжений (рис. 5.6):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => ELEMENT TABLE => DEFINE TABLE => ADD... => ITEM, COMP RESULTS DATA ITEM => BY SEQUENCE NUM => NMISC,1,4 => OK.

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => LINE ELEM RES => OK.

4. Построение эпюр изгибающих напряжений (рис. 5.7):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => ELEMENT TABLE => DEFINE TABLE => ADD... => ITEM, COMP RESULTS DATA ITEM => BY SEQUENCE NUM => NMISC,3,6 => OK.

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS =>
CONTOUR PLOT => LINE ELEM RES => OK.

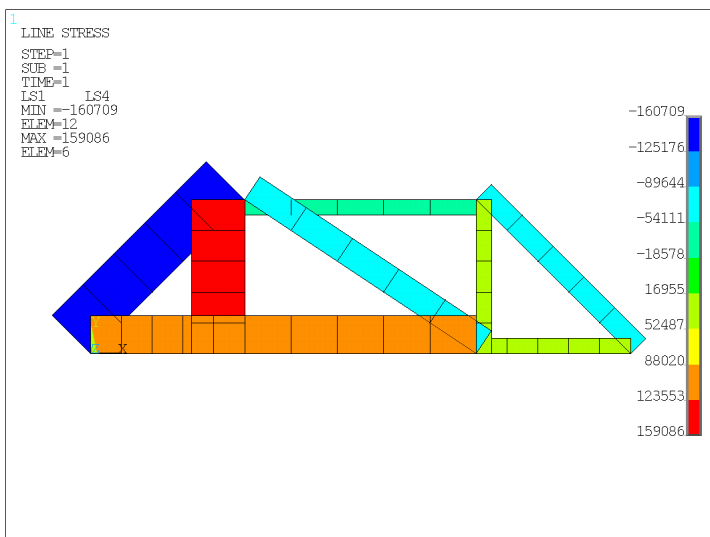


Рис. 5.6. Эпюра осевых напряжений

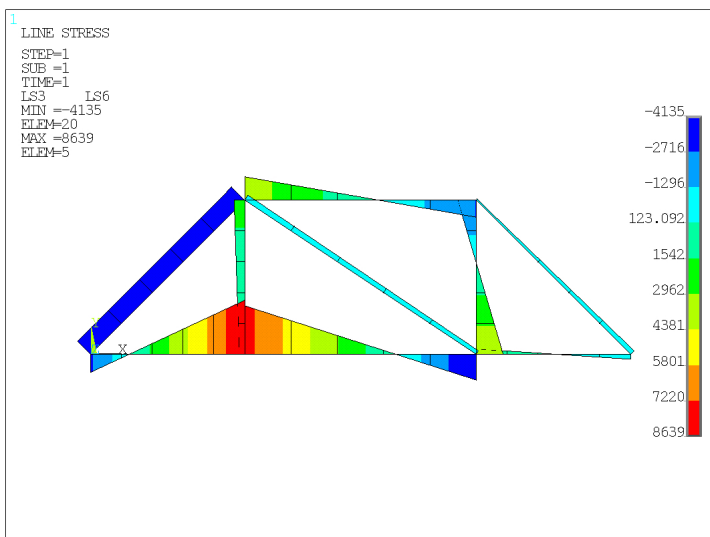


Рис. 5.7. Эпюра изгибающих напряжений

6. Анализ собственных частот и форм колебаний

6.1. Процедура решения

Расчет собственных частот и форм колебаний, или модальный анализ, предназначен для предварительной оценки динамического поведения механической системы при переменных нагрузках. В ходе модального анализа можно определить собственные частоты и формы колебаний системы, а также некоторые другие параметры, характеризующие динамические свойства конструкции.

Заметим, что несмотря на ранее заданные нагрузки, силы и моменты, приложенные к объектам модели в ходе модального анализа не учитываются. Не принимаются во внимание также любые нелинейности, имеющие место в модели.

Последовательность действий при выполнении данного типа компьютерного инженерного анализа представлена следующими шагами.

1. Задаем новый тип расчета конструкции – модальный анализ:

**MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => NEW ANALYSIS
=> MODAL => OK.**

2. Задаем параметры модального анализа – метод нахождения собственных значений и число определяемых мод колебаний:

**MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => ANALISYS
OPTIONS => MODOPT = SUBSPACE, No. of modes to extract = 10,
MXPAND = Yes, NMODE = 10, ELCALC = No, LUMPM = No, PSTRES =
No => OK.**

В данном примере выбран метод подпространств в качестве численного способа нахождения собственных значений и определено требуемое число собственных частот и форм колебаний в количестве десяти мод.

После подтверждения представленных значений и опций в следующем автоматически появляющемся окне программа предлагает ввести начальное и конечное значения диапазона поиска собственных частот.

3. Выбираем частотный диапазон (рис. 6.1):

**FREQB Start Freq (Initial shift) = 0, FREQE End Frequency = 1000
=> OK.**

Отметим, что по умолчанию значения частот в программе ANSYS частоты задаются в герцах.

После задания параметров модального анализа можно запустить программу на расчет.

4. Выполняем расчет:

MAIN MENU => SOLUTION => SOLVE => CURRENT LS => OK.

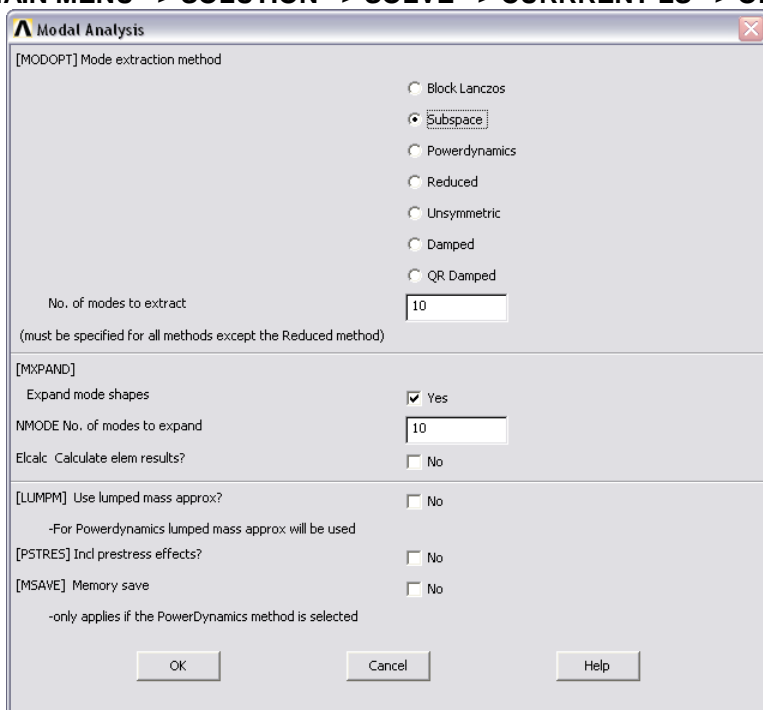


Рис. 6.1. Задание параметров модального анализа

6.2. Анализ результатов

С помощью постпроцессора программного комплекса ANSYS можно вывести значения собственных частот колебаний конструкции и визуализировать формы колебаний изучаемой механической системы. Необходимо отметить, что значения частот выводятся в системе единиц, соответствующей используемым единицам длины, модуля упругости и плотности материала. Поэтому важно следить за используемой системой единиц, чтобы получить результат в герцах.

1. Вывод числовых значений собственных частот колебаний конструкции (рис.6.2):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => LIST RESULTS => DETAILED SUMMARY => OK.

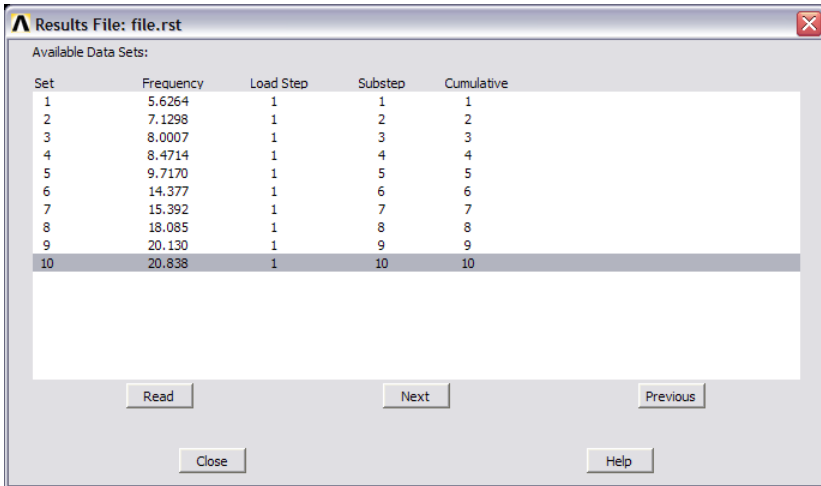


Рис. 6.2. Результаты расчета конструкции на собственные частоты

2. Просмотр собственных форм колебаний конструкции:

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => DEFORMED SHAPE => OK.

По умолчанию выводится форма колебания для последней собственной частоты. Для того чтобы получить форму колебания для любой из собственных частот, необходимо сначала выбрать нужную частоту из общего списка рассчитанных результатов, обозначаемых в программе как "Set". Для осуществления этой операции можно воспользоваться одним из двух способов.

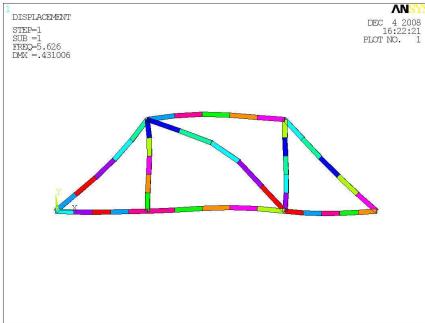
3. Последовательный выбор решений из списка и вывод суммарных перемещений узлов конструкции:

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => READ RESULTS => NEXT SET => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => NODAL SOLU... => NODAL SOLUTION => DOF SOLUTION => DISPLACEMENT VECTOR SUM => OK.

4. Выбор произвольного решения из списка и просмотр собственных форм колебаний конструкции:

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => READ RESULTS => BY PICK => OK.

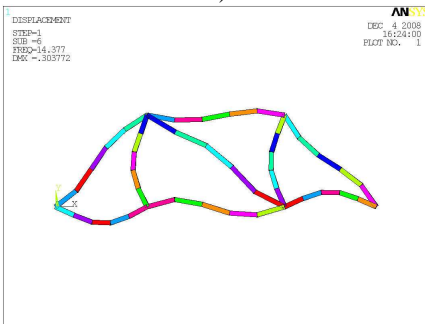
MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => DEFORMED SHAPE => OK.



а)



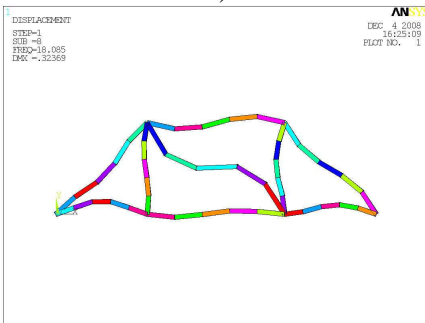
б)



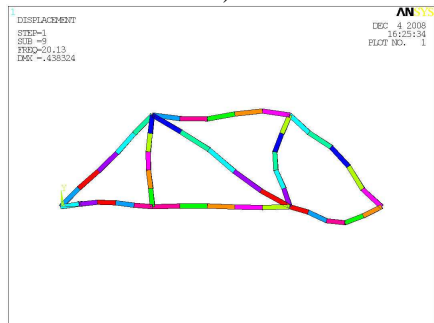
в)



г)



д)



е)

Рис. 6.3. Формы колебаний фермы на собственных частотах: а – на 1-й; б – на 3-й; в – на 6-й; г – на 7-й; д – на 8-й; е – на 9-й.

На рис. 6.3. в качестве примера приведены наиболее характерные шесть форм собственных колебаний фермы. Можно заметить, что колебания на первой собственной частоте характеризуются наибольшими прогибами диагонального стержня. Колебания на третьей частоте

характеризуются большими прогибами среднего стержня основания фермы. Колебания на шестой, седьмой и восьмой частотах отмечены равномерными прогибами всех стержней. Колебания на девятой собственной частоте характеризуются максимальными перемещениями правого стержня основания фермы.

7. Расчет вынужденных колебаний конструкции

7.1. Процедура решения

Целью гармонического анализа является определение резонансных частот и изучение динамического отклика системы на действие периодических нагрузок. Определение резонансных частот производится на основе анализа амплитудно-частотной характеристики системы, рассматриваемой в определенных точках конструкции. Предварительный модальный анализ, проведенный перед гармоническим анализом, необходим для определения пределов изменения частот, при которых возможен резонанс.

Определим отклик системы на периодическую силу $F=F_0\sin(kt)$. F_0 – амплитуда гармонической силы, равная 1000 Н. Диапазон изменения частоты силы k задан от 0 до 25 Гц в соответствии с результатами расчета собственных колебаний фермы.

В качестве характерных точек конструкции, в которых будут рассмотрены амплитудно-частотные характеристики системы в виде зависимостей перемещений UX , UY узлов фермы от частоты приложенной силы, выбраны узлы конечно-элементной модели с номерами 2, 18, 22, 27 (рис. 7.1).

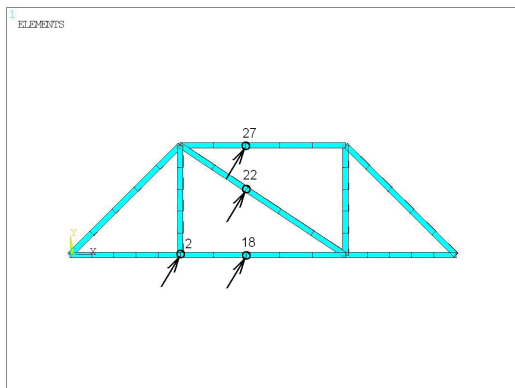


Рис. 7.1. Узлы фермы для анализа

1. Изменяем тип анализа на гармонический (рис. 7.2):
MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => NEW ANALYSIS => HARMONIC => OK.

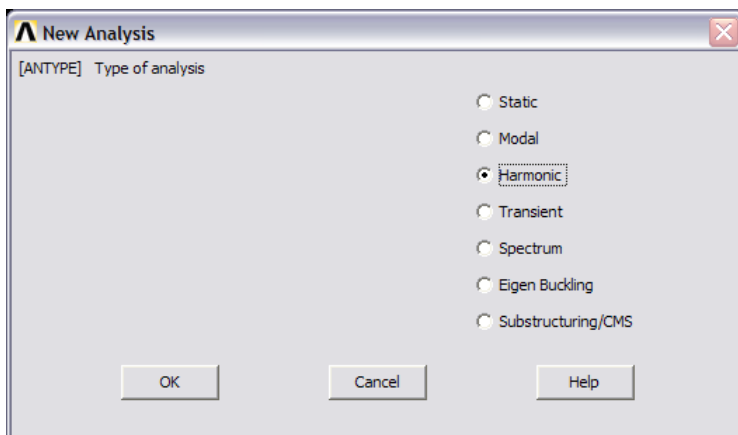


Рис. 7.2. Меню выбора типа анализа

Необходимо указать полный метод решения и амплитудно-фазовый формат вывода (рис. 7.3):

MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => ANALYSIS OPTIONS => OK.

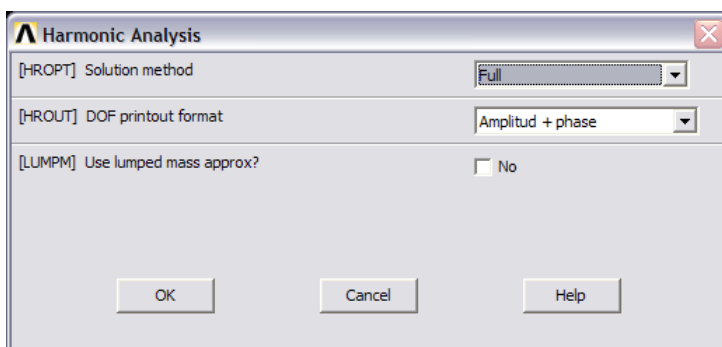


Рис. 7.3. Меню опций гармонического анализа

Указываем диапазон изменения частоты и количество шагов (рис. 7.4):

MAIN MENU => SOLUTION => LOAD STEP OPTS => TIME/FREQUENC => FREQ AND SUBSTPS => OK.

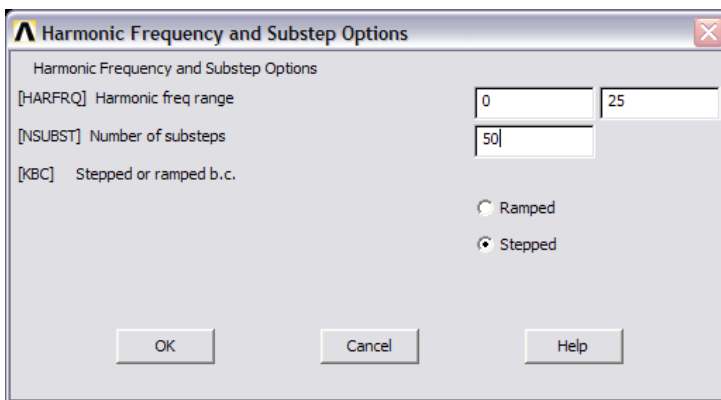


Рис. 7.4. Меню диапазона частот для гармонического анализа

2. Запускаем на решение:

MAIN MENU => SOLUTION => SOLVE => CURRENT LS => OK.

После окончания расчета переходим к анализу результатов, для чего запускаем специальный постпроцессор программы, предназначенный для просмотра результатов, зависящих от времени.


7.2. Анализ результатов

1. Построение амплитудно-частотной характеристики (рис. 7.5):

MAIN MENU => TIMEHIST POSTPRO.

Для построения зависимости перемещений от времени указываем в качестве степеней свободы нужную компоненту перемещения и выбираем узел, перемещение которого требуется определить. На рис. 7.6 показан выбор перемещения UX. Перемещение UY задается аналогично с помощью пункта меню выбора Y-Component of displacement.

После задания требуемой компоненты в меню **TIME HISTORY**

VARIABLES активируем кнопку **GRAPH DATA** , служащую для построения графиков переменных. В результате в графический экран программы будет выведена амплитудно-частотная характеристика указанного узла.

В качестве примера на рис. 7.7 приведены графики перемещений в зависимости от частоты для исследуемых узлов фермы (2, 18, 22 и 27).

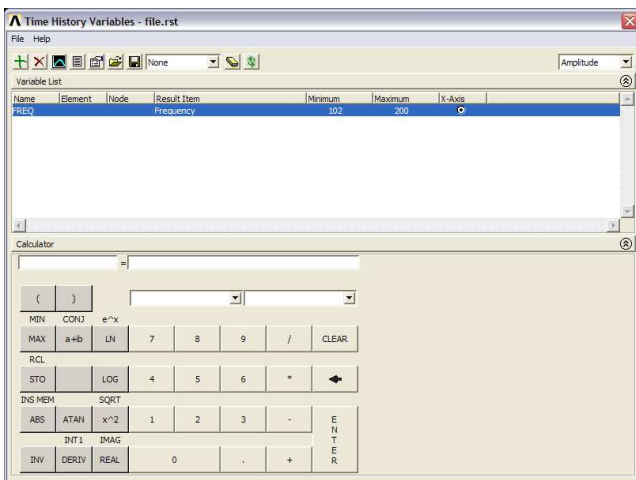


Рис. 7.5. Главное меню TIMEHIST POSTPRO

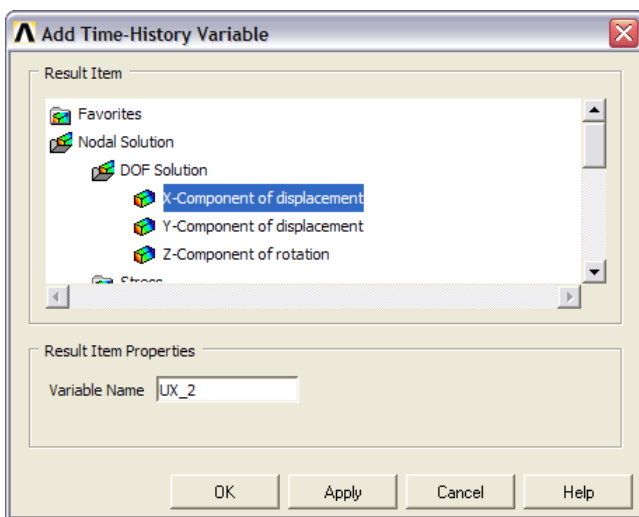
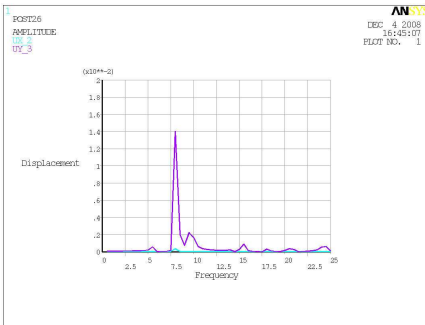
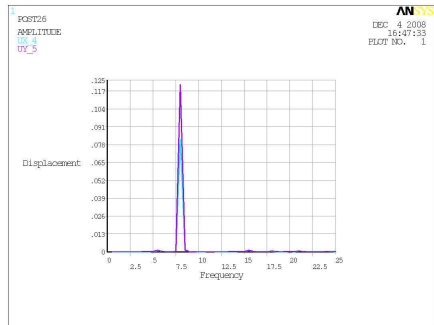


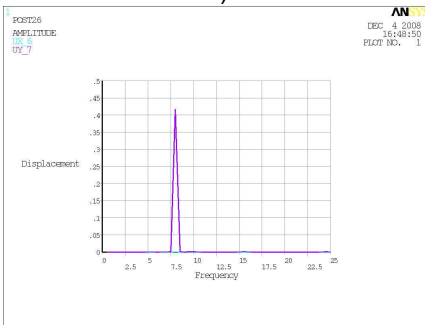
Рис. 7.6. Меню выбора выводимых параметров



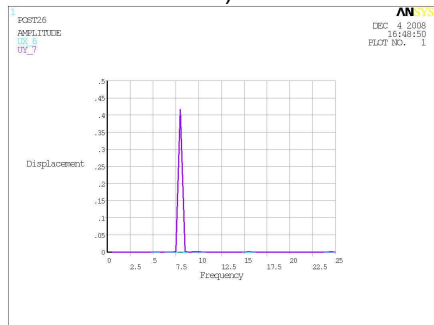
а)



б)



в)



г)

Рис. 7.7. Амплитудно-частотные характеристики узлов фермы:
а – узел 27; б – узел 22; в – узел 18; г – узел 2

2. Построение зависимостей вибрационной скорости и вибрационного ускорения от частоты.

Строим графики скоростей и ускорений ранее выбранных узлов. При гармоническом анализе скорость представляет собой произведение перемещения на частоту, а ускорение – произведение перемещения на квадрат частоты. Т.е. для получения скоростей и ускорений достаточно произвести простое перемножение:

MAIN MENU => TIMEHIST POSTPRO => MATH OPERATIONS => MULTIPLY.

В появившемся окне выставляем (рис. 7.8):

IR = 6 – номер переменной, в которой будет храниться результат перемножения – скорость; **IA = 2** – номер переменной, в которой хранятся значения перемещений; **IB = 1** – номер переменной, в которой хранятся значения частот ранее заданного интервала **OK**;

IR = 10 – номер переменной, в которой будет храниться результат перемножения – ускорение; **IA = 2** – номер переменной, в которой хранятся значения перемещений; **IB = IC = 1** – номер переменной в которой хранятся значения частот ранее заданного интервала **OK**.

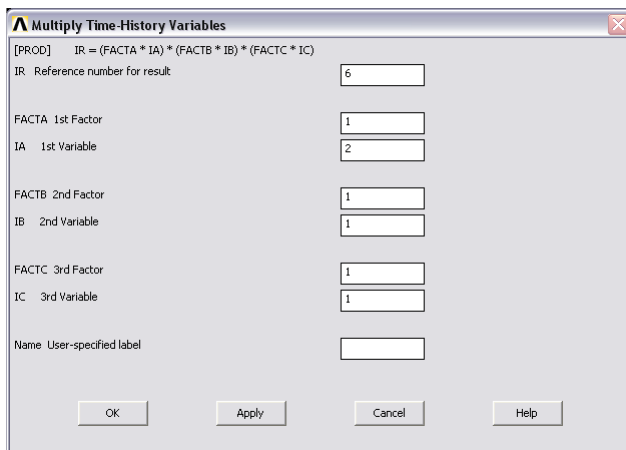


Рис. 7.8. Меню выбора множителей

Далее выполняем визуализацию графика (рис. 7.9):
MAIN MENU => TIMEHIST POSTPRO.

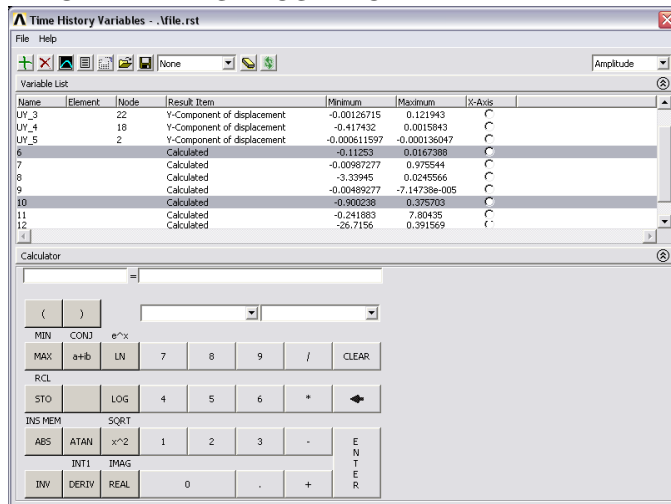
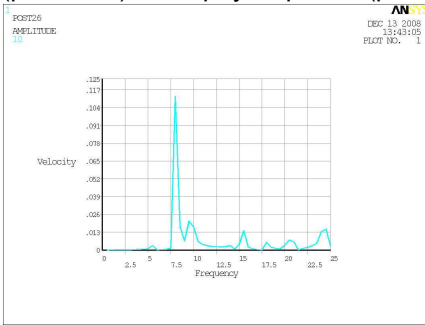


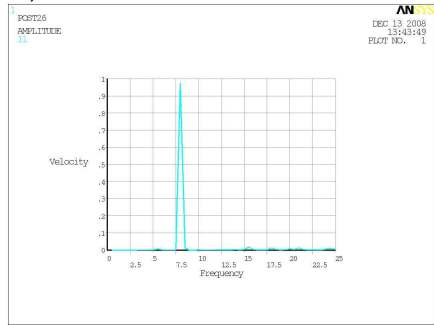
Рис. 7.9. Заполненное главное меню TIMEHIST POSTPRO



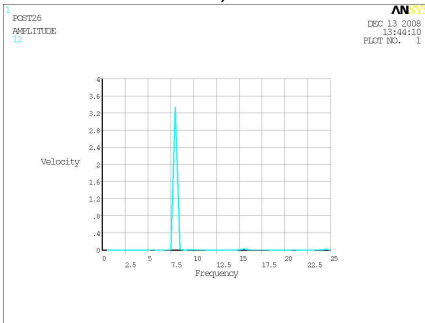
В меню **TIME HISTORY VARIABLES** нажимаем **GRAPH DATA**, в результате на экран будут выведены зависимости виброскорости (рис. 7.10) и виброускорения (рис. 7.11) от частоты.



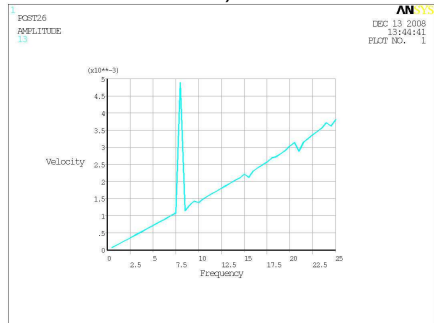
а)



б)



в)



г)

Рис. 7.10. Зависимость компонента Y виброскорости частоты в узлах фермы: а – узел 27; б – узел 22; в – узел 18; г – узел 2

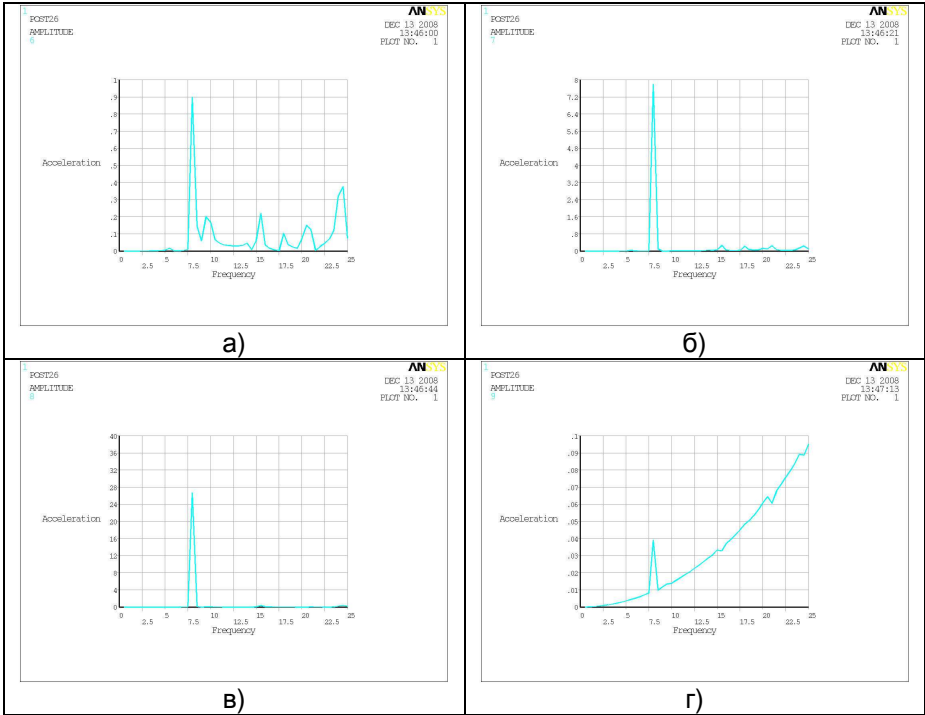


Рис. 7.11. Зависимость компонента Y виброускорения частоты в узлах фермы: а – узел 27; б – узел 22; в – узел 18; г – узел 2

3. Вывод эквивалентных напряжений на собственных частотах (рис. 7.12).

Для вывода эквивалентных напряжений необходимо вызвать и заполнить следующее меню:

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => READ RESULTS => BY TIME/FREQ => READ RESULTS FOR = ENTIRE MODEL; TIME = 8; LSTEP = NEAR TIME VALUE; FACT = 1; KIMG = REAL PART => OK.

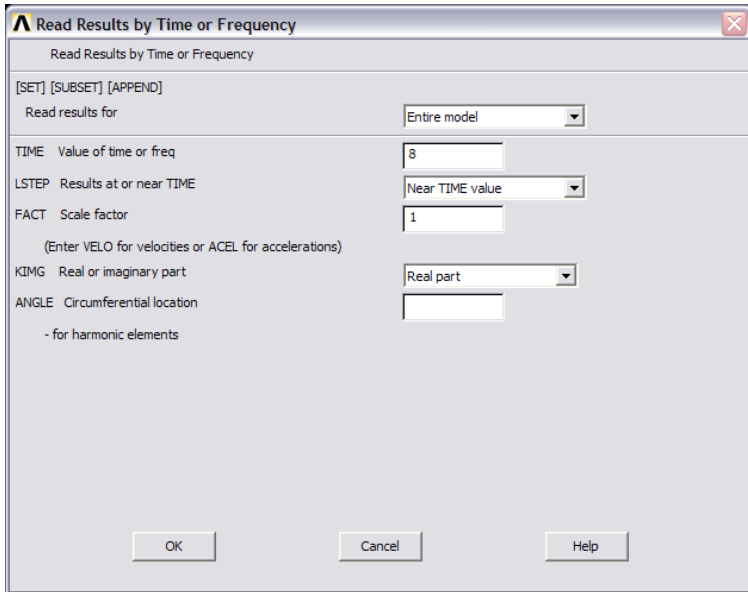


Рис. 7.12. Меню выбора расчетной частоты

**MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS =>
CONTOUR PLOT => NODAL SOLUTION => STRESS => VON MISES
=>OK.**

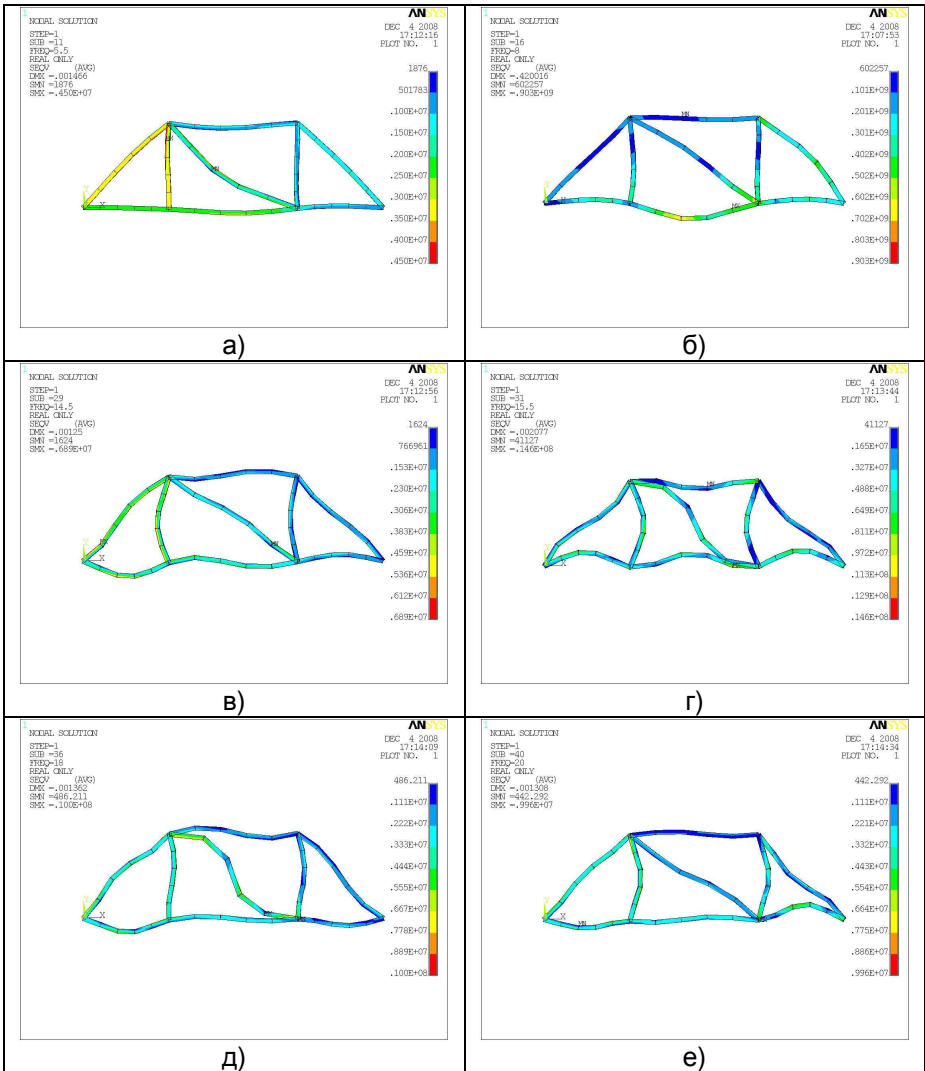


Рис. 7.13. Эквивалентные напряжения фермы: а – эквивалентные напряжения на первой собственной частоте; б – на третьей собственной частоте; в – на шестой собственной частоте; г – на седьмой собственной частоте; д – на восьмой собственной частоте; е – на девятой собственной частоте

8. Температурные деформации и напряжения

Комплекс ANSYS позволяет выполнить расчет распределения температурного поля и оценить температурные напряжения и деформации, возникающие в материале конструкции. В данном пособии мы рассмотрим вариант термомеханической задачи, при котором ферма работает в стационарных, но отличных от номинальных температурных условиях. В ходе анализа определим полные перемещения и эквивалентные напряжения фермы при температуре 120 °С. При этом существенной физико-механической характеристикой материала является коэффициент линейного температурного расширения, который для рассматриваемой конструкционной углеродистой стали марки Ст3 равен $5.5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

1. Изменяем тип анализа (рис. 8.1):

MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => NEW ANALYSIS => STATIC => OK.

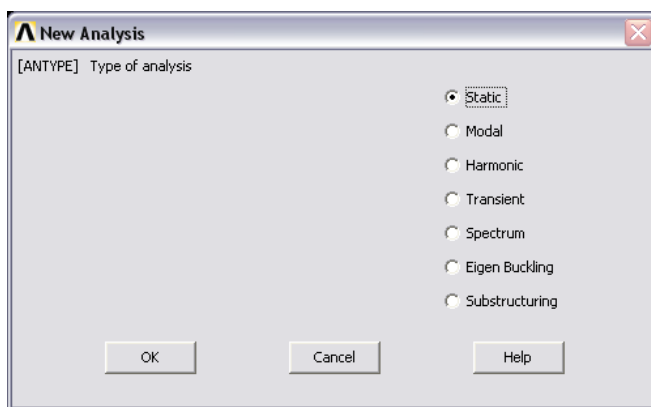


Рис. 8.1. Меню выбора типа анализа

2. Выбираем свойства материала и дополнительно задаем его температурные характеристики:

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MATERIAL PROPS => MATERIAL MODELS...=> MATERIAL MODELS AVAILABLE => STRUCTURAL => THERMAL EXPANSION => SECANT COEFFICIENT => ISOTROPIC => ALPX = 5.5E-6.

3. Указываем начальную температуру (рис. 8.2):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => LOADS => DEFINE LOADS => SETTINGS => REFERENCE TEMP.

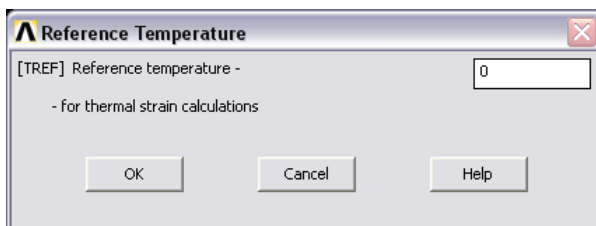


Рис. 8.2. Меню присвоения начальной температуры

Указываем рабочую температуру (рис. 8.3):

**MAIN MENU => PREPROCESSOR => LOADS => DEFINE LOADS
=> SETTINGS => UNIFORM TEMP.**

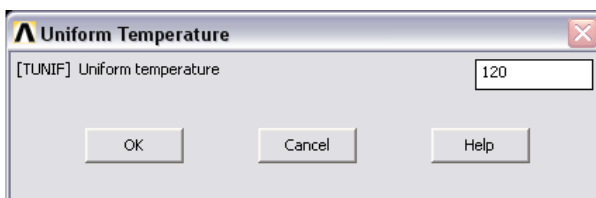


Рис. 8.3. Меню присвоения рабочей температуры

4. Расчет проводим без внешних нагрузок. Для этого удаляем приложенную ранее силу (узел №2):

**MAIN MENU => PREPROCESSOR => LOADS => DEFINE LOADS
=> DELETE => STRUCTURAL => FORCE/MOMENT => ON NODES =>
выделяем узел, в котором необходимо удалить силу => OK.**

5. Запускаем на решение:

MAIN MENU => SOLUTION => SOLVE => CURRENT LS => OK.

6. Выводим суммарные перемещения (рис. 8.4, рис. 8.5).

**MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS =>
CONTOUR PLOT => NODAL SOLU.**

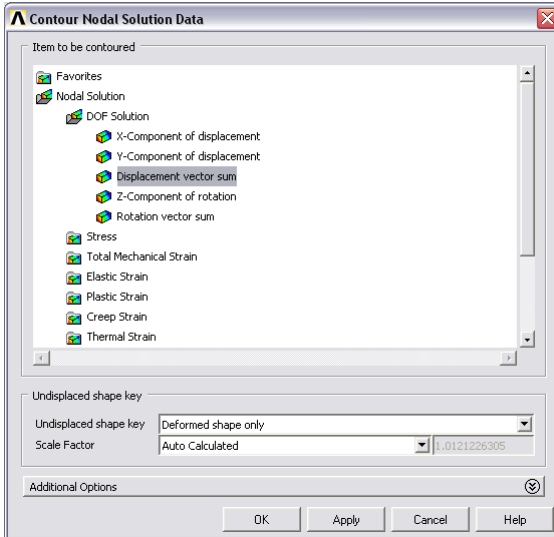


Рис. 8.4. Меню выбора выводимых параметров

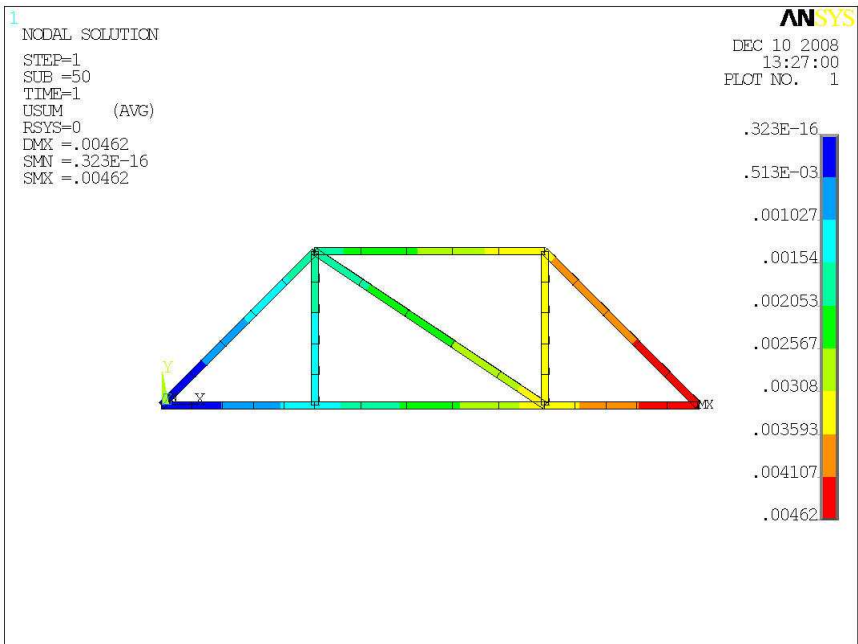


Рис. 8.5. Суммарные перемещения фермы

7. Выводим эквивалентных напряжений (рис. 8.6, рис. 8.7).

Для вывода эквивалентных напряжений необходимо вызвать меню:
MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => NODAL SOLUTION => STRESS => VON MISES => OK.

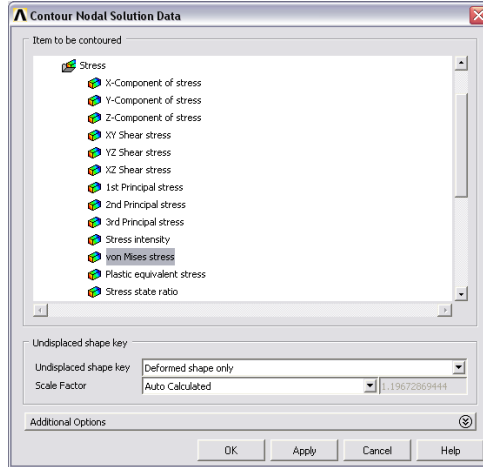


Рис. 8.6. Меню выбора выводимых параметров

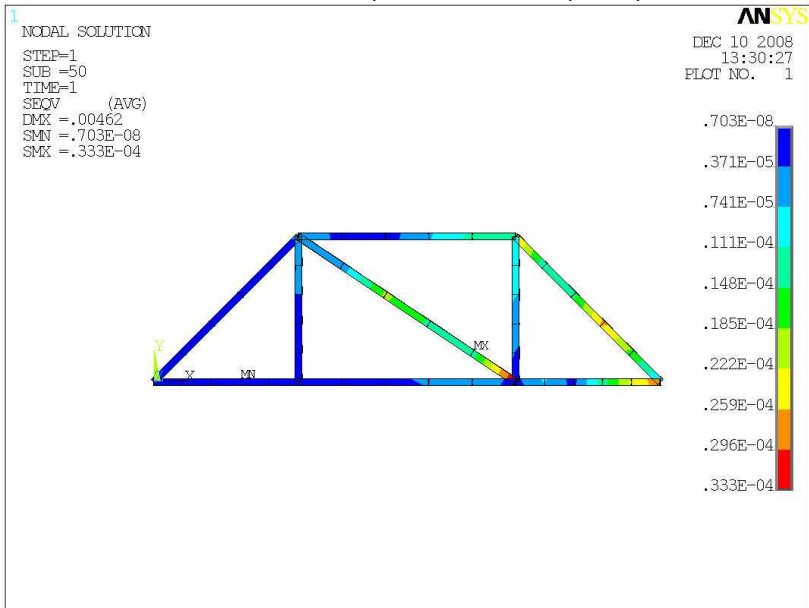


Рис. 8.7. Распределение эквивалентных напряжений

9. Особенности модуля расчета трубопроводов

9.1. Разработка конечно-элементной модели трубопровода

Программный комплекс ANSYS включает помимо универсального способа создания стержневых конечно-элементных моделей также дополнительные модули, учитывающие специфику тех или иных механических конструкций. Одним из примеров такого подхода является модуль расчета трубопроводов. Данный модуль основан на стандартном пространственном стержневом конечном элементе с шестью степенями свободы в узле, но также включает в себя некоторые специфические особенности, которые позволяют быстрее и эффективнее разрабатывать конечно-элементные модели различных видов трубопроводов и паропроводов и рассчитывать их напряженно-деформированное состояние при действии типичных силовых и температурных нагрузок.

9.2. Статический анализ трубопровода

Трубопровод (рис. 9.1) имеет круглое поперечное сечение и изготовлен из материала имеющего следующие свойства: модуль упругости $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\mu=0,3$, плотность материала 7850 кг/м^3 .

Внешний диаметр поперечного сечения трубы – 0,05 м.

Внутренний диаметр поперечного сечения трубы – 0,045 м.

Длина колен трубопровода 1 м.

Амплитуда силы $P = 400 \text{ Н}$.

Жесткость пружин $C = 1000 \text{ Н/м}$.

Представить суммарные перемещения и эквивалентные напряжения трубопровода.

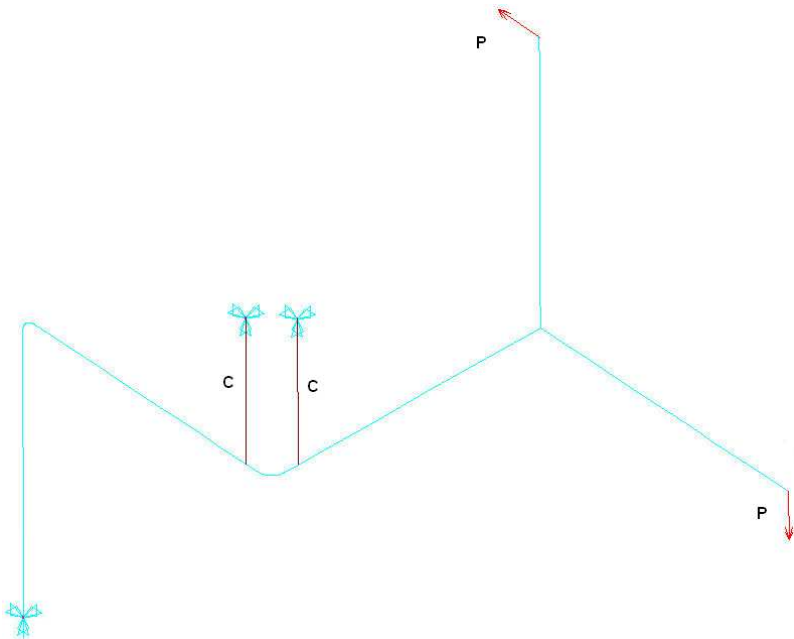


Рис. 9.1. Схема трубопровода

1. Задаем рабочее имя:

UTILITI MENU => FILE => CHANGE JOBNAME ... задаем переменной **FILNAM** свое значение вместо указанного **FILE**, при этом изменяется имя проекта (группы файлов).

2. Определяем тип анализа:

MAIN MENU => PREFERENCES => STRUCTURAL => OK.

3. Выбираем свойства материала и задаем его характеристики.

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MATERIAL PROPS => MATERIAL MODELS... => MATERIAL MODELS AVAILABLE => STRUCTURAL => LINEAR => ELASTIC => ISOTROPIC => EX = 2.1E11 Па, PRXY = 0.3 => OK => DENSITY => DENS = 7850 кг/м³.

4. Строим модель (Modeling):

Задание внешнего диаметра и толщины стенки трубы (рис. 9.2):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => SPECIFICATIONS => PIPE MATERIAL NUMBER = 1; OUTSIDE DIA AND WALL THICK = 0.05, 0.005.

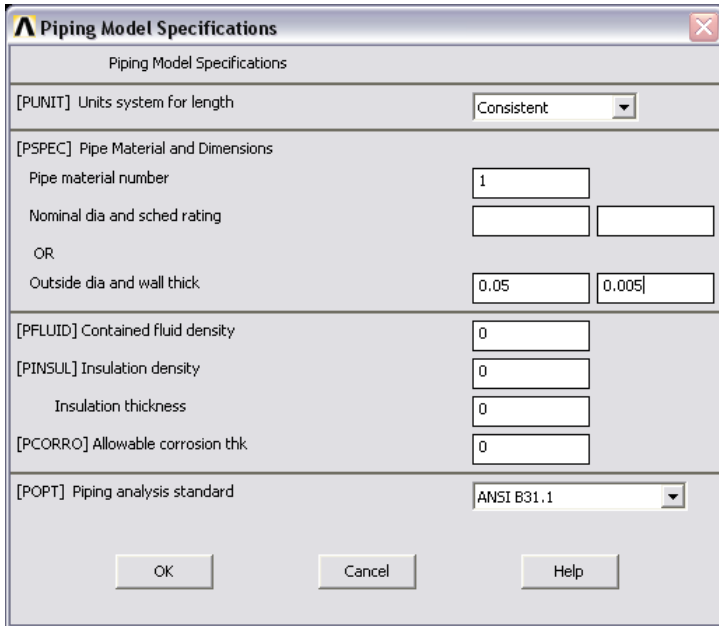


Рис. 9.2. Меню размеров трубопровода

Задаем начальную точку (рис. 9.3):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => START BRANCH => AT XYZ LOC.

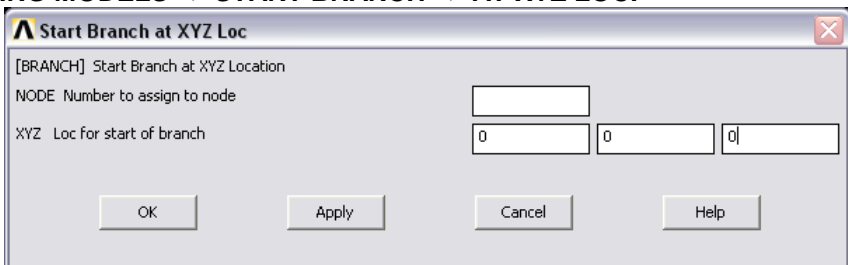


Рис. 9.3. Меню координат начальной точки

Построение линий и разбиение на элементы (рис. 9.4):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => DEFINE PIPES => PIPE RUN => DX, DY, DZ = 0, 1, 0; NUMBER OF ELEMENTS = 10 (разбиение каждого колена трубопровода на 10 элементов).

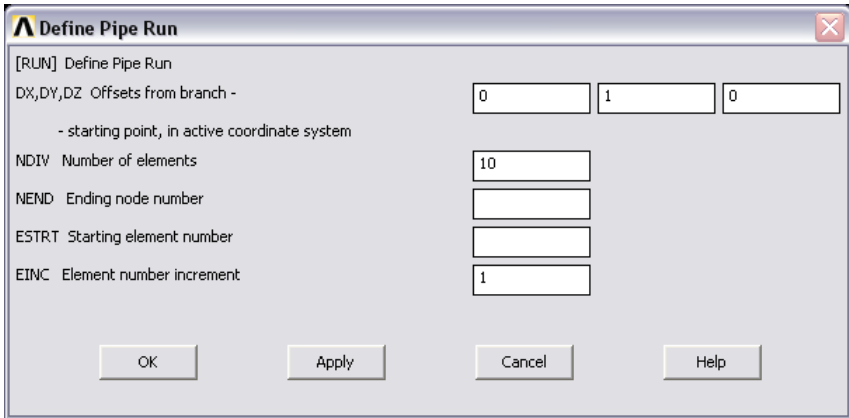


Рис. 9.4. Меню приращений координат и разбиения на элементы

Аналогично строятся остальные части трубопровода, причем начальная точка следующего построения является конечной точкой предыдущего.

Для построения разветвлений необходимо указать начальную точку:

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => START BRANCH => AT NODE.

После чего снова используем:

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => DEFINE PIPES => PIPE RUN.

Скругление стыка колен трубопровода (рис. 9.5):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => DEFINE PIPES => ELBOW (указываем элементы стыка) => BEND RADIUS = 0.05 (указываем радиус скругления).

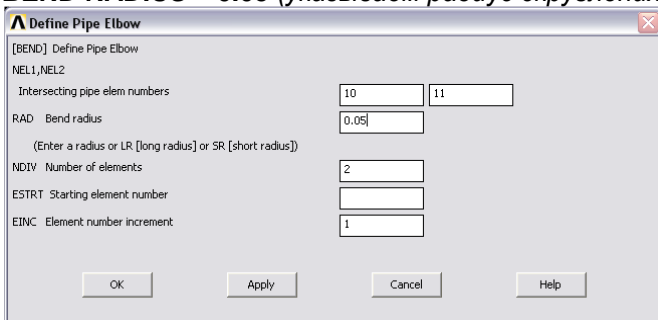


Рис. 9.5. Меню радиуса скругления

В месте стыка трех колен трубопровода устанавливаем тройник. Для установки тройника указываем узел стыка и длины его колен (рис. 9.6):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => START BRANCH => AT NODE.

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => DEFINE PIPES => PIPE TEE => L1, L2, L3 = 0.05, 0.05, 0.05.

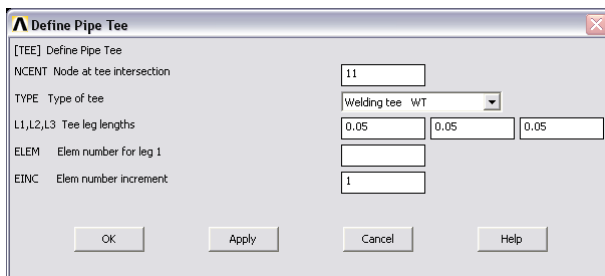


Рис. 9.6. Меню параметров тройника

5. Прикладываем к конструкции внешнее воздействие:

MAIN MENU => PREPROCESSOR => LOADS => DEFINE LOADS => APPLY => STRUCTURAL => FORCE/MOMENT => ON NODES => выделяем узел, в котором будет приложена сила, как показано на рис. 9.1 => OK => LAB = FY, VALUE = -400 H => OK.

6. Закрепляем конструкцию:

MAIN MENU => PREPROCESSOR => LOADS => DEFINE LOADS => APPLY => STRUCTURAL => DISPLACEMENT => ON NODES => выделяем необходимые узлы => OK => LAB2 = ALL DOF.

7. Закрепляем конструкцию с помощью пружин (рис. 9.7):

MAIN MENU => PREPROCESSOR => MODELING => CREATE => PIPING MODELS => SPRING SUPPORT => SPRING CONSTANT = 1000 (указываем жесткость); DX, DY, DZ = 0, 0.5, 0 (задаем длину пружины).

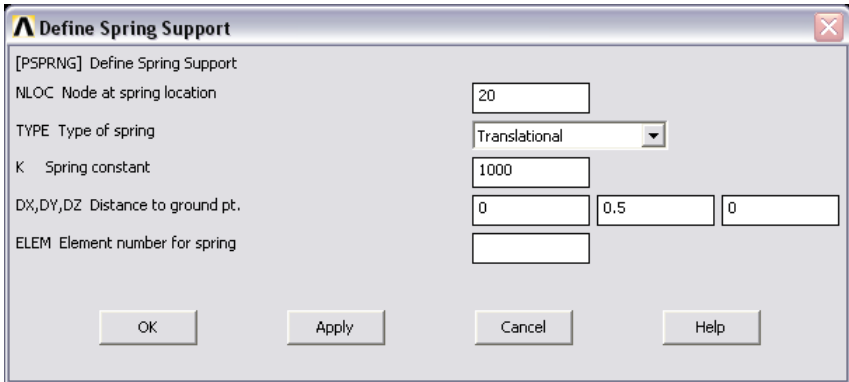


Рис. 9.7. Меню параметров пружины

8. Запускаем на решение:

MAIN MENU => SOLUTION => SOLVE => CURRENT LS => OK.

9. Выводим суммарные перемещения (рис. 9.8):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => NODAL SOLU.

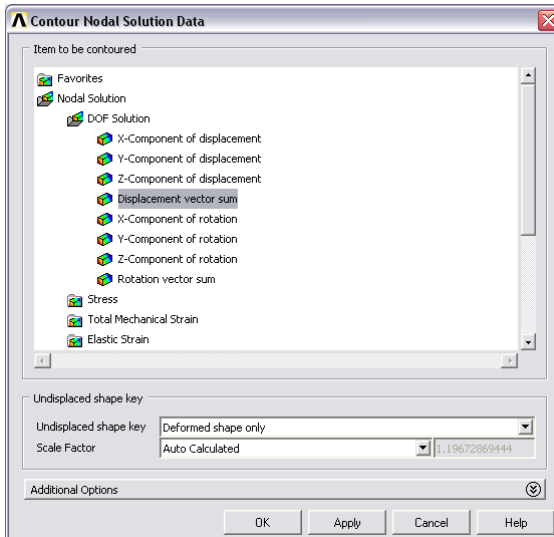


Рис. 9.8. Меню выбора выводимых параметров

Для объемного отображения трубопровода необходимо вызвать и изменить следующее меню (рис. 9.9):

UTILITY MENU => PLOTCTRLS => STYLE => SIZE AND SHAPE => Display of element = On; Real constant multiplier = 1 (относительная толщина трубопровода).

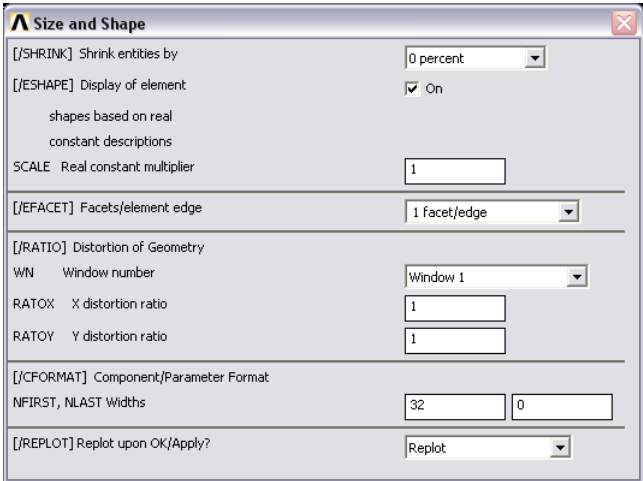


Рис. 9.9. Меню объемной визуализации трубопровода

10. Выводим суммарные перемещения (рис. 9.10).

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => CONTOUR PLOT => NODAL SOLU.

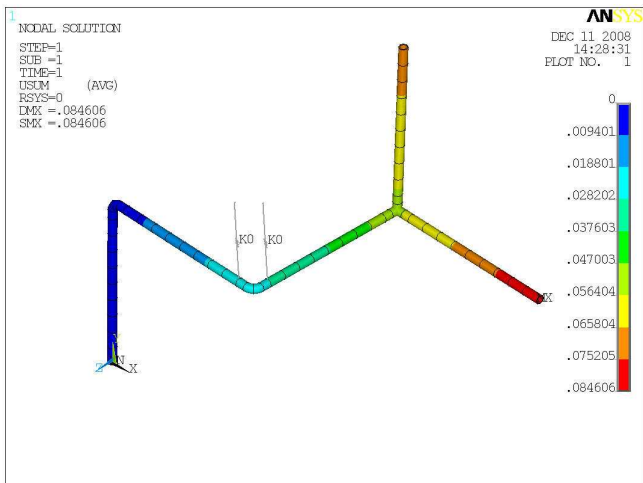


Рис. 9.10. Суммарные перемещения трубопровода

11. Выводим эквивалентные напряжения (рис. 9.11, рис. 9.12):
**MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS =>
 CONTOUR PLOT => NODAL SOLU.**

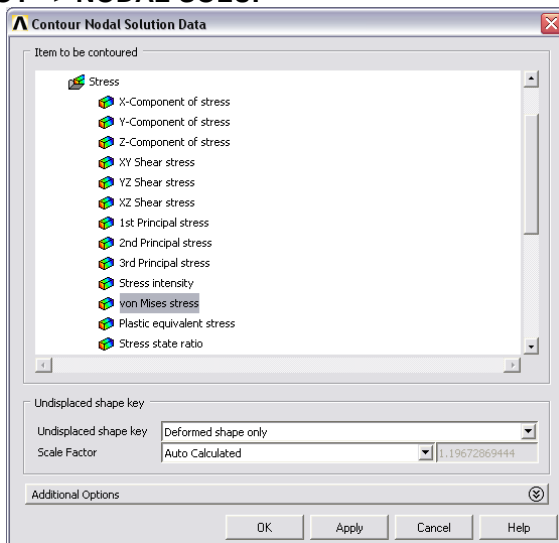


Рис. 9.11. Меню выбора выводимых параметров

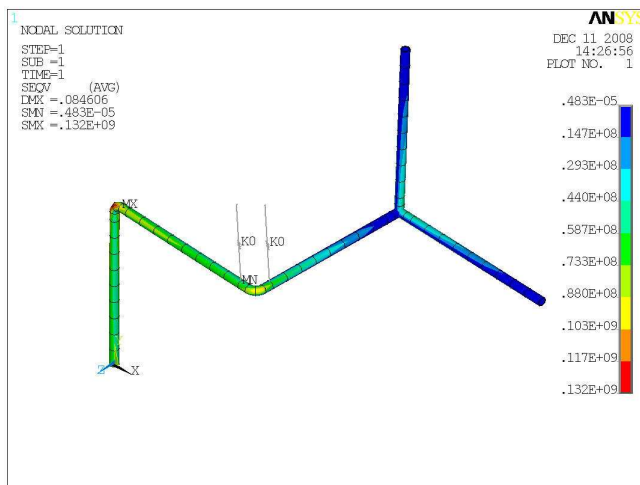


Рис. 9.12. Эквивалентные напряжения

9.3. Модальный анализ трубопровода

1. Изображаем деформированную форму конструкции при колебаниях на любой из 10 собственных частот.

Изменяем тип анализа:

MAIN MENU => SOLUTION => ANALYSIS TYPE => NEW ANALYSIS => MODAL => OK.

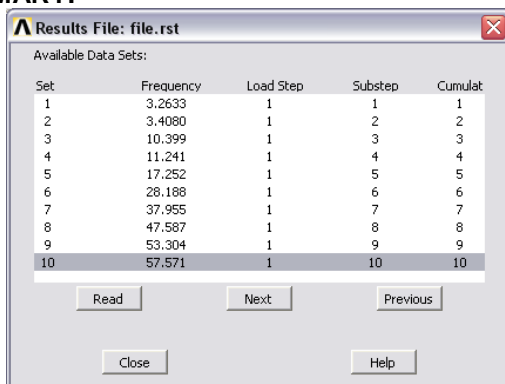
MAIN MENU => PREPROCESSOR => LOADS => ANALYSIS TYPE => ANALYSIS OPTIONS => NO. OF MODES TO EXTRACT = 10; NO. OF MODES TO EXPAND = 10 (количество выводимых собственных частот).

2. Запускаем на решение:

MAIN MENU => SOLUTION => SOLVE => CURRENT LS => OK

3. Выводим числовые значения собственных частот колебаний (рис. 9.13):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => LIST RESULTS => DETAILED SUMMARY.



Set	Frequency	Load Step	Substep	Cumulat
1	3.2633	1	1	1
2	3.4080	1	2	2
3	10.399	1	3	3
4	11.241	1	4	4
5	17.252	1	5	5
6	28.188	1	6	6
7	37.955	1	7	7
8	47.587	1	8	8
9	53.304	1	9	9
10	57.571	1	10	10

Рис. 9.13. Меню просмотра и выбора собственных частот

4. Просматриваем собственные формы колебаний фермы (рис. 9.14):

MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => DEFORMED SHAPE (по умолчанию выводится форма колебания для последней собственной частоты. Для того чтобы получить форму колебания для любой из собственных частот, необходимо сначала выбрать нужную частоту **MAIN MENU => GENERAL POSTPROC =>**

READ RESULTS => BY PICK , а затем выбрать MAIN MENU => GENERAL POSTPROC => PLOT RESULTS => DEFORMED SHAPE).

Выведем для примера первые 6 форм собственных колебаний

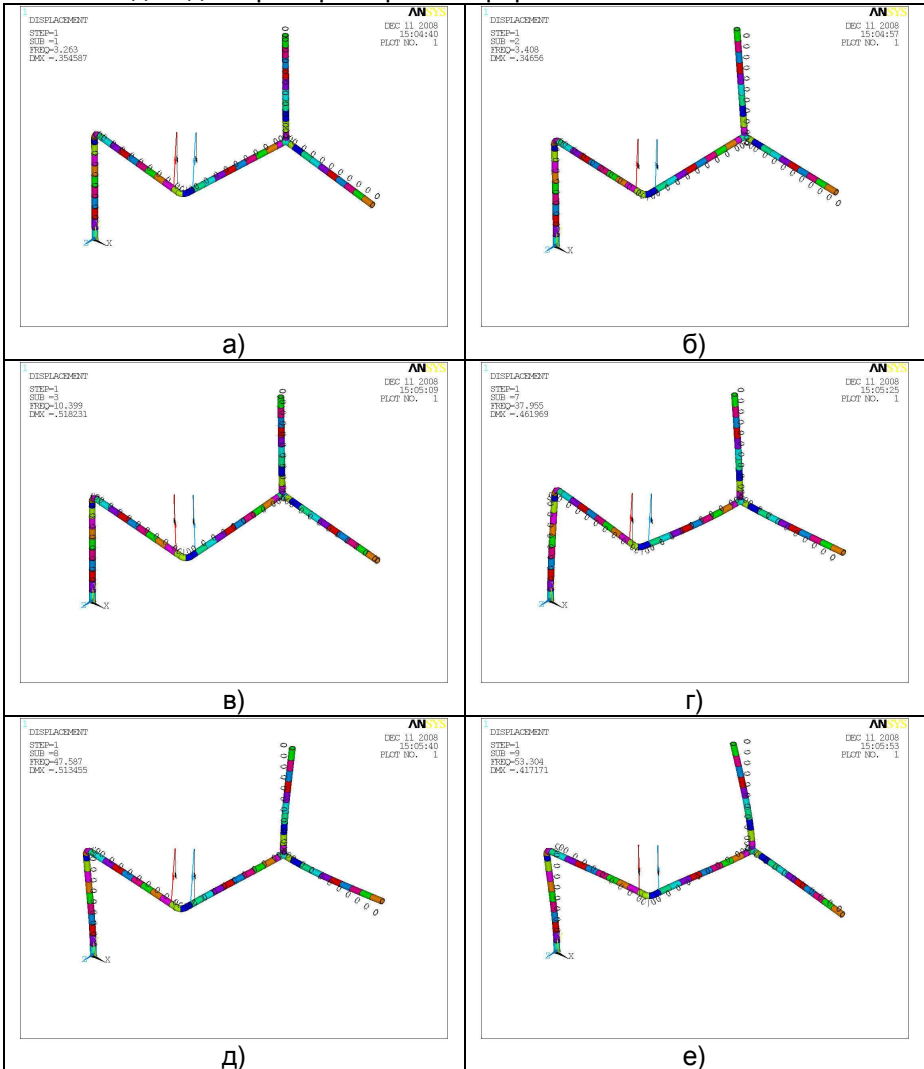


Рис.9.14. Формы колебаний трубопровода: а – форма колебаний на первой собственной частоте; б – на второй собственной частоте; в – на третьей собственной частоте; г – на седьмой собственной частоте; д – на восьмой собственной частоте; е – на девятой собственной частоте

Указания по оформлению задания

1. Задания выдаются для выполнения и принимаются на проверку в соответствии с рабочим графиком учебного процесса для потока, утвержденным деканатом, на семинарских занятиях.

2. При выдаче задания обязательно указывается срок его сдачи для проверки.

3. Текущий контроль выполнения задания проводится на семинарских занятиях, самостоятельных занятиях под контролем и на консультациях. По курсу «Численные методы механики» предусматривается промежуточная проверка задания в соответствии с графиком контроля.

4. При проверке задания после установленного срока (без уважительной причины) снижается оценка работы на 25 % и/или студент по указанию преподавателей должен решать дополнительные задачи.

5. Студент выполняет тот вариант задания, который указан преподавателем.

6. Расчетно-проектировочное задание оформляется, как правило, в виде тетради форматом А4 (297×210 мм) с обложкой из плотной бумаги.

7. В тетради необходимо указать номер варианта и исходные данные для расчета. В тетрадь должен быть вклеен бланк задания.

8. Текстовая часть работы должна быть выполнена на листах писчей бумаги с полями шириной 15 мм чернилами, четко и аккуратно. Каждый пункт должен иметь подзаголовок, называющий содержание данного пункта.

9. При выполнении каждого пункта расчета требуется сначала записать расчетное выражение в буквенном виде, после чего подставить численные значения с согласованием единиц измерения (без их указания) и написать результат с указанием единиц измерения. Можно приводить промежуточные аналитические результаты.

10. Все расчеты должны выполняться с соблюдением правил приближенных вычислений с точностью до трех-четырех значащих цифр.

11. Решение должно сопровождаться краткими, последовательными и грамотными (без сокращения слов) пояснениями. Необходимо указывать единицы измерения всех величин.

12. При использовании справочных данных необходимо кратко указывать источник информации.

13. Схемы и эпюры должны быть выполнены на листах миллиметровой бумаги (формат А4 297×210) карандашом с помощью чер-

тежных инструментов со строгим соблюдением масштаба. Разрешается вклейка распечатки эпюры, если расчеты выполнены на ЭВМ.

14. На расчетных схемах следует проставлять как буквенные обозначения, так и числовые значения размеров, нагрузок, опорных реакций с указанием соответствующих единиц измерения. На эпюрах следует проставлять значения характерных ординат с их единицами измерения.

15. При исправлении ошибок в работе, проверенной преподавателем, не разрешается стирать вопросы и замечания, сделанные преподавателем. Мелкие исправления проводятся в соответствующем месте расчета, а крупные – на новых листах, подшиваемых к тетради.

16. Задание, оформленное с нарушением настоящих указаний, не принимается.

Библиографический список

1. **Басов**, К.А. ANSYS в примерах и задачах / К.А.Басов. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 224 с.
2. **Галлагер**, Р. МКЭ: Основы пер. с англ. / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 215 с.
3. **Зенкевич**, О.К. Метод конечных элементов в технике пер. с англ. / О.К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
4. **Маслов**, Л.Б. Численные методы для решения задач теории упругости: метод. пособие / Л.Б. Маслов. – Иван. гос. энерг. ун-т.- Иваново, ИГЭУ, 1999. – 28 с.
5. **Норри**, Д. Введение в метод конечных элементов пер. с англ. / Д. Норри, Ж. де Фриз. – М.: Мир, 1981. – 304 с.

Задание на вычислительный практикум

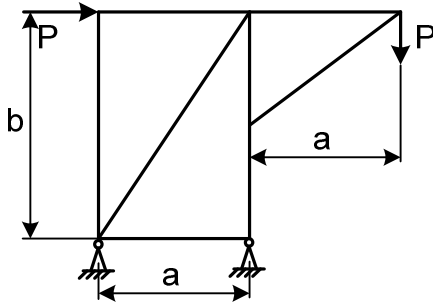
1. Построить конечно-элементную модель заданной конструкции на основе стержневого элемента.
2. Статический анализ. Рассчитать перемещения конструкции под действием сосредоточенных сил. Построить график сходимости решения. Определить максимальные напряжения в конструкции. Определить самый растянутый и сжатый стержни, стержни с самыми большими напряжениями и перерезывающими силами. Вывести напряжения в виде эпюр.
3. Выполнить модальный анализ. Найти 10 низших собственных частот и форм колебаний конструкции.
4. Определить отклик системы на периодическую силу $F=F_0\sin(kt)$, где F_0 – амплитуда силы, k – частота силы.
5. Рассчитать напряженно-деформированное состояние конструкции при действии нагрузки в виде прямоугольного импульса длительностью T и амплитудой A .
6. Рассчитать напряжения, возникающие в материале конструкции при ее нагреве до 100°C . Внешние нагрузки не учитывать.
7. Представить следующие результаты численного анализа:
 - изобразить сетку конечных элементов с нумерацией узлов и элементов;
 - изобразить деформированную форму конструкции при колебаниях на каждой из 5 собственных частот;
 - построить зависимость перемещения UX узла фермы №6 от частоты приложенной силы;
 - при статическом расчете и для частоты силы, при которой перемещение характерного узла фермы максимально, построить эпюры напряжений в стержнях.

Материальные константы для решения задачи следующие:

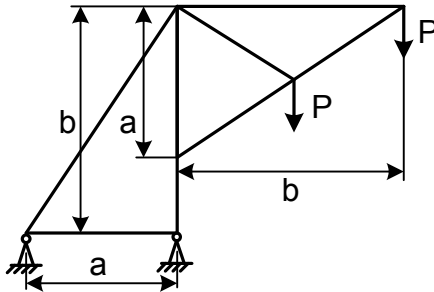
- модуль Юнга $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па;
- коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$;
- плотность $\rho = 7850$ кг/м³.

Образцы расчетных схем

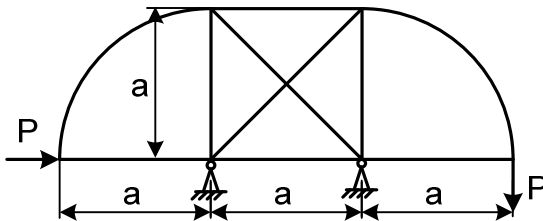
Вариант 1



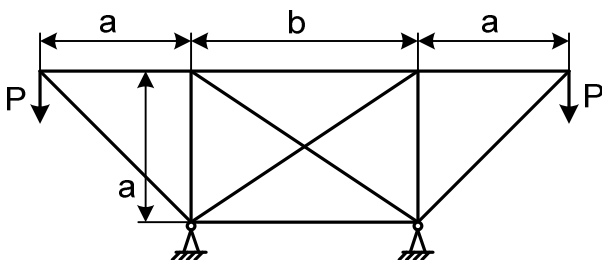
Вариант 2



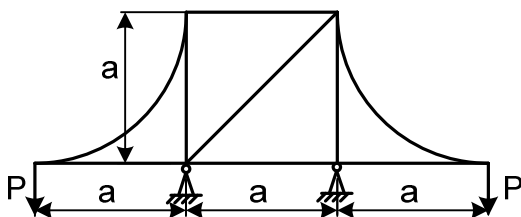
Вариант 3



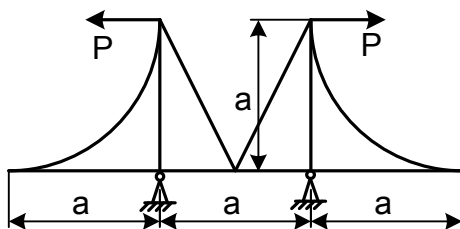
Вариант 4



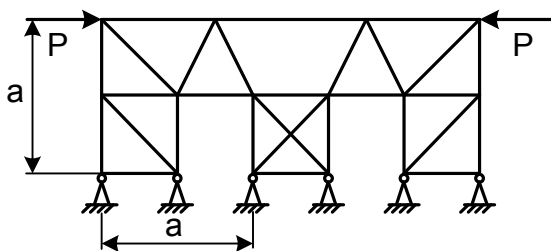
Вариант 5



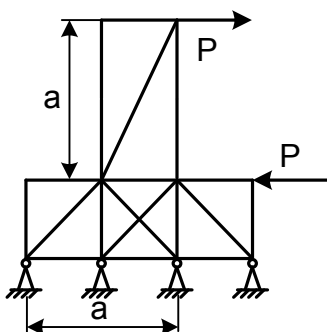
Вариант 6



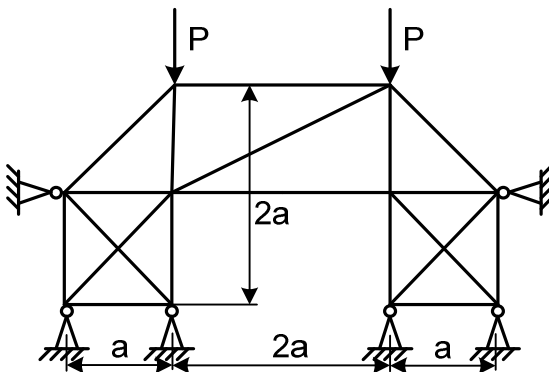
Вариант 7



Вариант 8



Вариант 9



Вариант 10

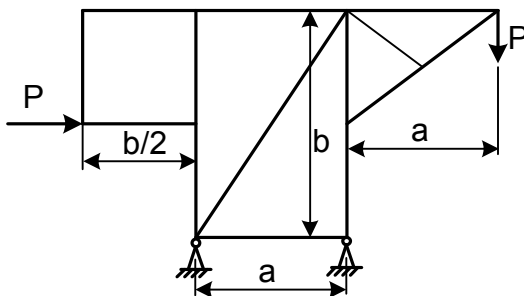


Таблица исходных данных

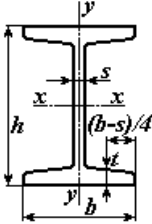
№ п/п	Р, Н	а, м	б, м	Сечение вертикальных стержней	Сечение горизонтальных стержней	Сечение наклонных и изогнутых стержней
1	1000	1	1,5	Двутавр №12	Квадрат, а=5 см	Круг, d=6 см
2	2000	0,9	1,4	Швеллер №10У	Квадрат, а=3 см	Круг, d=6 см
3	1500	0,8	1,2	Двутавр №12	Квадрат, а=5 см	Круг, d=5 см
4	2500	0,7	1	Двутавр №10	Квадрат, а=4 см	Круг, d=6 см
5	1000	0,6	0,8	Швеллер №5У	Квадрат, а=3 см	Круг, d=4 см
6	1500	0,5	0,8	Двутавр №14	Квадрат, а=6 см	Круг, d=8 см
7	2000	0,6	1,2	Сдвоенный двутавр №10	Квадрат, а=4 см	Круг, d=5 см
8	2500	0,7	1,2	Швеллер №8У	Квадрат, а=3 см	Круг, d=5 см
9	1000	0,8	1,3	Двутавр №14	Квадрат, а=5 см	Круг, d=6 см
10	1500	0,9	1,4	Сдвоенный швеллер №10У	Квадрат, а=6 см	Круг, d=8 см
11	2500	1	1,5	Двутавр №10	Квадрат, а=5 см	Круг, d=6 см
12	2000	1,1	1,7	Швеллер №5У	Квадрат, а=6 см	Круг, d=6 см
13	1000	1,2	1,8	Двутавр №10	Квадрат, а=5 см	Круг, d=7 см
14	2000	1,3	2	Сдвоенный двутавр №12	Квадрат, а=8 см	Круг, d=9 см

№ п/п	Р, Н	а, м	б, м	Сечение вертикальных стержней	Сечение горизонтальных стержней	Сечение наклонных и изогнутых стержней
15	1500	1	1,5	Швеллер №10У	Квадрат, а=6 см	Круг, d=7 см
16	2500	1,1	1,6	Двутавр №10	Квадрат, а=5 см	Круг, d=5 см
17	1000	0,9	1,3	Сдвоенный швеллер №12У	Квадрат, а=6 см	Круг, d=7 см
18	2000	0,8	1,2	Двутавр №10	Квадрат, а=5 см	Круг, d=7 см
19	1500	1,2	1,8	Сдвоенный двутавр №10	Квадрат, а=7 см	Круг, d=9 см
20	2500	1	1,5	Швеллер №5У	Квадрат, а=3 см	Круг, d=5 см

Таблицы сортаментов

ДУТАВРЫ
СТАЛЬНЫЕ ГОРЯЧЕКАТАНЫЕ
Сортамент

ГОСТ 8239-89
Введен с 01.07.1990



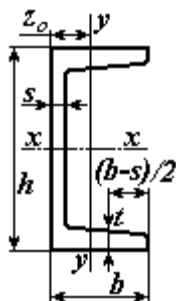
h – высота профиля; J – момент инерции осевой;
b – ширина полки; W – момент сопротивления;
s – толщина стенки; S_x – статический момент
t – толщина полки средняя; полусечения;
i – радиус инерции.

№ дутавра	Размеры, мм				Площадь сечения A см ²	Масса 1м, кг	Справочные величины для осей						
	h	b	s	t			X-X				y-y		
							J _x	W _x	i _x	S _x	J _y	W _y	i _y
см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см							
10	100	55	4,5	7,2	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
20	200	100	5,2	8,4	26,8	21,0	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
22	220	110	5,4	8,7	30,6	24,0	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
24	240	115	5,6	9,5	34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
27	270	125	6,0	9,8	40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
30	300	135	6,5	10,2	46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
33	330	140	7,0	11,2	53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13	72,6	57,0	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9,0	14,2	84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10	15,2	100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11	16,5	118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12	17,8	138	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

ШВЕЛЛЕРЫ СТАЛЬНЫЕ ГОРЯЧЕКАТАНЫЕ

ГОСТ 8240-97
Введен с 01.02.1998

Сортамент



h – высота сечения;

b – ширина полки;

s – толщина стенки;

t – толщина полки средней;

Z_0 – расстояние от оси; i – радиус инерции.

y – у до наружной грани стенки;

J – момент инерции осевой;

W – момент сопротивления;

S_x – статический момент
полусечения;

№ швеллера Y	Размеры, мм				Площадь сечения A см ²	Масса 1 м кг	Справочные величины для осей							Z_0 см
	h	b	s	t			X-X				Y-Y			
							J_x	W_x	i_x	S_x	J_y	W_y	i_y	
							см ⁴	см ³	см	см ³	см ⁴	см ³	см	
5Y	50	32	4,4	7,0	6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
6,5Y	65	36	4,4	7,2	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08	1,24
8Y	80	40	4,5	7,4	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19	1,31
10Y	100	46	4,5	7,6	10,9	8,59	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44
12Y	120	52	4,8	7,8	13,3	10,4	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54
14Y	140	58	4,9	8,1	15,6	12,3	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70	1,67
16Y	160	64	5,0	8,4	18,1	14,2	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87	1,80
16aY	160	68	5,0	9,0	19,5	15,3	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2,00
18Y	180	70	5,1	8,7	20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94
18aY	180	74	5,1	9,3	22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18	2,13
20Y	200	76	5,2	9,0	23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07
22Y	220	82	5,4	9,5	26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
24Y	240	90	5,6	10,0	30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42
27Y	270	95	6,0	10,5	35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47
30Y	300	100	6,5	11,0	40,5	31,8	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52
33Y	330	105	7,0	11,7	46,5	36,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59
36Y	360	110	7,5	12,6	53,4	41,9	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68