

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования



Пермский национальный исследовательский
политехнический университет

Механико-технологический факультет
Кафедра материалов, технологий и конструирования машин

**Методические указания
для выполнения контрольных заданий
и подготовки к экзамену по курсу
МЕХАНИКА**

для студентов групп ПБ, БЖ, БТПП заочной формы обучения

Пермь 2015

- 3.3 Расчеты на прочность при сдвиге. Внутренние силы и напряжения, возникающие в сечении детали при сдвиге. Условие прочности при сдвиге. Определение допускаемых напряжений при сдвиге. Закон Гука для сдвига. Какие детали считаются на сдвиг?
- 3.4 Расчеты на прочность при кручении. Внутренние силы и построение их эпюр. Определение напряжений в поперечных сечениях вала. Определение опасного участка (сечения). Условие прочности при кручении и задачи, решаемые с его помощью. Выбор оптимального сечения вала из условия прочности.
- 3.5 Расчеты на жесткость при кручении. Определение угловых перемещений и деформаций вала при кручении. Определение опасного участка (сечения) вала. Связь между напряжениями и деформациями. Условие жесткости при кручении и задачи, решаемые с его помощью. Выбор оптимального сечения вала из условия жесткости.
- 3.6 Изгиб. Классификация видов изгиба, чистый и поперечный изгиб. Внутренние силовые факторы при прямом изгибе – поперечная сила и изгибающий момент. Принципы построения их эпюр. Дифференциальные зависимости между изгибающим моментом, поперечной силой, интенсивностью распределенной нагрузки.
- 3.7 Расчеты на прочность по нормальным напряжениям при плоском поперечном изгибе. В каких случаях применяется? Нахождение нормальных напряжений в произвольной точке сечения балки. Распределение нормальных напряжений по сечению балки при изгибе. Условие прочности по нормальным напряжениям при изгибе. Определение допускаемых нормальных напряжений. Выбор оптимального сечения балки из условия прочности по нормальным напряжениям. Рациональные формы сечений балок, изготовленных из материалов, одинаково и различно сопротивляющихся растяжению и сжатию.
- 3.8 Расчеты на прочность по касательным напряжениям. В каких случаях применяется? Распределение касательных напряжений по сечению балки при изгибе. Условие прочности по касательным напряжениям. Линейные и угловые перемещения при прямом изгибе. Понятие о расчете балок на жесткость при изгибе.
- 3.9 Сложное напряженное состояние. Внутренние силовые факторы и напряжения в поперечном сечении детали при сложном напряженном состоянии. Особенности расчета. Физический смысл эквивалентного напряжения. Гипотезы прочности. Формулы для нахождения эквивалентного напряжения при гипотезе наибольших касательных напряжений и энергетической гипотезе прочности.
- 3.10 Прочность при переменных нагрузках. Циклы переменных напряжений и усталость материала. Кривая усталости. Предел выносливости. Влияние конструктивных и технологических факторов на сопротивление усталости элементов конструкции. Условия прочности при переменных напряжениях, запас усталостной прочности.
- 3.11 Поверхностная прочность. Точечный и линейный контакт двух поверхностей. Распределение напряжений по поверхности контакта. Понятие контактных напряжений. Формула Герца. Вид разрушения в зоне контакта двух тел. Условие контактной прочности. Факторы, влияющие на интенсивность контактного разрушения.
- 3.12 Устойчивость сжатых стержней. Понятие об устойчивых и неустойчивых формах упругого равновесия. Критическая сила. Условие устойчивости. Формула Эйлера. Критическое напряжение. Гибкость. Предел применения формулы Эйлера, предельная гибкость. Эмпирические формулы для критических напряжений. Расчеты сжатых стержней по формуле Эйлера и по эмпирическим формулам.

Указания к изучению дисциплины

Содержание теоретической части курса (вопросы к экзамену)

Часть 1

Тема 1 Основы статики

- 1.1 Система сил, действующих на тело. Активные силы и реакции связей. Сосредоточенные силы. Распределенные нагрузки. Момент силы. Момент пары сил.
- 1.2 Виды связей. Опоры и опорные реакции балок: шарнирно-подвижная опора, шарнирно-неподвижная опора, жесткая заделка, свободно опертая балка.
- 1.3 Главный момент системы сил. Главный вектор системы сил. Условия равновесия плоской системы произвольно расположенных сил. Использование условий равновесия системы сил для определения реакций связей?
- 1.4 Геометрические характеристики плоских сечений.
 Статические моменты площади поперечного сечения стержня. Применение. Определение координат центра тяжести сечения.
 Моменты инерции плоских сечений: осевые, центробежные, полярные. Применение.
 Моменты сопротивления плоской фигуры: осевые, полярные. Применение.
 Формулы моментов инерции и моментов сопротивления простых фигур (прямоугольник, квадрат, круг).

Тема 2 Общие принципы конструирования и расчета элементов конструкций

- 2.1 Модели прочностной надежности элементов конструкций: модели конструкционного материала; модели геометрической формы; модели нагружения; модель предельного состояния разрушения. Для чего используются? Дать определение характеристик материала: упругость, пластичность, ползучесть, хрупкость, твердость.
- 2.2 Критерии работоспособности деталей машин: прочность, жесткость, устойчивость, вибростойкость, износостойкость и др. По каким критериям ведется расчет? Запишите в общем виде условия прочности, жесткости, устойчивости, износостойкости.
- 2.3 Внутренние силы. Определение внутренних сил. Метод сечений (применение метода при различных видах деформаций). Характеристика внутренних сил при различных видах деформаций. Виды разрушения деталей при различных видах деформации.
- 2.4 Напряжение как основная характеристика внутренних сил. Напряжения в точке сечения. Средние напряжения по сечению. Гипотеза плоских сечений. Общие принципы расчета элементов конструкций по напряжениям: нормальные и касательные напряжения, расчетные напряжения, допускаемые напряжения.
- 2.5 Механические характеристики материалов. Описать диаграмму растяжения низкоуглеродистой стали при статическом нагружении. Что такое предел пропорциональности, предел текучести, предел прочности? Сравнить с диаграммой растяжения хрупких материалов. Рассмотреть механические свойства пластических и хрупких материалов при сжатии. Сформулировать условия прочности на растяжение и сжатие для пластических и хрупких материалов. Коэффициент запаса прочности, факторы, влияющие на выбор коэффициента запаса прочности.
- 2.6 Деформации. Продольная и поперечная деформации при растяжении (сжатии). Закон Гука. Модуль продольной упругости. Коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона). Деформации при сдвиге и кручении. Закон Гука для сдвига. Модуль сдвига, его связь с модулем Юнга. Деформации при сдвиге. Условие жесткости при различных видах деформации.

Тема 3 Основы расчета типовых элементов конструкций

- 3.1 Расчеты на прочность при растяжении и сжатии. Внутренние силы и построение их эпюр. Определение напряжений в поперечных сечениях бруса. Определение опасного участка (сечения). Условие прочности при растяжении (сжатии) и задачи, решаемые с его помощью. Выбор оптимального сечения бруса из условия прочности.
- 3.2 Расчеты на жесткость при растяжении и сжатии. Определение осевых перемещений поперечных сечений бруса. Определение опасного участка (сечения). Условие жесткости при растяжении (сжатии) и задачи, решаемые с его помощью. Выбор оптимального сечения бруса из условия жесткости.

- 3.3 Расчеты на прочность при сдвиге. Внутренние силы и напряжения, возникающие в сечении детали при сдвиге. Условие прочности при сдвиге. Определение допускаемых напряжений при сдвиге. Закон Гука для сдвига. Какие детали считаются на сдвиг?
- 3.4 Расчеты на прочность при кручении. Внутренние силы и построение их эпюр. Определение напряжений в поперечных сечениях вала. Определение опасного участка (сечения). Условие прочности при кручении и задачи, решаемые с его помощью. Выбор оптимального сечения вала из условия прочности.
- 3.5 Расчеты на жесткость при кручении. Определение угловых перемещений и деформаций вала при кручении. Определение опасного участка (сечения) вала. Связь между напряжениями и деформациями. Условие жесткости при кручении и задачи, решаемые с его помощью. Выбор оптимального сечения вала из условия жесткости.
- 3.6 Изгиб. Классификация видов изгиба, чистый и поперечный изгиб. Внутренние силовые факторы при прямом изгибе – поперечная сила и изгибающий момент. Принципы построения их эпюр. Дифференциальные зависимости между изгибающим моментом, поперечной силой, интенсивностью распределенной нагрузки.
- 3.7 Расчеты на прочность по нормальным напряжениям при плоском поперечном изгибе. В каких случаях применяется? Нахождение нормальных напряжений в произвольной точке сечения балки. Распределение нормальных напряжений по сечению балки при изгибе. Условие прочности по нормальным напряжениям при изгибе. Определение допускаемых нормальных напряжений. Выбор оптимального сечения балки из условия прочности по нормальным напряжениям. Рациональные формы сечений балок, изготовленных из материалов, одинаково и различно сопротивляющихся растяжению и сжатию.
- 3.8 Расчеты на прочность по касательным напряжениям. В каких случаях применяется? Распределение касательных напряжений по сечению балки при изгибе. Условие прочности по касательным напряжениям. Линейные и угловые перемещения при прямом изгибе. Понятие о расчете балок на жесткость при изгибе.
- 3.9 Сложное напряженное состояние. Внутренние силовые факторы и напряжения в поперечном сечении детали при сложном напряженном состоянии. Особенности расчета. Физический смысл эквивалентного напряжения. Гипотезы прочности. Формулы для нахождения эквивалентного напряжения при гипотезе наибольших касательных напряжений и энергетической гипотезе прочности.
- 3.10 Прочность при переменных нагрузках. Циклы переменных напряжений и усталость материала. Кривая усталости. Предел выносливости. Влияние конструктивных и технологических факторов на сопротивление усталости элементов конструкции. Условия прочности при переменных напряжениях, запас усталостной прочности.
- 3.11 Поверхностная прочность. Точечный и линейный контакт двух поверхностей. Распределение напряжений по поверхности контакта. Понятие контактных напряжений. Формула Герца. Вид разрушения в зоне контакта двух тел. Условие контактной прочности. Факторы, влияющие на интенсивность контактного разрушения.
- 3.12 Устойчивость сжатых стержней. Понятие об устойчивых и неустойчивых формах упругого равновесия. Критическая сила. Условие устойчивости. Формула Эйлера. Критическое напряжение. Гибкость. Предел применения формулы Эйлера, предельная гибкость. Эмпирические формулы для критических напряжений. Расчеты сжатых стержней по формуле Эйлера и по эмпирическим формулам.

Часть 2

Тема 4 Основы проектирования деталей, узлов и механизмов машин

- 4.1 Особенности расчета, конструирования и эксплуатации типовых элементов машин. Основные определения. Механизм и машина. Классификация машин. Детали машин и их классификация. Основные требования, предъявляемые к деталям машин. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин.
- 4.2 Соединения деталей машин
- 4.2.1 Заклепочные соединения.
Типы заклепочных швов по назначению и по конструкции, область их применения. Конструкции заклепок и их материал. Расчет заклепочных швов.
- 4.2.2 Сварные соединения.
Область применения сварных соединений, их достоинства и недостатки. Основные виды сварки. Виды сварных соединений и типы сварных швов. Расчет стыковых и угловых швов на прочность (знать основные формулы). Допускаемые напряжения для сварных соединений. Коэффициент прочности сварного соединения.
- 4.2.3 Соединения с натягом.
Область применения, преимущества, недостатки. Виды и способы сборки прессовых соединений
- 4.2.4 Шпоночные, шлицевые, профильные соединения.
Назначение шпоночных, шлицевых и профильных соединений. Конструкции шпонок и шлицев. Области применения, достоинства и недостатки. Подбор шпонок и шлицев, их проверочный расчет. Основные понятия о профильных соединениях.
- 4.2.5 Резьбовые соединения.
Резьбы и их разновидности. ГОСТы на резьбы. Достоинства, недостатки резьб. Расчет резьбы (знать основные формулы при разных видах нагрузки). Применение болтов, винтов, шпилек, гаек в механизмах и машинах, условия их работы, материалы. Распределение осевой силы по виткам. Расчет болтов при статических и переменных нагрузках.
- 4.3 Передачи**
- 4.3.1 Устройство, назначение, применение передач. Классификация, основные и производные характеристики механических передач
- 4.3.2 Зубчатые передачи
Общие сведения о зубчатых передачах; достоинства и недостатки; область применения в приводах машин. Классификация зубчатых передач. Материалы зубчатых колес. Виды разрушения зубьев. Прямозубые цилиндрические передачи. Основные геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении.
Косозубые и шевронные цилиндрические передачи. Основные геометрические параметры. Силы, действующие в зацеплении.
Конические передачи. Основные геометрические параметры и силы в зацеплении.
- 4.3.3 Червячные передачи
Общие сведения о червячных передачах: достоинства и недостатки, применение в приводах. Материалы червяков и червячных колес. Виды червяков. Геометрические соотношения в червячной передаче. Передаточное число. Силы, действующие в зацеплении. КПД червячной передачи. Способы искусственного охлаждения передач.
- 4.3.4 Цепные передачи.
Принцип действия, преимущества недостатки. Применения цепных передач в приводах. Конструкции звездочек и цепей.
- 4.3.5 Ременная передача.
Основные виды ременных передач и области их применения. Материалы и конструкции ремней; типы стандартных ремней. Конструкции, материал шкивов.
- 4.3.6 Фрикционные передачи и вариаторы.
Принцип действия, преимущества, недостатки. Классификация. Основные типы фрикционных передач.

4.4 Детали, обслуживающие вращательное движение

4.4.1 Валы и оси

Назначение, конструкция, область применения осей и валов.

4.4.2 Подшипники качения

Назначение, классификация, конструкция, область применения основных типов подшипников качения. Материалы деталей подшипников качения. Смазка подшипников качения. Основные правила конструирования узлов с подшипниками качения, их монтаж и регулировка. Расчет подшипников качения на статическую и динамическую грузоподъемность. Подбор их по ГОСТам.

4.4.3 Подшипники скольжения

Типы и область применения подшипников скольжения. Материалы вкладышей и корпусов. Особенности расчета подшипников скольжения.

4.4.4 Муфты

Классификация муфт, конструкция. Области применения основных видов муфт: глухих, подвижных (жестких и упругих), сцепных (кулачковых и фрикционных), обгонных, предохранительных, центробежных, комбинированных, специальных.

Литература:

Литература:

1. Буланов, Э.А. Механика. Вводный курс: учебное пособие для вузов. - Москва: БИНОМ. Лаб. знаний, 2011.— 172 с.
2. Прикладная механика: Учеб. для вузов / В. В. Джамай, Ю. Н. Дроздов, Е. А. Самойлов и др. – М. Дрофа, 2004. – 414 с.
3. Детали машин и основы конструирования: Учеб. пособие / А. М. Ханов, Л. Д. Сиротенко. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2010. – 270 с.
4. Методическое пособие и задачи для выполнения контрольных работ студентами заочного обучения. Учебно-методическое пособие / Сост. Павлецова Н.К.; Перм. гос. техн. ун-т, Пермь, 2003. - 147 с.
5. Каримов И. Сопротивление материалов: электронный учебный курс для студентов очной и заочной формы обучения. - <http://www.soprotmat.ru/index.html>.
6. Каримов И. Детали машин: Электронный учебный курс для студентов очной и заочной форм обучения. - <http://www.detalmach.ru/>

Общие требования и указания к выполнению практической работы

Практическая работа по курсу «Механика» представляет собой выполнение индивидуальных заданий. Расчетные схемы и числовые значения каждого задания выбираются в соответствии с номером зачетной книжки и инициалами студента.

Выбор номера задания:

- расчетная схема выбираются в соответствии с инициалами (фамилия, имя) студента;
- числовые значения выбираются в соответствии с последней цифрой номера зачетной книжки.

Перед выполнением задания необходимо полностью выписать его условие с исходными данными и составить эскиз, на котором указать все необходимые для расчета численные значения.

Расчетная часть задания выполняется на листах писчей бумаги формата А4 (297x210 мм) чернилами четко и аккуратно с соблюдением размера полей: левое – не менее 20 мм, правое – не менее 10 мм, верхнее и нижнее - не менее 15 мм. **Работы, выполненные в печатном виде, на проверку не принимаются!**

Графическая часть выполняется карандашом в соответствии с выбранным масштабом с помощью чертежных инструментов. Эпюры внутренних усилий должны располагаться строго под чертежом нагружаемого стержня или балки на одном листе, с указанием масштаба. Все этапы работы должны быть снабжены заголовками и необходимыми пояснениями. Титульный лист оформляется согласно Приложению 10.

Все вычисления и окончательные результаты должны быть представлены в международной системе единиц СИ.

Все задачи сначала решаются в алгебраической форме с использованием стандартных буквенных обозначений. После получения решения в общем виде подставляются числовые значения (с учетом размерности в системе СИ).

Нет необходимости вести расчет с большим количеством значащих цифр, необходимая точность расчета обеспечивается двумя цифрами после запятой.

Незачтенная работа должна быть исправлена в соответствии с указаниями преподавателя и сдана повторно. Исправления можно выполнить на отдельных стандартных листах, и вшить их в работу, указав, к какой задаче относятся выполненные исправления.

Работы, выполненные без замечаний или полностью исправленные, предъявляются преподавателю для защиты. Защита производится в процессе сдачи экзамена по дисциплине.

Задача № 1 Расчет на прочность и жесткость ступенчатого стержня при деформации растяжение и сжатие

Задание

Определить оптимальные размеры поперечного сечения круглого ступенчатого стержня по условию прочности при деформации растяжения и сжатия. Определить продольные деформации стержня и проверить его на жесткость.

Стержень изготовлен из стали: модуль продольной упругости материала стержня E и предел текучести σ_T см. Приложение 1. Допускаемое смещение конца стержня $[\Delta l] = 2 \text{ мм}$. Коэффициент запаса прочности $[n]$ выбрать самостоятельно (в данной задаче принимаем $[n] = 1,2 \dots 2,5$). Весом стержня пренебречь.

Схема стержня приведена на рис. 1.2. Данные для расчета приведены в табл. 1.1.

Порядок выполнения

1. Вычертить схему стержня с указанием числовых значений размеров и приложенных сил.
2. Определить внутренние продольные силы N_i на каждом участке. Начертить схему с эпюрой внутренних сил N_i .
3. Определить допускаемые напряжения для материала стержня $[\sigma_p]$.
4. Определить площади поперечных сечений A_i и диаметры участков стержня d_i , исходя из условий прочности. Округлить результат до целых значений в мм. Вычертить схему стержня в условном масштабе (длину стержня на схеме оставить без изменения) с указанием диаметров в мм.
5. Определить напряжения σ_i на каждом участке. Начертить схему с эпюрой напряжений σ_i .
6. Определить смещение каждого участка стержня Δl_i и полную деформацию стержня. Начертить схему с эпюрой деформаций Δl_i .
7. Дать заключение о жесткости стержня.

Указания к выполнению

Определение продольной силы N_i по длине стержня рекомендуется начинать со свободного конца, так как значение реактивной силы в заделке неизвестно (либо предварительно определить значение реакции в заделке). Для определения продольной силы N_i на каждом участке используют метод сечений, руководствуясь правилом: продольная сила в любом сечении стержня равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения на ось стержня:

$$N_i = \sum_{\substack{\text{с одной} \\ \text{стороны} \\ \text{от сечения}}} F_i$$
 Продольная сила считается положительной, если она соответствует деформации растяжения и отрицательной, если она соответствует деформации сжатия.

Напряжения на участках стержня находят по формуле: $\sigma_i = \frac{N_i}{A_i}$ где

N_i – внутренняя продольная сила в рассматриваемом сечении стержня;
 A_i – площадь поперечного сечения стержня.

Условие прочности, соответственно, имеет вид: $\sigma_i^{max} = \frac{N_i^{max}}{A_i} \leq [\sigma_p]$.

Допускаемые напряжения $[\sigma_p]$ для пластичных материалов определяют по формуле $[\sigma_p] = \sigma_T / [n]$, где $[n]$ – коэффициент запаса прочности;
 σ_T – предел текучести материала стержня.

Таким образом, минимальная необходимая площадь поперечного сечения i -го участка стержня из условия прочности определяется по формуле: $A_i \geq |N_i| / [\sigma_p]$.

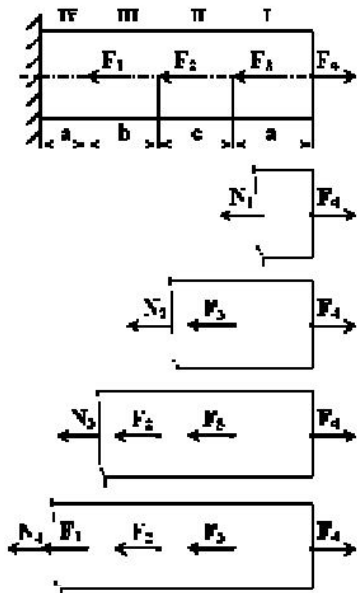
Построение эпюры продольных перемещений следует начинать от заделки стержня, где продольные перемещения отсутствуют ($\Delta l_0 = 0$).

Перемещение границы какого-либо участка (i) стержня (при условии, что продольная сила N_i постоянна на этом участке) определяется как

$$\Delta l_i = \Delta l_{i-1} + \frac{N_i \cdot l_i}{A_i \cdot E}, \quad \text{где}$$

Δl_{i-1} , Δl_i – перемещения начального и конечного сечения рассматриваемого участка (i) стержня;
 N_i – продольная сила на рассматриваемом участке стержня;
 A_i – площадь сечения рассматриваемого участка стержня;
 l_i – длина рассматриваемого участка стержня;
 E – модуль Юнга материала стержня.

По формуле условия жесткости ($\Delta l_{i \max} \leq [\Delta l]$) делают заключение о жесткости стержня.



Пример решения задачи

Дано: $F_1 = 19 \text{ кН}$; $F_2 = 22 \text{ кН}$; $F_3 = 8 \text{ кН}$; $F_4 = 11 \text{ кН}$;

$a = 70 \text{ см}$, $b = 200 \text{ см}$, $c = 80 \text{ см}$;

материал стержня – сталь Ст3: $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Найти: а) размеры ступенчатого стержня, исходя из условия прочности;
 б) напряжения на участках стержня;
 в) деформации стержня, дать заключение о жесткости.

Решение:

1. Разбиваем стержень на участки, начиная со свободного (не закрепленного) конца, и определяем величину продольной силы N_i в пределах каждого участка с учетом правила знаков.

I участок: $N_1 = F_4 = 11 \text{ кН}$;

II участок: $N_2 = F_4 - F_3 = 11 - 8 = 3 \text{ кН}$;

III участок: $N_3 = F_4 - F_3 - F_2 = 11 - 8 - 22 = -19 \text{ кН}$.

IV участок: $N_4 = F_4 - F_3 - F_2 - F_1 = 11 - 8 - 22 - 19 = -38 \text{ кН}$.

Строим эпюру продольных сил N_i (рис. 1.1).

2. Определяем площади поперечных сечений стержня на каждом участке из условия прочности: $A_i \geq |N_i| / [\sigma_p]$.

Принимаем $[n] = 2$ и определяем допускаемое напряжение для стержня $[\sigma_p] = \sigma_T / [n] = 200 / 2 = 100 \text{ МПа}$.

$A_1 = |N_1| / [\sigma_p] = 11 \cdot 10^3 / 100 \cdot 10^6 = 0,11 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 110 \text{ мм}^2$;

$A_2 = |N_2| / [\sigma_p] = 3 \cdot 10^3 / 100 \cdot 10^6 = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 30 \text{ мм}^2$;

$A_3 = |N_3| / [\sigma_p] = 19 \cdot 10^3 / 100 \cdot 10^6 = 0,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 190 \text{ мм}^2$;

$A_4 = |N_4| / [\sigma_p] = 38 \cdot 10^3 / 100 \cdot 10^6 = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 380 \text{ мм}^2$.

Определяем диаметры стержня на каждом участке:

$$d_i = \sqrt{4A_i / \pi}.$$

$$d_1 = \sqrt{4A_1 / \pi} = \sqrt{4 \cdot 110 / 3,14} = 11,8 \text{ мм} \approx 12 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt{4A_2 / \pi} = \sqrt{4 \cdot 30 / 3,14} = 6,2 \text{ мм} \approx 7 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt{4A_3 / \pi} = \sqrt{4 \cdot 190 / 3,14} = 15,6 \text{ мм} \approx 16 \text{ мм};$$

$$d_4 = \sqrt{4A_4 / \pi} = \sqrt{4 \cdot 380 / 3,14} = 22,0 \text{ мм} \approx 22 \text{ мм}.$$

Чертим схему стержня (рис. 1.1).

3. Определяем величину напряжений σ_i в пределах каждого участка $\sigma_i = N_i / A_i = 4 \cdot N_i / (\pi \cdot d_i^2)$:

I участок: $\sigma_1 = 4 \cdot N_1 / (\pi \cdot d_1^2) = 4 \cdot 11 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2) = 97,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 97,3 \text{ МПа}$;

II участок: $\sigma_2 = 4 \cdot N_2 / (\pi \cdot d_2^2) = 4 \cdot 3 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot (7 \cdot 10^{-3})^2) = 78,0 \cdot 10^6 \text{ Па} = 78,0 \text{ МПа}$;

III участок: $\sigma_3 = 4 \cdot N_3 / (\pi \cdot d_3^2) = 4 \cdot (-19 \cdot 10^3) / (3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2) = -97,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = -94,5 \text{ МПа}$;

IV участок: $\sigma_4 = 4 \cdot N_4 / (\pi \cdot d_4^2) = 4 \cdot (-38 \cdot 10^3) / (3,14 \cdot (22 \cdot 10^{-3})^2) = -100,0 \cdot 10^6 \text{ Па} = -100,0 \text{ МПа}$.

Строим эпюру напряжений σ_i (рис. 1.1).

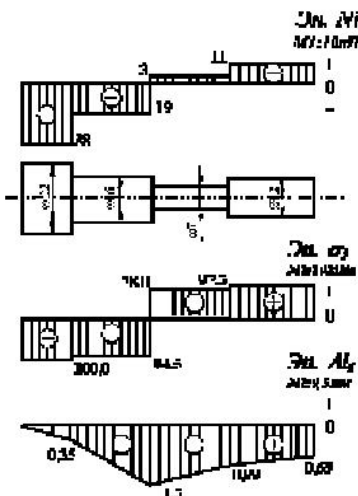


Рис. 1.1

4. Определяем деформации каждого участка стержня Δl_i , начиная от заделки, так как там продольные перемещения отсутствуют ($\Delta l_0 = 0$).

$$\Delta l_4 = \Delta l_0 + \frac{N_4 \cdot l_4}{A_4 \cdot E} = \Delta l_0 + \frac{4 \cdot N_4 \cdot a}{\pi \cdot d_4^2 \cdot E} = 0 + \frac{4 \cdot (-38 \cdot 10^3) \cdot 0,7}{3,14 \cdot (22 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = -0,35 \cdot 10^{-3} = -0,35 \text{ мм};$$

$$\Delta l_3 = \Delta l_4 + \frac{N_3 \cdot l_3}{A_3 \cdot E} = \Delta l_4 + \frac{4 \cdot N_3 \cdot b}{\pi \cdot d_3^2 \cdot E} = -0,35 \cdot 10^{-3} + \frac{4 \cdot (-19 \cdot 10^3) \cdot 2,0}{3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = (-0,35 - 0,95) \cdot 10^{-3} = -1,3 \text{ мм};$$

$$\Delta l_2 = \Delta l_3 + \frac{N_2 \cdot l_2}{A_2 \cdot E} = \Delta l_3 + \frac{4 \cdot N_2 \cdot c}{\pi \cdot d_2^2 \cdot E} = -1,3 \cdot 10^{-3} + \frac{4 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 0,8}{3,14 \cdot (7 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = (-1,3 + 0,31) \cdot 10^{-3} = -0,99 \text{ мм};$$

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 + \frac{N_1 \cdot l_1}{A_1 \cdot E} = \Delta l_2 + \frac{4 \cdot N_1 \cdot a}{\pi \cdot d_1^2 \cdot E} = -0,99 \cdot 10^{-3} + \frac{4 \cdot 11 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{3,14 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = (-0,99 + 0,34) \cdot 10^{-3} = -0,65 \text{ мм}$$


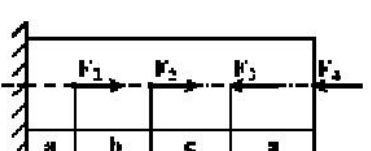
Строим эпюру деформаций Δl_i (рис. 1.1).

5. Проверяем выполнение условия жесткости ($|\Delta l_i| \leq [\Delta l]$): $|-0,65| < 2 \text{ мм}$.

Условие жесткости выполняется.

Таблица 1.1

№ варианта	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	F_4 , кН	a , см	b , см	c , см	Сталь
1	15	18	17	8	110	130	40	35
2	14	10	25	9	90	110	20	30
3	16	25	10	26	200	150	30	25
4	17	28	7	16	100	180	10	20
5	20	24	6	10	150	100	50	10
6	15	11	23	24	130	140	65	60
7	13	21	15	22	120	170	60	55
8	9	23	18	18	160	120	45	50
9	7	16	26	14	140	160	35	45
10	11	13	28	12	180	90	80	40

1-я буква имени	1-я буква фамилии				
	А, Б, В, Г, Д, Е	Ж, З, И, К, Л	М, Н, О, П, Р	С, Т, У, Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я
А, Б, В, Г					
Д, Е, Ж, З, И					
К, Л, М, Н					
О, П, Р, С					
Т, У, Ф, Х, Ц					
Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я					

Задача № 2 Расчет вала на прочность и жесткость при кручении

Задание

К двухступенчатому сплошному валу, один конец которого жестко закреплен в опоре, приложены сосредоточенные вращающие моменты. Определить поперечные размеры вала из условия прочности и жесткости его ступеней на кручение. Определить напряжения и углы закручивания вала по длине. Вал изготовлен из стали: модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^{10}$.

Схема вала приведена на рис. 2.3. Данные для расчета приведены в табл. 2.1.

Порядок выполнения

1. Вычертить схему вала с указанием числовых значений размеров и приложенных сил.
2. Составить уравнения и определить величину внутренних крутящих моментов ($M_{кр_i}$) по участкам вала. Построить эпюру внутренних крутящих моментов по длине вала.
3. Определить минимальные размеры ступеней вала, исходя из условия прочности (d_i^{np}) и жесткости ($d_i^{жс}$). Полученные результаты округлить, согласно ГОСТ 6636-69, до ближайшего *большого* значения из ряда предпочтительных чисел $Ra 40$ (см. Приложение 2). Принять размеры вала по наибольшему значению.
4. Определить максимальные касательные напряжения $\tau_{кр_i}^{max}$ вала на каждом участке. Начертить схему с эпюрой максимальных касательных напряжений по длине вала.
5. Определить углы закручивания $\Delta \varphi_i$ по длине вала. Начертить схему с эпюрой углов закручивания вала.

Указания к выполнению

Для обозначения крутящих моментов на схеме могут использоваться разные варианты (см. рис. 2.1).

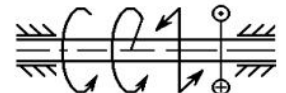


Рис.2.1

Величина внутреннего крутящего момента $M_{кр}$ на участке вала определяется с помощью метода сечений через внешние (вращающие) моменты по правилу: внутренний крутящий момент в любом поперечном сечении вала численно равен алгебраической сумме внешних моментов относительно продольной оси вала, приложенных по одну сторону от рассматриваемого поперечного сечения:

$$M_{кр_i} = \sum_{\text{от сечения}}^{\text{с одной стороны}} T_i$$

Крутящий момент принято считать положительным, если при взгляде со стороны отсеченной части вала он будет направлен против часовой стрелки.

При жестко защемленном валу определение величины внутренних крутящих моментов рекомендуется начинать со свободного конца вала, так как в этом случае нет необходимости определять реактивный момент в заделке.

Условие прочности крутящегося вала имеет вид: $\tau_{кр_i}^{max} = \frac{M_{кр_i}^{max}}{W_{\rho_i}} \leq [\tau]_{кр}$, где

$\tau_{кр_i}^{max}$ – максимальные касательные напряжения в сечении на i -м участке вала;

$[\tau]_{кр}$ – допускаемые напряжения кручения;

$M_{кр_i}^{max}$ – максимальный внутренний крутящий момент на i -м участке вала;

W_{ρ_i} – полярный момент сопротивления сечения i -го участка вала.

Для вала круглого сечения $W_{\rho} = \pi \cdot d^3 / 16 \approx 0,2 \cdot d^3$.

Таким образом, диаметр вала из условия прочности на каждом участке определяется по формуле:

$$d_i^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot |M_{кр_i}|}{\pi \cdot [\tau]_{кр}}} \approx \sqrt[3]{\frac{|M_{кр_i}|}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}}$$

Условие жесткости вала имеет вид: $\Theta_{кр i} = \frac{M_{кр i}}{J_{\rho i} \cdot G} \leq [\Theta]_{кр}$, где

$\Theta_{кр i}$ – относительный угол закручивания сечения на i -м участке вала;

$[\Theta]_{кр}$ – допускаемый относительный угол закручивания;

G – модуль сдвига материала вала;

$J_{\rho i}$ – полярный момент инерции сечения i -го участка вала;

Для вала круглого сечения $J_{\rho} = \pi \cdot d^4 / 32 \approx 0,1 \cdot d^4$ (см. Приложение 5).

Таким образом, минимальный диаметр вала из условия жесткости определяется по формуле:

$$d_i^{жс} \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot |M_{кр i}^{max}|}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]_{кр}}} \approx \sqrt[4]{\frac{|M_{кр i}^{max}|}{0,1 \cdot G \cdot [\Theta]_{кр}}}$$

Определение углов закручивания вала следует начинать от заделки, где угол закручивания $\Delta\varphi_0 = 0$.

Для участков вала постоянного сечения при не изменяющемся крутящем моменте угол

закручивания определяется по формуле: $\Delta\varphi_i = \Delta\varphi_{i-1} + \frac{M_{кр i} \cdot l_i}{G \cdot J_{\rho i}}$, где

$\Delta\varphi_{i-1}, \Delta\varphi_i$ – углы закручивания начального и конечного сечения рассматриваемого i -го участка вала;

l_i – длина участка вала, на котором определяется угол закручивания;

$J_{\rho i}$ – полярный момент инерции сечения i -го участка вала.

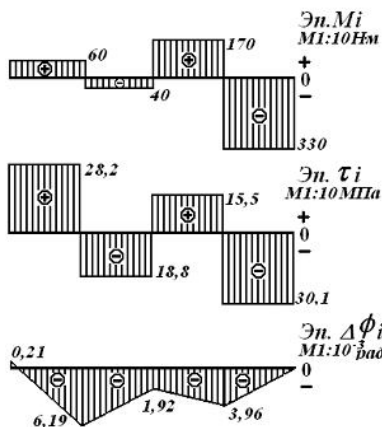
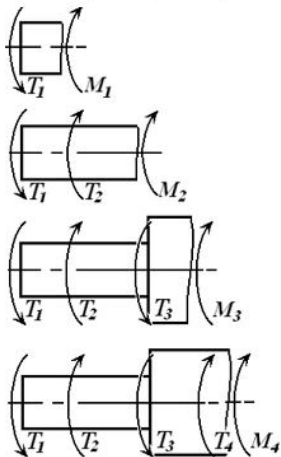
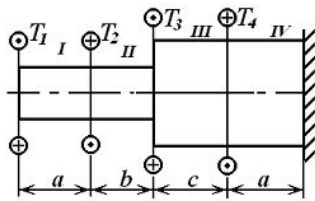


Рис. 2.2

Пример решения задачи

Дано: $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па; $[\Theta]_{кр} = 2,0$ град/м; $[\tau]_{кр} = 30$ МПа.

$T_1 = 60$ Н·м; $T_2 = 100$ Н·м; $T_3 = 210$ Н·м; $T_4 = 500$ Н·м; $a = b = c = 0,2$ м;

Найти: а) поперечные размеры вала из условия прочности и жесткости;

б) напряжения на участках вала;

в) углы закручивания вала по длине;

Решение:

1. Разбиваем вал на участки, начиная со свободного (не закрепленного) конца, и определяем величину внутреннего крутящего момента M_i в пределах каждого участка с учетом правила знаков.

I участок: $M_1 = T_1 = 60$ Н·м;

II участок: $M_2 = T_1 - T_2 = 60 - 100 = -40$ Н·м;

III участок: $M_3 = T_1 - T_2 + T_3 = 60 - 100 + 210 = 170$ Н·м;

IV участок: $M_4 = T_1 - T_2 + T_3 - T_4 = 60 - 100 + 210 - 500 = -330$ Н·м.

Строим эпюру внутренних крутящих моментов M_i (рис. 2.2).

2. Определяем диаметры ступеней вала, исходя из условия прочности.

$$d_{1,2}^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{|M_{1,2}^{max}|}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{60}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 21,5 \cdot 10^{-3} = 21,5 \text{ мм.}$$

Округляем результат согласно ГОСТ 6636-69: $d_{1,2}^{np} = 22$ мм.

$$d_{3,4}^{np} \geq \sqrt[3]{\frac{|M_{3,4}^{max}|}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{330}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 38,0 \cdot 10^{-3} = 38,0 \text{ мм.}$$

Округляем результат согласно ГОСТ 6636-69: $d_{1,2}^{np} = 38$ мм.

3. Определяем диаметры ступеней вала, исходя из условия жесткости.

Определяем значение допускаемого относительного угла закручивания

$[\Theta]$ в системе СИ: $[\Theta]_{кр} = 2,0 \cdot \pi \cdot 180^0 = 3,5 \cdot 10^2$ рад/м

$$d_{1,2}^{жс} \geq \sqrt[4]{\frac{|M_{1,2}^{max}|}{0,1 \cdot G \cdot [\Theta]_{кр}}} = \sqrt[4]{\frac{60}{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 3,5 \cdot 10^2}} = 21,5 \cdot 10^{-3} = 21,5 \text{ мм.}$$

Округляем результат согласно ГОСТ 6636-69: $d_{1,2}^{жс} = 22$ мм.

$$d_{3,4}^{зс} \geq \sqrt[4]{\frac{|M_{3,4}^{max}|}{0,1 \cdot G \cdot [\Theta]_{кр}}} = \sqrt[4]{\frac{330}{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 3,5 \cdot 10^{-2}}} = 32,9 \cdot 10^{-3} = 32,9 \text{ мм.}$$

Округляем результат согласно ГОСТ 6636-69: $d_{3,4}^{зс} = 34 \text{ мм.}$

Принимаем диаметры вала $d_{1,2} = 22 \text{ мм.}$
 $d_{3,4} = 38 \text{ мм.}$

4. Определяем величину напряжений τ_i на каждом участке вала:

$$\tau_1^{max} = \frac{M_1}{W_{\rho_1}} \approx \frac{M_1}{0,2 \cdot d_{1,2}^3} = \frac{60}{0,2 \cdot (22 \cdot 10^{-3})^3} = 28,2 \cdot 10^6 = 28,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_2^{max} \approx \frac{M_2}{0,2 \cdot d_{1,2}^3} = \frac{-40}{0,2 \cdot (22 \cdot 10^{-3})^3} = -18,8 \cdot 10^6 = -18,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_3^{max} \approx \frac{M_3}{0,2 \cdot d_{3,4}^3} = \frac{170}{0,2 \cdot (38 \cdot 10^{-3})^3} = 15,5 \cdot 10^6 = 15,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_4^{max} \approx \frac{M_4}{0,2 \cdot d_{3,4}^3} = \frac{-330}{0,2 \cdot (38 \cdot 10^{-3})^3} = -30,1 \cdot 10^6 = -30,1 \text{ МПа.}$$

Строим эпюру напряжений τ_i (рис. 2.2).

5. Определяем углы закручивания $\Delta\varphi_i$ по длине вала, начиная от заделки, так как там деформации отсутствуют ($\Delta\varphi_0 = 0$).

$$\Delta\varphi_4 = \Delta\varphi_0 + \frac{M_4 \cdot l_4}{G \cdot J_{\rho_4}} \approx \Delta\varphi_0 + \frac{M_4 \cdot a}{G \cdot 0,1 \cdot d_{3,4}^4} = 0 + \frac{-330 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot (38 \cdot 10^{-3})^4} = -3,96 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\Delta\varphi_3 \approx \Delta\varphi_4 + \frac{M_3 \cdot c}{G \cdot 0,1 \cdot d_{3,4}^4} = -3,96 \cdot 10^{-3} + \frac{170 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot (38 \cdot 10^{-3})^4} = -3,96 \cdot 10^{-3} + 2,04 \cdot 10^{-3} = -1,92 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

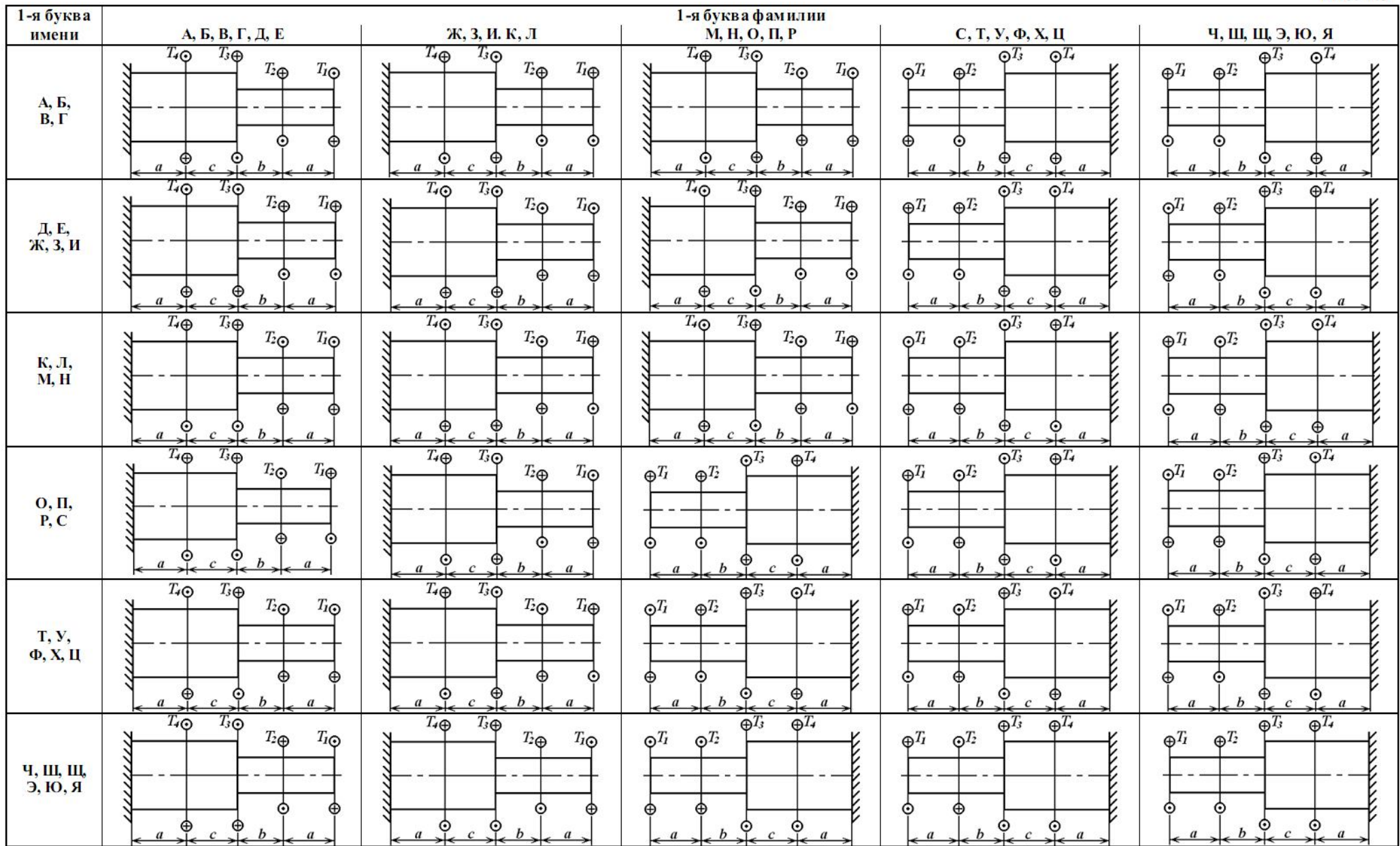
$$\Delta\varphi_2 \approx \Delta\varphi_3 + \frac{M_2 \cdot b}{G \cdot 0,1 \cdot d_{1,2}^4} = -1,92 \cdot 10^{-3} + \frac{-40 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot (22 \cdot 10^{-3})^4} = -1,92 \cdot 10^{-3} - 4,27 \cdot 10^{-3} = -6,19 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\Delta\varphi_1 \approx \Delta\varphi_2 + \frac{M_1 \cdot a}{G \cdot 0,1 \cdot d_{1,2}^4} = -6,19 \cdot 10^{-3} + \frac{60 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot (22 \cdot 10^{-3})^4} = -6,19 \cdot 10^{-3} + 6,40 \cdot 10^{-3} = 0,21 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Строим эпюру углов закручивания вала $\Delta\varphi_i$ (рис. 2.2).

Таблица 2.1

№ варианта	$a, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$c, \text{ м}$	$T_1, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$T_2, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$T_3, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$T_4, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$[\tau]_{кр}, \text{ МПа}$	$[\Theta], \text{ град/м}$
1	1,1	1,0	0,8	20	200	310	600	80	1,5
2	0,9	0,2	1,0	22	190	290	590	75	1,4
3	0,7	0,4	1,2	24	180	300	580	70	1,3
4	1,4	0,6	0,6	28	170	280	570	65	1,2
5	1,2	0,8	0,9	32	160	270	560	60	1,1
6	1,0	1,1	1,4	36	150	260	550	55	1,0
7	0,2	0,9	1,6	38	140	250	540	50	0,9
8	0,4	0,7	1,8	42	130	240	530	45	0,8
9	0,6	1,4	2,0	46	120	230	520	40	0,7
10	0,8	1,2	0,7	50	110	220	510	35	0,6



Задача № 3 Расчеты на прочность при плоском прямом изгибе

Задание

Двухопорная балка находится под действием системы сил и моментов. Подобрать размеры и тип профиля балки из условия прочности по нормальным напряжениям. Балка изготовлена из стали: допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{из} = 120 \text{ МПа}$.


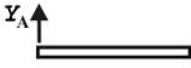
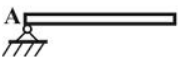



Схема балки приведена на рис. 3.3. Данные для расчета приведены в табл. 3.1.

Порядок выполнения

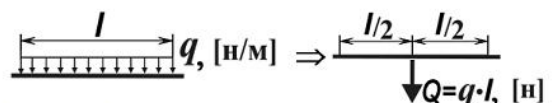
1. Вычертить схему балки с указанием числовых значений размеров и приложенных сил.
2. Освободить балку от связей и изобразить действующие на нее внешние силы и реакции отброшенных связей.
3. Выбрать систему координат, составить уравнения равновесия и определить реакции отброшенных связей.
4. Проверить правильность полученных результатов, составив дополнительное уравнение равновесия.
5. Определить значения внутренней поперечной силы Q по участкам балки. Начертить схему с эпюрой распределения Q .
6. Определить значения внутреннего изгибающего момента $M_{из}$ по участкам балки. Начертить схему с эпюрой распределения $M_{из}$.
7. Найти из условия прочности по нормальным напряжениям минимальную величину осевого момента сопротивления сечения балки.
8. Подобрать по величине момента сопротивления номер профиля балки и выписать его основные характеристики (номер, момент сопротивления W_x , площадь A , момент инерции J_x , статический момент S_x):
 - двутавра (ГОСТ 8239-89) (см. Приложение 3);
 - швеллера (ГОСТ 8240-97) (см. Приложение 4).

Указания к выполнению

Согласно положениям статики всякое несвободное твердое тело (перемещение которого ограничено связями с другими телами) можно рассматривать как свободное, если отбросить связи и заменить их действие силами реакции этих связей:

Вид связи	Реакции	Название связи	Количество реакций
		шарнирно-подвижная опора	1
		шарнирно-неподвижная опора	2
		заделка	3

Распределенную нагрузку q рекомендуется предварительно заменить эквивалентной сосредоточенной силой Q .



Для нахождения величины и направления реакций связей используют условия равновесия системы сил, согласно которым, система сил находится в состоянии равновесия, если алгебраическая сумма проекций всех сил на оси координат равна нулю и алгебраическая сумма моментов всех сил относительно любой точки также равна нулю:

$$\begin{cases} \sum X = 0 \\ \sum Y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases}$$

Направление сил реакций связей выбирают произвольно. Если значения сил при решении получатся отрицательными, то истинное направление расчетных сил противоположно предварительно выбранному.

Уравнения равновесия целесообразно составлять таким образом, чтобы в них входили суммы моментов сил относительно точек, через которые проходят неизвестные реакции связей. В этом случае в каждое уравнение войдет только одна неизвестная величина.

Величины внутренней поперечной силы Q и изгибающего момента $M_{из}$ на i -ом участке балки определяются с помощью метода сечений через внешние силы и изгибающие моменты по правилам:

- поперечная сила в любом сечении балки равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения, на ось, перпендикулярную оси балки

$$Q_i = \sum_{\substack{\text{с одной} \\ \text{стороны} \\ \text{от сечения}}} F_i;$$

- изгибающий момент в любом сечении балки равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения, относительно центра тяжести данного сечения

$$M_{из_i} = \sum_{\substack{\text{с одной} \\ \text{стороны} \\ \text{от сечения}}} M_i$$

Для построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов необходимо записать соответствующие аналитические выражения для каждого участка балки. При этом необходимо помнить о правилах знаков для Q и $M_{из}$:

- поперечная сила Q считается положительной, если вызывающая ее внешняя сила стремится повернуть балку относительно рассматриваемого сечения по ходу часовой стрелки;
- изгибающий момент $M_{из}$ считается положительным, если балка на рассматриваемом участке изгибается выпуклостью вниз.

При построении эпюр следует использовать дифференциальные зависимости между распределенной нагрузкой, поперечной силой и изгибающим моментом: $q = \frac{dQ}{dx} = \frac{d^2 M_{из}}{dx^2}$.

Условие прочности по нормальным напряжениям при изгибе балки имеет вид:

$$\sigma_{из_i}^{max} = \frac{M_{из_i}^{max}}{W_{x_i}} \leq [\sigma]_{из}, \quad \text{где}$$

$\sigma_{из_i}^{max}$ – максимальные нормальные напряжения в сечении на i -м участке балки;

$[\sigma]_{из}$ – допускаемые напряжения изгиба;

$M_{из_i}^{max}$ – внутренний изгибающий момент на i -м участке балки;

W_{x_i} – осевой момент сопротивления сечения i -го участка балки.

Пример решения задачи

Дано: $m = 2 \text{ кН}\cdot\text{м}; P = 10 \text{ кН}; q = 3 \text{ кН/м}; l_1 = l_2 = 3 \text{ м}; l_3 = 4 \text{ м}; [\sigma]_{из} = 120 \text{ МПа}$.

Найти: а) величину внутренней поперечной силы Q по участкам балки;
б) величину внутреннего изгибающего момента $M_{из}$ по участкам балки;
в) подобрать размеры профиля балки из условия прочности по нормальным напряжениям.

Решение: 1. Определяем величину и направление опорных реакций балки.

Заменяем реакции реакциями связей (Рис 3.1).

Приводим распределенную нагрузку к сосредоточенной силе: $Q = q \cdot l_1 = 3 \cdot 3 = 9 \text{ кН}$.

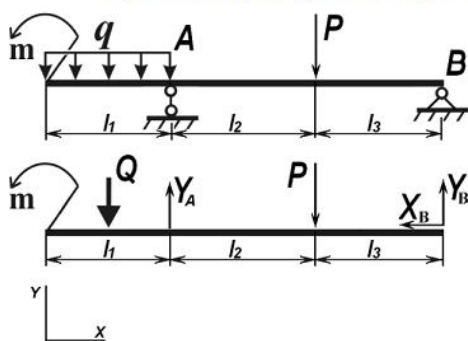


Рис. 3.1

Составляем уравнения равновесия и определяем неизвестные опорные реакции.

$$\begin{cases} \sum X_i = -X_B = 0 \\ \sum Y_i = -Q - P + Y_A + Y_B = 0 \\ \sum M_B = m + Q \cdot (l_1 / 2 + l_2 + l_3) - Y_A \cdot (l_2 + l_3) + P \cdot l_3 = 0 \end{cases}$$

$$X_B = 0;$$

$$Y_A = \frac{m + Q \cdot (l_1 / 2 + l_2 + l_3) + P \cdot l_3}{l_2 + l_3} = \frac{2 + 9 \cdot 8,5 + 10 \cdot 4}{7} = 16,93 \text{ кН};$$

$$Y_B = Q + P - Y_A = 9 + 10 - 16,93 = 2,07 \text{ кН}.$$

Проверка: составляем дополнительное уравнение равновесия моментов относительно точки A:

$$\sum M_A = m + Q \cdot (l_1 / 2) - P \cdot l_2 + Y_B \cdot (l_2 + l_3) = 2 + 9 \cdot 1,5 - 10 \cdot 3 + 2,07 \cdot 7 \approx 0.$$

$$Y_A = 16,9 \text{ кН}; \quad Y_B = 2,1 \text{ кН}.$$

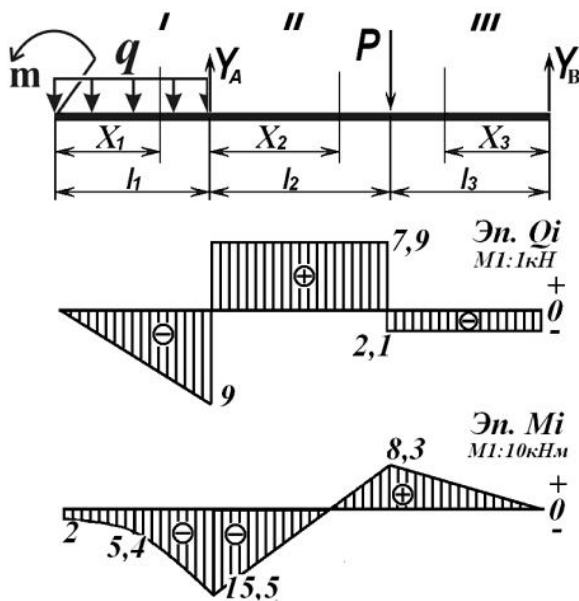


Рис. 3.2

2. Определяем величину внутренней поперечной силы Q по участкам балки.

Разбиваем балку на участки. Границы участков – точки приложения сосредоточенных сил и пар сил, начало и конец распределенной нагрузки. Рассматриваемая балка имеет 3 участка. Определяем значение Q на каждом участке.

I участок: $0 \leq x_1 \leq l_1$. Составим уравнение проекций всех сил, расположенных слева от сечения на ось y с учетом правила знаков: $Q(x_1) = -q \cdot x_1$.

Величина Q линейно зависит от величины координаты x_1 . Очевидно, что эпюра $Q(x_1)$ будет представлять прямую, наклонную к оси x . Для построения эпюры поперечной силы на I-ом участке достаточно определить значения силы Q в начале и в конце участка:

$$\text{при } x_1 = 0 \quad Q(0) = -q \cdot 0 = 0;$$

$$\text{при } x_1 = l_1 \quad Q(l_1) = -q \cdot l_1 = -3 \cdot 3 = -9 \text{ кН.}$$

Если эпюра Q пересекает ось x в некоторой точке K , необходимо найти значение x_K из уравнения $Q(x_K) = 0$, так

как оно понадобится в дальнейшем при нахождении значений изгибающих моментов на этом участке.

II участок: $0 \leq x_2 \leq l_2$. Составим уравнение проекций всех сил, расположенных слева от сечения на ось y : $Q(x_2) = -q \cdot l_1 + Y_A = -3 \cdot 3 + 16,9 = 7,9 \text{ кН}$.

Величина Q на этом участке не зависит от величины координаты x_2 . Эпюра $Q(x_2)$ будет представлять прямую, параллельную оси x .

III участок: для упрощения расчетов рассмотрим правую часть балки $l_3 \leq x_3 \leq 0$. Составим уравнение проекций сил, расположенных справа от сечения на ось y : $Q(x_3) = -Y_B = -2,1 \text{ кН}$.

Величина Q на этом участке не зависит от величины координаты x_3 . Эпюра $Q(x_3)$ будет представлять прямую, параллельную оси x .

Строим эпюру поперечных сил $Q(x)$ (см. рис. 3.2).

3. Определяем величину внутреннего изгибающего момента $M_{из}$ по участкам балки.

I участок: $0 \leq x_1 \leq l_1$. Составим уравнение проекций моментов всех сил и пар сил, расположенных слева от сечения на ось z с учетом правила знаков: $M_{из}(x_1) = -m - q \cdot x_1 \cdot x_1/2$.

Эпюра $M_{из}(x_1)$ будет представлять собой параболу. Для построения параболы необходимо определить значения $M_{из}(x_1)$ в трех точках:

- в начале участка ($x_1 = 0$),

- в конце участка ($x_1 = l_1$),

- в середине участка ($x_1 = l_1/2$), если эпюра $Q(x_1)$ не пересекает ось x на данном участке, или в точке K ($x_1 = x_K$), если эпюра $Q(x_1)$ пересекает ось x на данном участке в точке K .

$$\text{при } x_1 = 0 \quad M_{из}(0) = -m - q \cdot 0 = -2,0 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x_1 = l_1 \quad M_{из}(l_1) = -m - q \cdot l_1^2/2 = -2 - 3 \cdot 3^2/2 = -15,5 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x_1 = l_1/2 \quad M_{из}(l_1/2) = -m - q \cdot l_1^2/8 = -2 - 3 \cdot 3^2/8 = -5,4 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

II участок: $0 \leq x_2 \leq l_2$. Составим уравнение проекций моментов всех сил и пар сил, расположенных слева от сечения на ось z : $M_{из}(x_2) = -m - q \cdot l_1 \cdot (l_1/2 + x_2) + Y_A \cdot x_2$.

Величина M линейно зависит от величины координаты x_2 . Эпюра $M_{из}(x_2)$ будет представлять прямую, наклонную к оси x . Для построения эпюры достаточно определить значения $M_{из}(x_2)$ в начале и в конце участка:

$$\text{при } x_2 = 0 \quad M_{из}(0) = -m - q \cdot l_1 \cdot (l_1/2 + 0) + Y_A \cdot 0 = -2 - 3 \cdot 3^2/2 = -15,5 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x_2 = l_2 \quad M_{из}(l_2) = -m - q \cdot l_1 \cdot (l_1/2 + l_2) + Y_A \cdot l_2 = -2 - 3 \cdot 3 \cdot (1,5 + 3) + 16,93 \cdot 3 = 8,3 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

III участок: рассмотрим правую часть балки $l_3 \leq x_3 \leq 0$. Составим уравнение проекций моментов всех сил и пар сил, расположенных справа от сечения на ось z : $M_{из}(x_3) = Y_B \cdot x_3$.

Величина $M_{из}$ линейно зависит от величины координаты x_3 . Эпюра $M_{из}(x_3)$ будет представлять прямую, наклонную к оси x .

$$\text{при } x_3 = l_3 \quad M_{из}(l_3) = Y_B \cdot l_3 = 2,07 \cdot 4 = 8,3 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{при } x_3 = 0 \quad M_{из}(0) = Y_B \cdot 0 = 0 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Строим эпюру изгибающих моментов $M_{из}(x)$ (см. рис. 3.2).

4. Определяем размеры сечения балки из условия прочности по нормальным напряжениям:

$$\sigma_{из}^{max} = \frac{M_{из}^{max}}{W_x} \leq [\sigma]_{из}.$$

Находим осевой момент сопротивления балки в опасном сечении ($|M_{из}^{max}(x)| = 15,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$):

$$W_x^{min} = \frac{M_{из}^{max}}{[\sigma]_{из}} = \frac{15,5 \cdot 10^3}{120 \cdot 10^6} = 129,2 \cdot 10^{-6} = 129,2 \text{ см}^3.$$

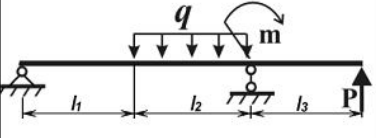
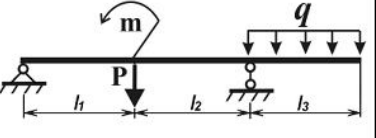
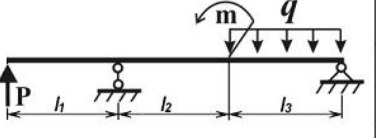
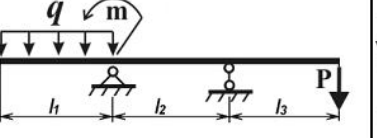
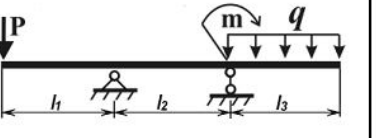
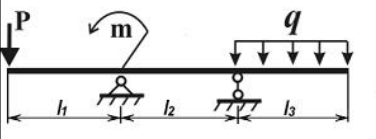
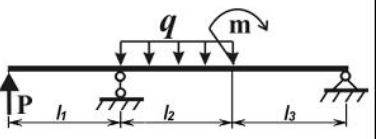
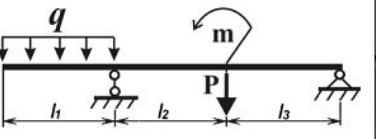
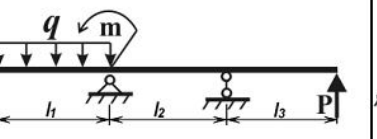
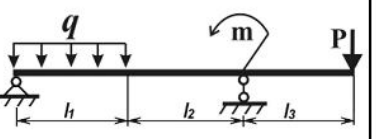
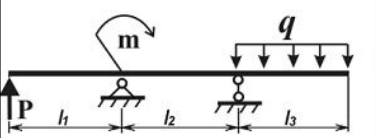
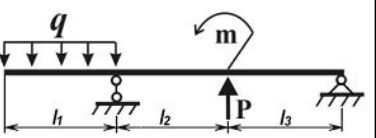
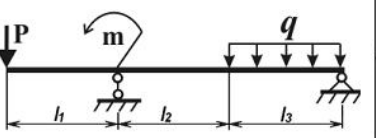
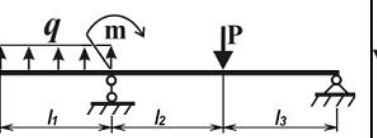
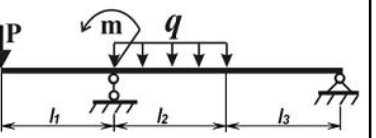
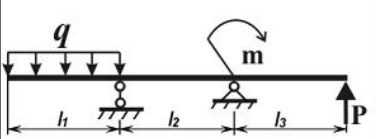
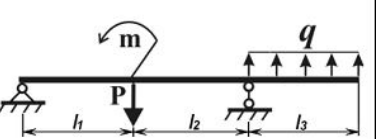
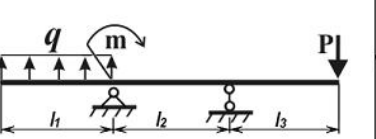
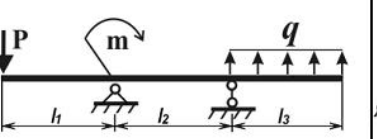
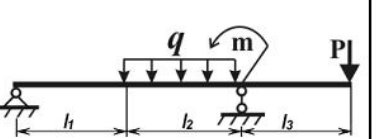
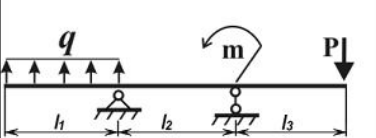
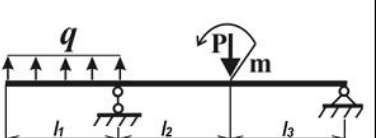
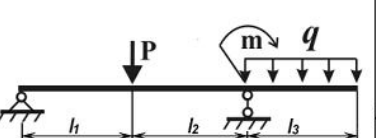
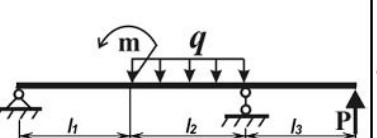
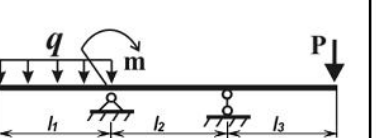
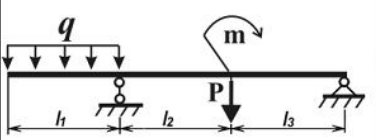
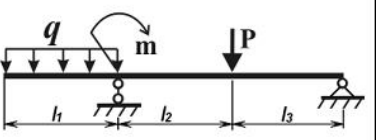
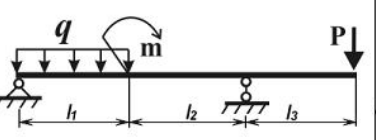
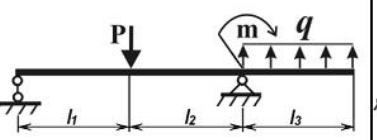
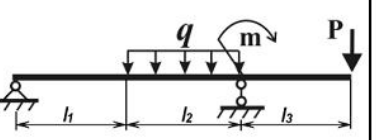
В соответствие с ГОСТ 8239-89 и ГОСТ 8240-97 подбираем номер профиля балки

Двутавр № 18: $W_x = 143,0 \text{ см}^3$; $A = 23,4 \text{ см}^2$; $J_x = 1290,0 \text{ см}^4$; $S_x = 81,4 \text{ см}^3$.

Швеллер № 8а: $W_x = 132,0 \text{ см}^3$; $A = 22,2 \text{ см}^2$; $J_x = 1190,0 \text{ см}^4$; $S_x = 76,1 \text{ см}^3$.

Таблица 3.1

№ варианта	$P, \text{ кН}$	$m, \text{ кН}\cdot\text{м}$	$q, \text{ кН/м}$	$l_1, \text{ м}$	$l_2, \text{ м}$	$l_3, \text{ м}$
1	10	21	28	1,0	2,2	0,5
2	12	23	26	1,1	2,0	0,6
3	14	25	24	1,2	1,8	0,7
4	16	27	22	1,3	1,6	0,8
5	18	29	20	1,4	1,4	0,9
6	20	31	18	1,5	1,2	1,1
7	22	33	16	1,6	1,0	1,2
8	24	35	14	1,7	0,8	1,3
9	26	37	12	1,8	0,6	1,4
10	28	39	10	1,9	0,4	1,5

1-я буква имени	1-я буква фамилии				
	А, Б, В, Г, Д, Е	Ж, З, И, К, Л	М, Н, О, П, Р	С, Т, У, Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я
А, Б, В, Г					
Д, Е, Ж, З, И					
К, Л, М, Н					
О, П, Р, С					
Т, У, Ф, Х, Ц					
Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я					

Задача № 4 Расчет на прочность при деформации смятия и сдвига

Задание

На опасном участке вала из задачи 2 при помощи шпоночного соединения установлено колесо зубчатой передачи. Определить необходимый размер призматической шпонки из условия прочности на смятие и срез.

Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 110...190 \text{ МПа}$.

Допускаемое напряжение на срез $[\tau_{ср}] = 60...100 \text{ МПа}$.

Порядок выполнения

1. По известному диаметру вала на опасном участке, согласно ГОСТ 23360-78 (Приложение 6), выбрать шпонку с размерами сечения: $b \times h$, глубиной паза t .
2. Определить минимальную длину шпонки из условия прочности на срез.
3. Определить минимальную длину шпонки из условия прочности на смятие.
4. Принять размеры шпонки.

Указания к выполнению

Смятие и сдвиг являются разными видами деформации, приводящими к различным видам разрушения конструкций. Однако на практике эти два вида деформации обычно действуют одновременно и, соответственно, расчет на смятие и сдвиг осуществляется совместно.

Смятие – вид контактного разрушения поверхности изделия, вызываемый действием нормальных сжимающих сил в зоне контакта (например, смятие поверхности детали под гайкой и головкой болта). Условие прочности на смятие в

общем виде: $\sigma_{см} = \frac{F_{см}}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см}$, где

$F_{см}$ – сжимающая сила, нормальная к поверхности смятия;

$A_{см}$ – площадь, по которой происходит смятие;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения на смятие.

Для простоты расчетов предполагают, что напряжения смятия распределены по площади контакта равномерно. Если соприкасаются детали из материалов разной твердости, то расчет на смятие осуществляется для детали из наиболее мягкого материала.

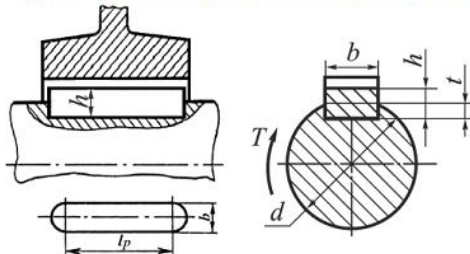


Рис. 4.2

осуществляемые призматическими шпонками. При вращении вала под влиянием окружной силы F_t на боковых поверхностях шпонки возникает деформация смятия. По линии соединения вала со ступицей колеса возникает деформация сдвига (среза) (рис. 4.1).

Окружная сила F_t на валу определяется по формуле: $F_t = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$, где

$M_{кр}$ – крутящий момент на валу в месте установки шпонки;

d – диаметр вала в месте установки шпонки.

Основным расчетом соединений с призматическими шпонками является расчет на смятие:

$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot A_{см}} \leq [\sigma]_{см}$, где $A_{см} = (h - t) \cdot l_p$ – площадь смятия шпонки (Рис. 4.2).

Призматические шпонки выполняют прямоугольного сечения с плоскими или скругленными торцами. $l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами (l – полная длина шпонки, b , h , t – ее стандартные размеры, согласно ГОСТ 23360-78 (см. Приложение 6)).

Расчет на срез является проверочным: $\tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot A_{ср}} \leq [\tau_{ср}]$, где

$A_{ср} = b \cdot l_p$ – площадь среза (Рис. 4.2).

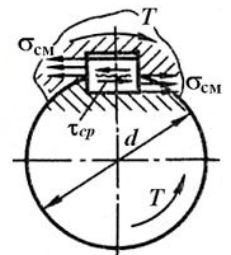


Рис. 4.1

Срез – вид разрушения, вызываемый деформацией сдвига.

Условие прочности на срез в общем виде: $\tau_{ср} = \frac{Q_{ср}}{A_{ср}} \leq [\tau]_{ср}$, где

$Q_{ср}$ – сдвигающая (перерезывающая) сила;

$A_{ср}$ – площадь, по которой происходит срез;

$[\tau]_{ср}$ – допускаемые напряжения на срез.

В машиностроении применяют соединения деталей с валом,

Пример решения задачи

Дано: согласно решения задачи 2, в опасном сечении вала $|M_{кр}| = 330 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d = 38 \text{ мм}$; $a = 0,2 \text{ м}$.

Найти: минимальный размер призматической шпонки для соединения вала с зубчатым колесом из условия прочности на смятие и срез.

Решение:

1. По диаметру вала, согласно ГОСТ 23360-78 (см. Приложение 6), подбираем призматическую шпонку с размерами $b = 10 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, $t_1 = 5 \text{ мм}$.

2. Определяем минимальную длину шпонки по условию прочности на смятие, $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190 \text{ МПа}$.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot A_{см}} \leq [\sigma]_{см}; \quad A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p \quad \Rightarrow$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 330}{38 \cdot 10^{-3} \cdot (8 - 5) \cdot 10^{-3} \cdot 110 \cdot 10^6} = 52,6 \cdot 10^{-3} = 52,6 \text{ мм}.$$

Определяем полную длину шпонки $l \geq l_p + b = 52,6 + 10 = 62,6 \text{ мм}$.

Округляем до ближайшего большего значения из ряда предпочтительных размеров (см. Приложение 6): $l = 63 \text{ мм}$.

Длина шпонки соответствует стандартным значениям и длине вала на рассматриваемом участке ($a = 0,2 \text{ м}$).

3. Проверяем прочность выбранной шпонки на срез, $[\tau_{ср}] = 60 \dots 100 \text{ МПа}$.

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot A_{ср}} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot b \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 330}{38 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot (63 - 10) \cdot 10^{-3}} = 32,8 \cdot 10^6 = 33 \text{ МПа} \leq [\tau_{ср}]$$

Условие прочности на срез выполняется.

Ответ: выбрана Шпонка $10 \times 8 \times 63$ ГОСТ 23360-78.

Задача № 5 Расчет резьбовых соединений на прочность

Задание

Расчитать резьбовое соединение на прочность. Материал соединяемых и крепежных деталей выбрать самостоятельно. Тип крепежных деталей определить по схеме соединения. Число крепежных деталей, если оно не указано в исходных данных, определить по чертежу конструкции.

Схема соединения и данные приведены на рис. 6.5.

Порядок выполнения

1. Вычертить схему с указанием числовых значений размеров и приложенных сил.
2. Определить характер нагружения крепежных деталей.
3. Выбрать материал крепежных деталей, определить характеристики материала (Приложение 1).
4. Определить расчетную формулу (условие прочности).
5. Произвести расчет, используя данные Приложения 8, 9, ответить на поставленный вопрос.

Указания к выполнению

Расчет деталей резьбовых соединений (винтов, болтов, шпилек) зависит от условий их нагружения и технологических особенностей сборки соединения. По условиям нагружения все винты подразделяются на воспринимающие осевую, поперечную или комбинированную нагрузку.

В зависимости от технологических условий сборки винты могут быть ненапряженными (не затянутыми в процессе сборки) или напряженными (затянутыми), получающими значительную осевую нагрузку уже в процессе сборки, до приложения внешней рабочей нагрузки. Кроме того, винты можно устанавливать в отверстие свободно, с зазором или плотно, без зазора.

Перечисленные данные определяют выбор расчетной схемы.

Возможны следующие расчетные случаи:

- а) болт установлен с зазором без предварительной затяжки, нагружен осевой силой;
- б) болт установлен с зазором и не нагружен осевой силой, но имеет предварительную затяжку;
- в) болт установлен с зазором, затянут и дополнительно нагружен внешней осевой силой;
- г) болт установлен с зазором и нагружен поперечной силой;
- д) болт установлен без зазора и нагружен поперечной силой.

В литературе приведены расчетные схемы для различных вариантов резьбовых соединений (см., например [3, с. 64-74]).

Для изготовления крепежных деталей применяют низко- и среднеуглеродистые стали, а для деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках - легированные стали. Наиболее часто применяемые стали: Ст.3; Ст 5; 10; 15; 20; 35; 45; 40Х; 30ХГСА и др. Допускаемые напряжения при расчете крепежных деталей определяют по формуле $[\sigma]_p = \sigma_{пред}/[S]$, где

$\sigma_{пред} = \sigma_T$ – для пластичных материалов.

Допускаемые значения запаса прочности определяют согласно Приложению 9.

Расчет резьбового соединения должен быть закончен выбором стандартной резьбы с указанием ее параметров: d, P, d_1 (Приложение 8).

Задача № 6 Расчет сварных соединений на прочность

Задание.

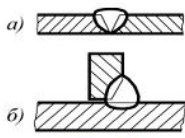
Определить неизвестные геометрические параметры сварного соединения.

Материал свариваемых деталей выбрать самостоятельно.

Схема соединения и данные приведены на рис. 6.5.

Порядок выполнения

1. Вычертить схему соединения с указанием числовых значений размеров и приложенных сил.
2. Определить вид сварного шва и сварного соединения, определить силовые факторы, действующие на сварной шов.
3. Выбрать материал соединяемых деталей и определить его механические характеристики (Приложение 1).
4. Определить допускаемые напряжения в сварном шве с учетом вида сварки, типа электрода (Приложение 9).
5. Составить математическую модель работоспособности сварного шва (условие прочности).
6. Определить интересующие геометрические параметры шва или выполнить проверочный расчет шва, если все параметры заданы.



Указания к выполнению

Сварные соединения выполняются одним из двух видов швов: стыковым (рис. 6.1, а) или угловым (рис. 6.1, б).

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие виды сварных соединений:

- 1) стыковые соединения (рис. 6.2, а);
- 2) тавровые соединения (рис. 6.2, б);
- 3) нахлесточные соединения (рис. 6.2, в);
- 4) угловые соединения (рис. 6.2, г).

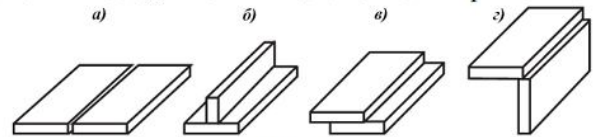


Рис. 6.2

Стыковое соединение выполняется стыковым швом, нахлесточное – угловым. Тавровое и угловое соединение может выполняться как стыковым (с разделкой кромок), так и угловым (без разделки кромок) швом.

В зависимости от положения шва по отношению к направлению действия силы различают:

- а) фланговые швы, расположенные параллельно линии действия силы (рис. 6.3, а);
- б) лобовые швы, расположенные перпендикулярно линии действия силы (рис. 6.3, б);
- в) косые швы, расположенные под острым углом к линии действия силы (рис. 6.3, в);
- г) комбинированные швы, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рис. 6.3, г).

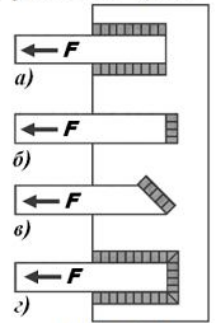


Рис. 6.3

Из-за возможных дефектов сварки на концах шва минимальную длину шва принимают не менее 30 мм.

В нахлесточных соединениях принимают длину нахлестки $l \geq 4\delta$, где δ – минимальная толщина свариваемых деталей. Длина фланговых швов не должна превышать $50K$ для ограничения неравномерности распределения напряжений по длине флангового шва. Длина лобовых швов не ограничена.

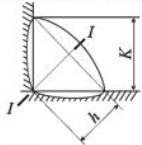


Рис. 6.4

Размер катета углового шва выбирают из условия $k \leq \delta$, но не менее 3 мм.

Основным критерием работоспособности сварных швов является прочность.

При качественно выполненном стыковом шве разрушение происходит по основному материалу детали в зоне термического влияния, поэтому расчет на прочность стыкового шва ведется по размерам детали в зоне стыка. Снижение прочности материала детали в зоне сварки учитывается при выборе допускаемых напряжений. Стыковой шов может разрушаться под действием, как нормальных напряжений σ' , так и касательных τ' (знаком «'» обозначаются напряжения в сварном шве).

Угловой шов разрушается под действие только касательных напряжений τ' по бисекторному сечению II (рис. 6.4) независимо от направления действующей на него силы. Таким образом, плоскость среза шва по высоте составит $h = k \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7k$.

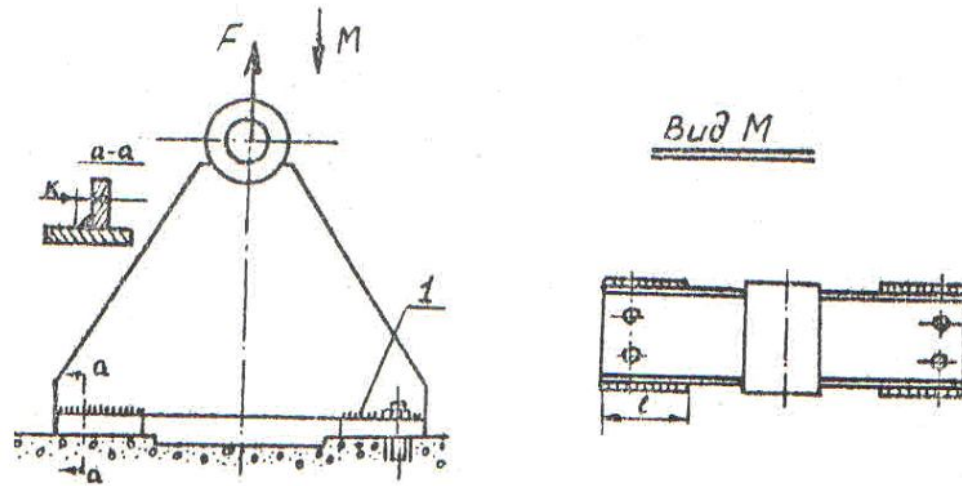
В литературе приведены расчетные схемы для различных вариантов сварных швов (см., например [3, с. 36-51]).

Допускаемые напряжения в сварных швах, полученных дуговой или контактной сваркой, при статической внешней нагрузке назначают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma]_p$ для основного металла (Приложение 7): $[\sigma]_p = \sigma_{\text{пред}}/[S]$, где

$\sigma_{\text{пред}}$ – предельное напряжение основного металла (для стали σ_T – предел текучести);

$[S]$ – допускаемый запас прочности (для сварных конструкций рекомендуется $[S] = 1,4 \dots 1,6$).

Схема 3

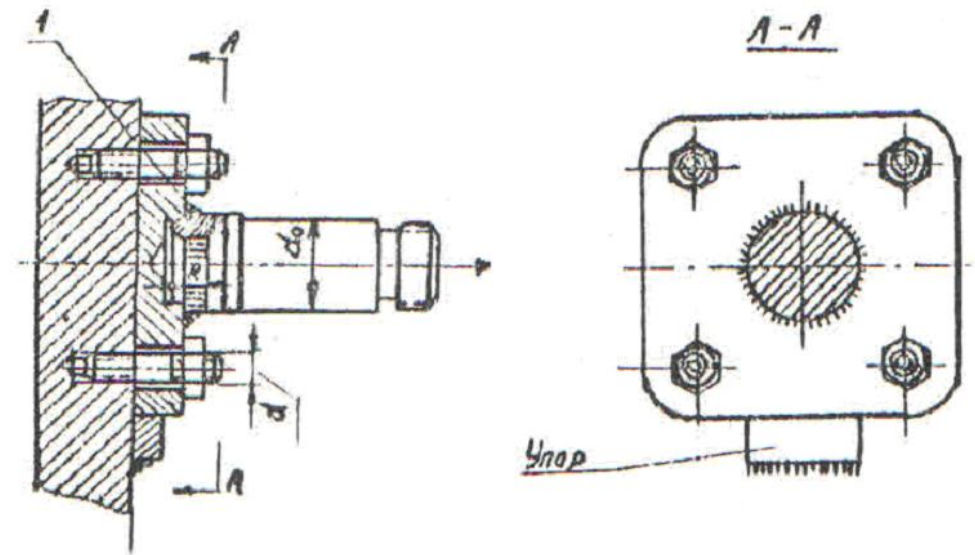


Определить

- диаметры фундаментных болтов, крепящих кронштейн к бетонному основанию;
- напряжения в сварных швах 1 (сварка ручная электродами обычного качества), катет сварного шва принять равным $K=0,8 \cdot \delta$.

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
F , кН	4	8	11	15	20	21	24	26	28	30
δ , мм	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12

Схема 4

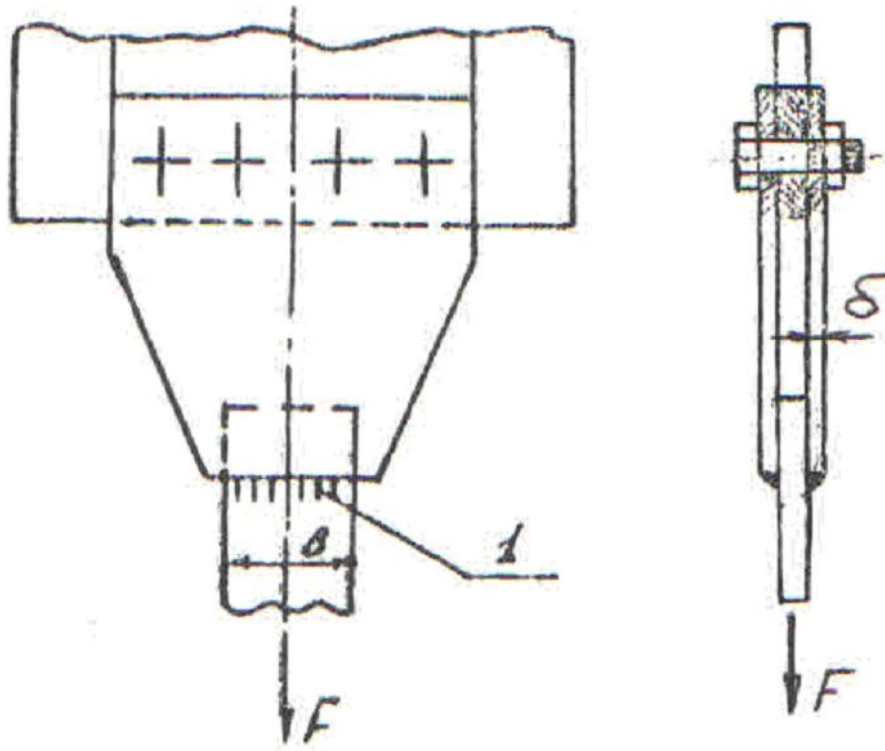


Определить

- диаметры шпилек, крепящих блок к плите;
- катеты сварных швов 1 (сварка автоматическая электродом Э50А, угловой шов)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
F , кН	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d_0 , мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65

Схема 5

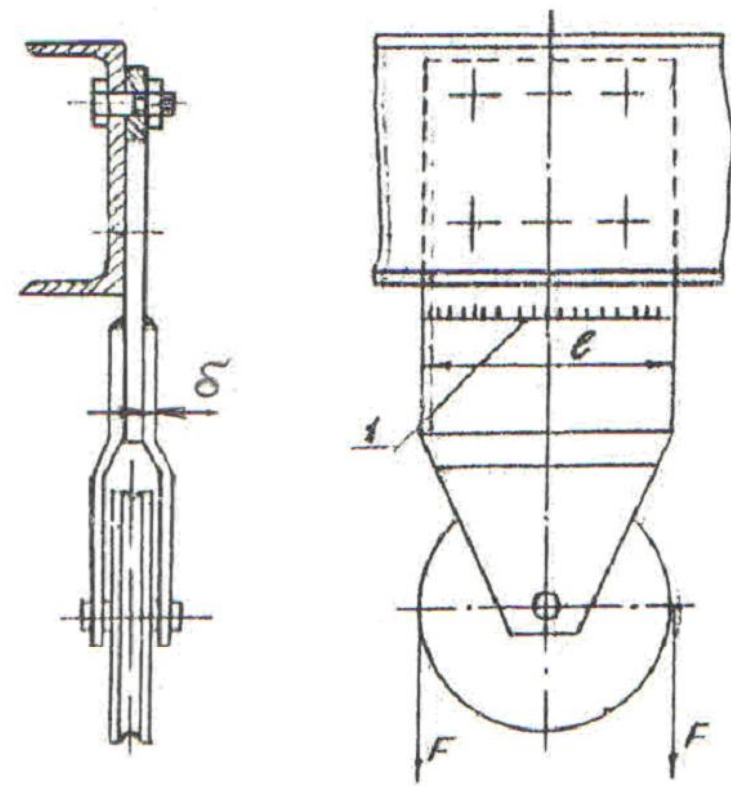


Определить

- а) диаметры болтов, крепящих косынку фермы к основанию (болты установлены без зазора);
 б) размеры сварных швов 1 (сварка ручная электродами обычного качества)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
F , кН	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
δ , мм	10	10	12	12	15	15	15	20	20	20

Схема 6

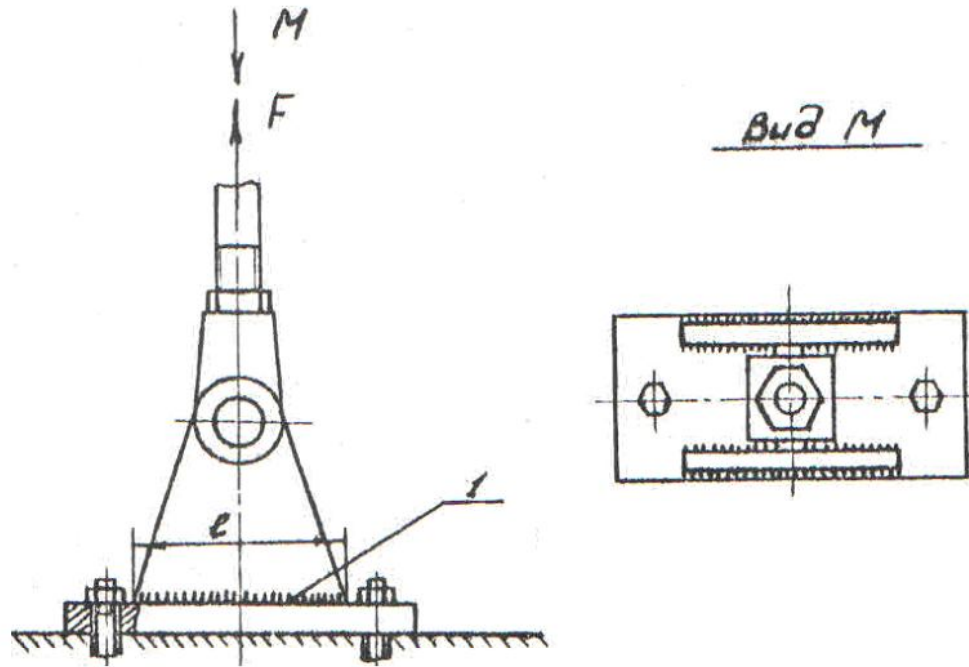


Определить

- а) диаметр болтов, крепящих блок к швеллеру (болты установлены без зазора);
 б) длину сварных швов 1 (сварка автоматическая электродом Э42А)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
$2F$, кН	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
δ , мм	5	5	5	5	10	10	10	10	10	10

Схема 7

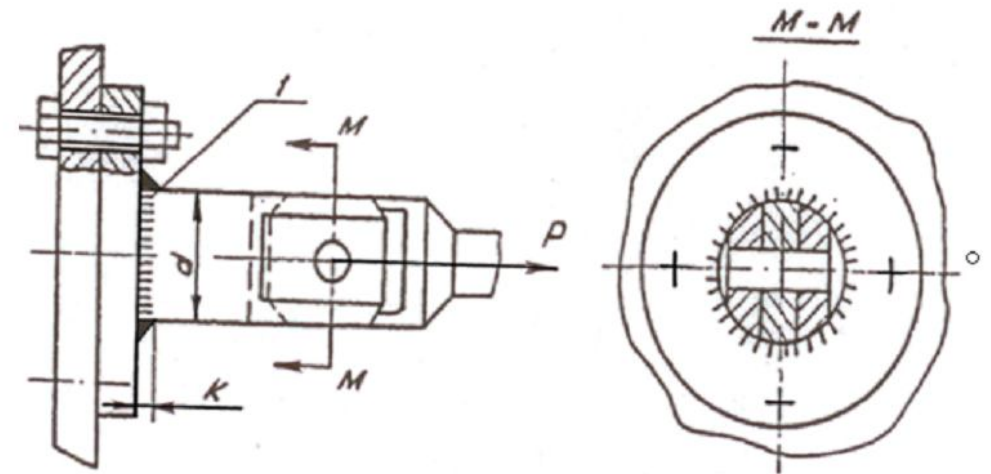


Определить

- а) диаметры болтов, крепящих плиту стяжки к бетонному основанию;
- б) катет К сварных швов 1 (сварка ручная электродами обычного качества, угловой шов)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
F , кН	20	21	22	23	24	25	26	27	28	20
l , мм	400	400	400	420	420	410	410	410	430	430

Схема 8

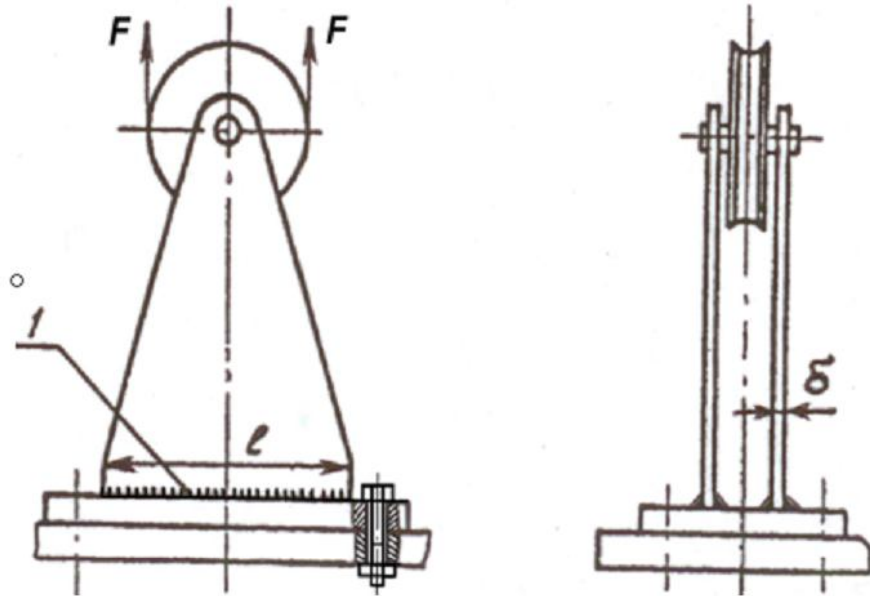


Определить

- а) диаметры болтов, крепящих узел стяжки к стальной стенке;
- б) катет К сварных швов 1 (сварка автоматическая электродом Э50А, угловой шов)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
F , кН	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
d , мм	35	35	35	35	40	40	40	45	45	45

Схема 9

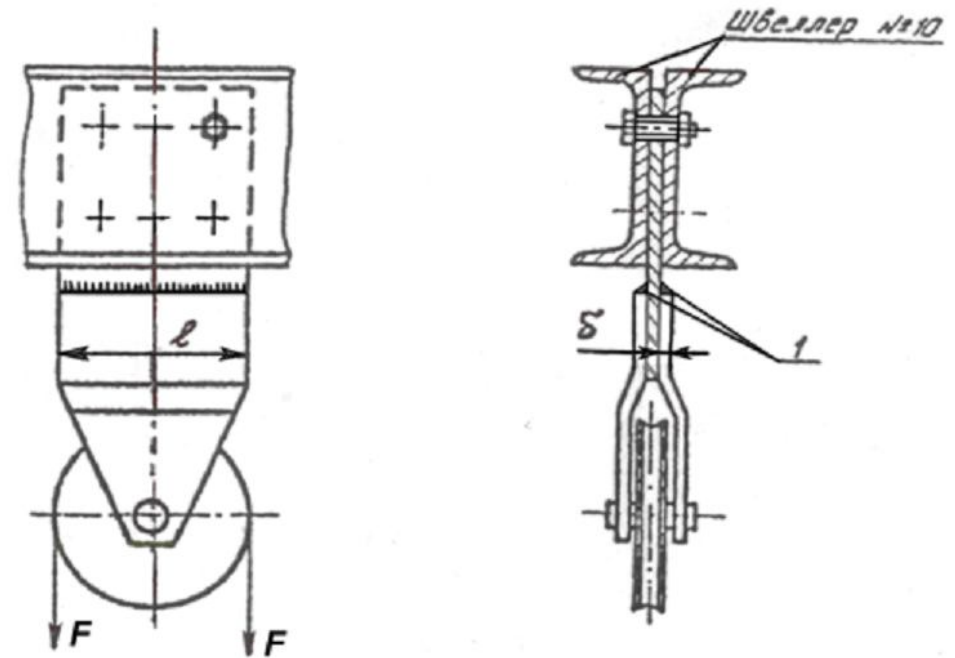


Определить

- а) диаметры болтов, крепящих блок к стальной плите;
 б) длину сварных швов 1 (сварка ручная электродами обычного качества)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
$2F$, кН	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
δ , мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10

Схема 10



Определить

- а) диаметры болтов, крепящих узел блока к швеллерам;
 б) длину сварных швов 1 (сварка автоматическая электродом Э42А)

1-я буква фамилии	А, Б, В	Г, Д, Е	Ж, З, И	К, Л	М, Н	О, П, Р	С, Т, У	Ф, Х, Ц	Ч, Ш, Щ	Э, Ю, Я
$2F$, кН	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Число болтов	4	4	4	4	6	6	6	6	6	6
δ , мм	5	5	5	5	10	10	10	10	10	10

Приложение 1 Физико-механические свойства некоторых материалов

Материал	Временное сопротивление σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Допускаемые напряжения на срез $[\tau]_{ср,с}$, МПа	Допускаемые напряжения на смятие $[\sigma]_{сж,с}$, МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент Пуассона μ
Сталь: Ст3	380	200	120...160	(0,3...0,4) $\cdot \sigma_T$	0,5 $\cdot \sigma_B$	2,0	0,3
10	340	210	120...160			2,0	
20	420	240	120...160			2,0	
25	460	280	–			2,0	
30	500	300	170...210			2,0	
35	540	320	170...220			2,0	
40	580	340	180...240			2,0...2,1	
45	610	360	190...250			2,0...2,1	
50	640	380	200...260			2,0...2,1	
55	660	390	216			2,1	
60	690	410	220...280			2,1	
20Г	460	280	–			2,0	
60Г	710	420	250...320			2,1	
20Х	800	650	–			2,0	
40Х	1000	800	240...340			2,1	
30ХМ	950	750	370			2,0	
40ХМ	1000	900	290			2,1	
30ХГСА	1100...1700	850...1500	340...500	2,0			
Чугун: Сч15	150 / 650	–	–	53	120	0,8...1,5	0,23...0,27
Сч35	340 / 1100	–	–	90	180	1,3...1,5	

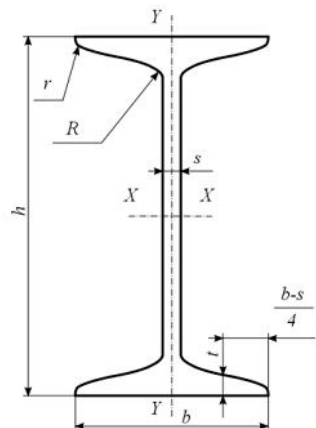
Примечание. После косой черты для хрупких материалов указан предел прочности при сжатии

Приложение 2 Нормальные линейные размеры. ГОСТ 6636 – 69 (фрагмент*)

Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40
1,0	1,00	4,0	4,00	16,0	16,0	63	63	250	250
	1,05		4,20		17,0		67		260
1,1	1,10	4,5	4,50	18,0	18,0	71	71	280	280
	1,15		4,80		19,0		75		300
1,2	1,20	5,0	5,00	20,0	20,0	80	80	320	320
	1,30		5,30		21,0		85		340
1,4	1,40	5,6	5,6	22,0	22,0	90	90	360	360
	1,50		6,0		24,0		95		380
1,6	1,60	6,3	6,3	25,0	25,0	100	100	400	400
	1,70		6,7		26,0		105		420
1,8	1,80	7,1	7,1	28,0	28,0	110	110	450	450
	1,90		7,5		30,0		120		580
2,0	2,00	8,0	8,0	32	32	125	125	500	500
	2,10		8,5		34		130		530
2,2	2,20	9,0	9,0	36	36	140	140	560	560
	2,40		9,5		38		150		600
2,5	2,50	10,0	10,0	40	40	160	160	630	630
	2,60		10,5		42		170		670
2,8	2,80	11,0	11,0	45	45	180	180	710	710
	3,00		11,5		48		190		750
3,2	3,20	12,0	12,0	50	50	200	200	800	800
	3,40		13,0		53		210		850
3,6	3,60	14,0	14,0	56	56	220	220	900	900
	3,80		15,0		60		240		950

Примечание. Из установленных стандартом рядов (Ra5, Ra10, Ra20, Ra40) приведены ряды Ra20, Ra40 с более мелкой градацией

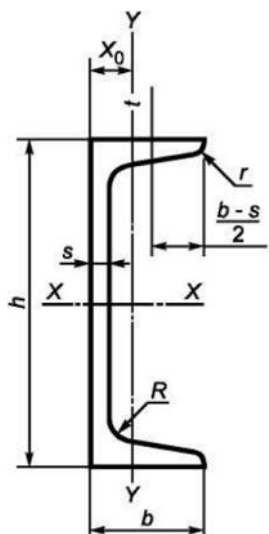
Приложение 3. Двутавры стальные горячекатаные. ГОСТ 8239-89 (фрагмент)



h - высота двутавра;
 b - ширина полки;
 s - толщина стенки;
 t - средняя толщина полки;
 R - радиус внутреннего закругления;
 r - радиус закругления полки
 I - момент инерции;
 W - момент сопротивления;
 S - статический момент полусечения;
 i - радиус инерции.

Номер двутавра	Размеры, мм						Площадь поперечного сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные значения для осей						
	h	b	s	t	R	r			X - X				Y - Y		
					не более				I_x , см ⁴	W_x , см ³	i_x , см	S_x , см ³	I_y , см ⁴	W_y , см ³	i_y , см
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,50	27696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

Приложение 4 Швеллеры стальные горячекатаные. ГОСТ 8240-97 (фрагмент)

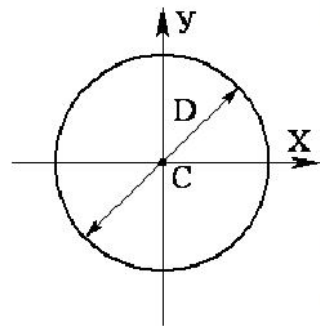


- h - высота (швеллера);
- b - ширина полки;
- s - толщина стенки;
- t - толщина полки;
- R - радиус внутреннего закругления;
- r - радиус закругления полки;
- X_0 - расстояние от оси $Y - Y$ до наружной грани стенки;
- F - площадь поперечного сечения;
- I - момент инерции;
- W - момент сопротивления;
- i - радиус инерции;
- S_x - статический момент полусечения.

Номер швеллера	h	b	s	t	R не более	r	Площадь поперечного сечения F , см ²	Масса l м, кг	Справочные значения для осей							X_0 , см
									X-X				Y - Y			
									I_x , см ⁴	W_x , см ³	i_x , см	S_x , см ³	I_y , см ⁴	W_y , см ³	i_y , см	
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	4,84	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08	1,24
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	13,30	12,80	4,75	1,19	1,31
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	8,59	174,0	34,8	3,99	20,40	20,40	6,46	1,37	1,44
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	10,40	304,0	50,6	4,78	29,60	31,20	8,52	1,53	1,54
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	12,30	491,0	70,2	5,60	40,80	45,40	11,00	1,70	1,67
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	14,20	747,0	93,4	6,42	54,10	63,30	13,80	1,87	1,80
16a	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	15,30	823,0	103,0	6,49	59,40	78,80	16,40	2,01	2,00
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,70	16,30	1090,0	121,0	7,24	69,80	86,00	17,00	2,04	1,94
18a	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,20	17,40	1190,0	132,0	7,32	76,10	105,00	20,00	2,18	2,13
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,40	18,40	1520,0	152,0	8,07	87,80	113,00	20,50	2,20	2,07
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,70	21,00	2110,0	192,0	8,89	110,00	151,00	25,10	2,37	2,21
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,60	24,00	2900,0	242,0	9,73	139,00	208,00	31,60	2,60	2,42
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,20	27,70	4160,0	308,0	10,90	178,00	262,00	37,30	2,73	2,47
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,50	31,80	5810,0	387,0	12,00	224,00	327,00	43,60	2,84	2,52
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,50	36,50	7980,0	484,0	13,10	281,00	410,00	51,80	2,97	2,59
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	53,40	41,90	10820,0	601,0	14,20	350,00	513,00	61,70	3,10	2,68
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	61,50	48,30	15220,0	761,0	15,70	444,00	642,00	73,40	3,23	2,75

Приложение 5 Геометрические характеристики некоторых плоских фигур

C – центр тяжести сечения; J_x, J_y – осевые моменты инерции;
 A – площадь; J_ρ – полярный момент инерции;



Круг

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \approx 0,8D^2;$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \approx 0,05D^4; \quad I_\rho = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0,1D^4;$$

$$W_x = W_y = \frac{\pi D^3}{32} \approx 0,1D^3; \quad W_\rho = \frac{\pi D^3}{16} \approx 0,2D^3;$$

$$i_x = i_y = i = 0,25D$$

Кольцо $\alpha = d/D$

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi D^2}{4}(1 - \alpha^2) \approx 0,8D^2(1 - \alpha^2);$$

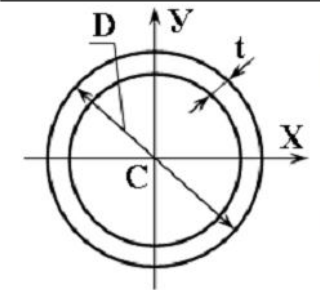
$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}(1 - \alpha^4) \approx 0,05D^4(1 - \alpha^4);$$

$$I_\rho = \frac{\pi D^4}{32}(1 - \alpha^4) \approx 0,1D^4(1 - \alpha^4);$$

$$W_x = W_y = \frac{\pi D^3}{32}(1 - \alpha^4) \approx 0,1D^3(1 - \alpha^4);$$

$$W_\rho = \frac{\pi D^3}{16}(1 - \alpha^4) \approx 0,2D^3(1 - \alpha^4)$$

$$i_x = i_y = i = 0,25\sqrt{D^2 - d^2}$$



Тонкое кольцо (груба) $D \gg t$

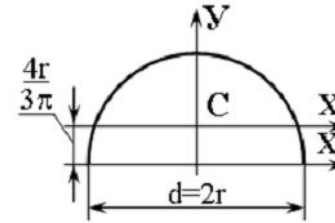
$$D_0 = D - t \quad A = \pi D_0 t;$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D_0^3 t}{8} \approx 0,39D_0^3 t; \quad I_\rho = \frac{\pi D_0^3 t}{4} \approx 0,79D_0^3 t$$

$$W_x = W_y = \frac{\pi D_0^2 t}{4} \approx 0,79D_0^2 t; \quad W_\rho = \frac{\pi D_0^2 t}{2} \approx 1,57D_0^2 t$$

W_x, W_y – осевые моменты сопротивления;
 W_ρ – полярный момент сопротивления

i_x, i_y – радиусы инерции



Полукруг

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{8} \approx 0,4d^2;$$

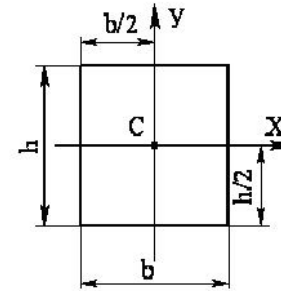
$$I_x = \frac{\pi d^4}{128} \left(1 - \frac{64}{9\pi^2}\right) \approx 0,11r^4; \quad I_y = \frac{\pi d^4}{128}$$

для нижних волокон I_y для верхних волокон

$$W_{xH} \approx 0,259r^3;$$

$$W_{xB} \approx 0,191r^3;$$

$$W_y = \frac{\pi D^3}{64} \approx 0,05d^3$$



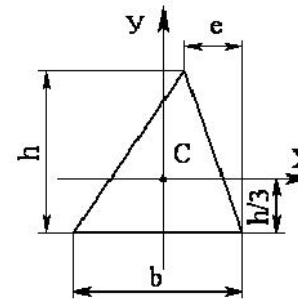
Прямоугольник

$$A = b \cdot h;$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}; \quad I_y = \frac{b^3h}{12};$$

$$W_x = \frac{bh^2}{6}; \quad W_y = \frac{b^2h}{6};$$

$$i_x = 0,29h; \quad i_y = 0,29b$$



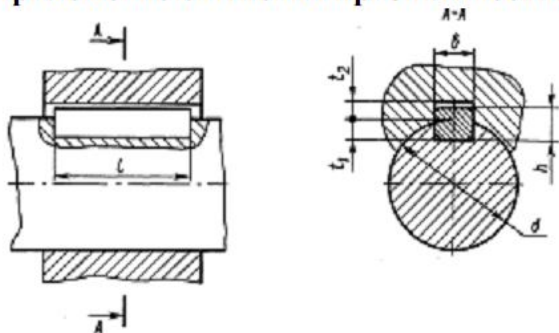
Треугольник

$$A = \frac{b \cdot h}{2}; \quad I_x = \frac{bh^3}{36};$$

$$I_y = \frac{bh(b^2 - be + e^2)}{36};$$

$$W_x = \frac{bh^2}{24}; \quad i_x = \frac{h}{3\sqrt{2}} \approx 0,24h$$

Приложение 6 Шпонки призматические. ГОСТ 23360-78 (фрагмент)



Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки, мм		Глубина паза, мм		Длина l, мм
	b	h	Вал t ₁	Втулка t ₂	
Свыше 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6...20
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4	6...36
Свыше 10 до 12	4	4	2,5	1,8	8...45
Свыше 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10...56
Свыше 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	7	7	4,0	3,3	18...90
	8	7	4,0	3,3	18...90
Свыше 30 до 38	10	8	5,0	3,3	22...110
Свыше 38 до 44	12	8	5,0	3,3	28...140
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36...160
Свыше 50 до 58	16	10	6,0	4,3	45...180
Свыше 58 до 65	18	11	7,0	4,4	50...200
Свыше 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56...220
Свыше 75 до 85	22	14	9,0	5,4	63...250
Свыше 85 до 95	24	14	9,0	5,4	70...280
	25	14	9,0	5,4	70...280
Свыше 95 до 110	28	16	10,0	6,4	80...320
Свыше 110 до 130	32	18	11,0	7,4	90...360

Примечание:

- Длины шпонок l в указанных пределах выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360 мм
- Пример условного обозначения шпонки размером b = 16 мм, h = 10 мм, l = 50 мм: Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360-78.

Приложение 7 Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид сварки	Допускаемое напряжение для сварных швов		
	при растяжении [σ] _р '	при сжатии [σ] _{сж} '	при сдвиге (срезе) [τ] _{ср} '
Автоматическая и ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	[σ] _р	[σ] _р	0,65 [σ] _р
Ручная электродами обычного качества	0,9[σ] _р	[σ] _р	0,6 [σ] _р
Контактная точечная и шовная	—	—	0,5 [σ] _р

Допускаемое напряжение растяжения основного металла $[\sigma]_p = \sigma_{пред} / [S]$, где $\sigma_{пред}$ – предельное напряжение основного металла (для стали σ_T – предел текучести); [S] – допускаемый запас прочности (для сварных конструкций рекомендуется [S] = 1,4 ... 1,6)

Приложение 8 Резьба метрическая. ГОСТ 24705-81 (фрагмент), размеры, мм

Номинальный диаметр резьбы, d	Резьба с крупным шагом				Резьба с мелким шагом		
	P	d_1	d_2	$F, \text{мм}^2$	P	d_1	d_2
6	1,0	4,918	5,350	17,5	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	32,9	1,0	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	52,3	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	76,3	1,25	10,647	11,188
14	2,0	11,835	12,701	104,5	1,5	12,376	13,026
16	2,0	13,835	14,701	144,0	1,5	14,376	15,026
18	2,5	15,294	16,376	175,0	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	226,0	1,5	18,376	19,026
22	2,5	19,294	20,376	282,0	1,5	20,376	21,026
24	3,0	20,752	22,051	324,0	2,0	21,835	22,701
27	3,0	23,752	25,051	427,0	2,0	24,835	25,701
30	3,5	26,212	27,727	518,0	2,0	27,835	28,701
33	3,5	29,212	30,727	647,0	2,0	30,835	31,701
36	4,0	31,670	33,408	760,0	3,0	32,752	34,051
39	4,0	34,670	36,402	861,0	3,0	35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077	1045,0	3,0	38,752	40,051
45	4,5	40,129	42,077	1226,0	3,0	41,752	43,051
48	5,0	42,587	44,077	1375,0	3,0	44,752	46,051

Приложение 9 Значения запасов прочности при различных видах нагружения

Вид нагрузки	Рекомендуемые значения запасов прочности	
Растягивающая внешняя нагрузка		
без затяжки болтов:	$[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$	
с затяжкой болтов:	Статическая нагрузка:	
	$[S]$ по табл. П9.1	неконтролируемая затяжка
	$[S] = 1,5...2,5$	контролируемая затяжка
	Переменная нагрузка:	
	$[S] > 2,5...4$	неконтролируемая затяжка
	$[S]_T$ по табл. П9.1	
	$[S] = 1,5...2,5$	контролируемая затяжка
$[S]_T = 1,5...2,5$		
Поперечная внешняя нагрузка		
болты поставлены с зазором	Нагрузка статическая или переменная:	
	$[S]$ по табл. П9.1 – не контролируемая затяжка	$[S] = 1,5...2,5$ – контролируемая затяжка
болты поставлены без зазора	$[\tau]_{cp} = 0,4 \sigma_T$ (статическая);	
	$[\tau]_{cp} = (0,2...0,3) \sigma_T$ (переменная)	
	$[\sigma]_{cm} = 0,8 \sigma_T$ – сталь;	
	$[\sigma]_{cm} = (0,4...0,5) \sigma_B$ – чугун	
Прочность деталей в стыке	$[\sigma]_{cm} = 0,8 \sigma_T$ – сталь;	
	$[\sigma]_{cm} = 0,4 \sigma_B$ – чугун;	
	$[\sigma]_{cm} = 1...2 \text{ МПа}$ – бетон;	
	$[\sigma]_{cm} = 2...4 \text{ МПа}$ – дерево	

Таблица П9.1 Значения запасов прочности для болтов с метрической резьбой при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Значения $[S]$ при постоянной нагрузке для резьбы		Значения $[S]$ при переменной нагрузке для резьбы	
	M6 M16	M16 M30	M6 M16	M16 M30
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	12...8,5	8,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	10...6,5	6,5

Приложение 10: Образец титульного листа

**ПЕРМСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

КАФЕДРА МАТЕРИАЛОВ, ТЕХНОЛОГИЙ И КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН

**Контрольная работа
по механике**

Выполнил: студент гр. ПБз-10-1

Иванов И. И.

Вариант: 05

Проверил: преподаватель

Петров П. П.

Пермь 2015