**Курсовая работа**

**Тема: Процедура расчета и создания стержней с заданными характеристиками**

**Содержание**

1 Основные аспекты создания стержней

1.1 Растяжение в центре и по бокам

1.2 Расчет статических стержневых систем

1.3 Расчет основных переменных

2 Оценка параметров закручивания

3 Процедура создания стержней

3.1 Создание стальной балки

3.2 Выбор материала

3.3 Создание стержня определенной жесткости

**1 Основные аспекты создания стержней**

**1.1 Растяжение в центре и по бокам**

Для заданного ступенчатого стержня (рис. 1,а) при осевых нагрузках F1=α1qa, F2=α2qa требуется:

1. Определить реактивную осевую силу в опорном сечении.

2. Определить продольные силы Nz, нормальные напряжения σz и перемещения w в характерных точках и построить их эпюры.

3. Определить опасное сечение и подобрать необходимую площадь A стержня из условия прочности на растяжение или сжатие.

Принять: α1=3, α2=4, а=1 м, q=600 кН/м, [σр]=160 МПа, [σс]=60МПа

Решение

1. Определение опорной реакции.

Составляем уравнение равновесия в проекции на ось z:

ΣZi=0

RB − qa + 4qa + q2a + 3qa = 0

RB = qa + 4qa − q2a − 3qa = 0

2. Построение эпюр продольных сил, напряжений и перемещений.

Эпюра Nz. Строится по формуле:

N = N ± qz

Знак «плюс» соответствует погонной нагрузке, вызывающей растяжение бруса, а знак «минус» берется в случае сжатия. В сечениях где приложены сосредоточенные силы (сеч. C и E), на эпюре Nz имеют место скачки. Если сосредоточенная сила вызывает растяжение, то скачок вверх (сеч. E), в случае сжатия – скачок вниз (сеч. С). На участках BC и CD продольная сила изменяется по линейному закону (qz≠0), а на участке DE продольная сила постоянна (qz=0). Вычисляем значения продольной силы в характерных точках и строим эпюру Nz (рис. 1,б)

NE = 3qa

NED = NDE = 3qa

NDC = NDE + q2a = 3qa + q2a = 5qa

NC = NDC – 4qa = 5qa – 4qa = qa

NB = NC – qa = qa – qa = 0

Эпюра σz. Напряжение в поперечных сечениях связаны с продольной силой соотношением

σz =

Учитывая, что брус имеет ступенчато – переменное сочетание, характер распределения нормальных напряжений по длине бруса остается таким же как для продольной силы. Однако в местах резкого изменения формы бруса (сеч. C и D) на эпюре σz, в отличие от Nz, возникают скачки, связанные с изменением площади поперечного сечения. Вычисляем напряжения в характерных точках и строим эпюру σz (рис. 1,в)

σE =

σDE = σE =

σD =****

σCD =****

σC =****

Эпюра w. Она строится по формуле

w(z) = w0 + 

где w0 − перемещение в начале участка;

ωz − площадь эпюры σz от начала участка до рассматриваемого сечения.

При отсутствие погонной нагрузки (уч. DE) напряжения постоянны, а перемещения изменяются по линейному закону. На участках с погонной нагрузкой напряжения изменяютяс по линейному закону, а перемещения – по квадратичному (уч. BC и CD). Вычисляем перемещения в характерных точках и сторим эпюру w (рис. 1,г)

wB = 0

wC = wB + 

wD = wC + 

wE = wD + 

Подбор сечений.

Из условия прочности на растяжение

σmax ≤ [σр]

 ≤ [σр]

Aр ≥ см2

Площадь сечения работающего на сжатие Ac = 0, т.к. σmin =0. Окончательно принимаем A=Aр=187,5 см2.

Исходя из найденной площади сечения, определим полное удлинение ступенчатого бруса

Δl=wE=**** м =1,5 мм

**1.2 Расчет статических стержневых систем**

Для заданной стержневой системы (рис. 2, а) требуется:

1. Определить усилия в стержнях и подобрать их сечения из двух равнобоких уголков по методу допускаемых напряжений, обеспечив заданное соотношение площадей A2/A1=1,6. Допускаемое напряжение принять равным [σ] = 160 МПа.

2. При принятых размерах сечений стержней определить грузоподъемность конструкции по методу допускаемых нагрузок.

3 Оценить в процентах дополнительный резерв грузоподъемности, получаемый при переходе от метода допускаемых напряжений к методу допускаемых нагрузок.

Принять: F=500 кН

Решение

1. Определение усилий в стержнях.

Данная система является однажды статически неопределимой (4 неизвестных при 3 уравнениях статики), поэтому в дополнение к уравнениям статики необходимо составить одно уравнение совместности деформаций.

Уравнение статики

Σm0=0

N1·2a·cos45° + N2·4a·cos30° - 3a·F = 0

N1  + N2 2=3F

Уравнение совместности деформаций. Из подобия треугольников ABB1 и BCC1 имеем:



****

****

Заменяя по закону Гука деформации через усилия и подставляя в последние уравнение, получим



****

****

Решая совместно уравнения (1) и (2), находим усилия в стержнях









2. Подбор сечений стержней.

Следует заметить, что подобранные сечения должны одновременно удовлетворять и условию прочности, и заданному соотношению площадей. Чтобы удовлетворить обоим названым условиям, сопоставим два варианта.

По первому варианту сечение 1-го стержня подберем из условия прочности, а 2-го – исходя из заданного соотношения площадей, т.е.

 см2

 см2

По второму варианту из условия прочности находится сечение 2-го стержня, а из заданного соотношения – сечение 1-го

 см2

**** см2

Окончательно принимаем второй вариант, так как он обеспечивает и прочность обоих стержней, и заданное соотношение площадей. По таблице сортамента для равнополочных уголков в соответствие с ГОСТ 8509-86 принимаем:

для 1-го стержня – 2 уголка 70×70×6 (А1=2·8,15=16,3 см2)

для 2-го стержня – 2 уголка 90×90×7 (А2=2·12,3=24,6 см2)

3. Определение грузоподъемности конструкции по методу допускаемых нагрузок.

Составляем уравнения предельного равновесия.





**** кН

Следовательно, при переходе от одного метода допускаемых напряжений к методу допускаемых нагрузок можно повысить грузоподъемность конструкции в

**** раза или на 16 %

**2 Оценка параметров закручивания**

Для проведения опыта на растяжение был изготовлен нормальный цилиндрический образец диаметром в расчетной части d0=16 мм и расчетной длинной l0=10·d0=160 мм. После изготовления он был подвергнут упрочняющей термической обработке (улучшению). Испытания проводились на машине УММ – 20. Геометрические параметры образца:

до опыта:

d0=16 мм

мм

после испытания:

d1=11,3 мм

мм

1. Вычисление основных механических характеристик.

Исходя из приведенной выше диаграммы растяжения образца (рис. 3), можно определить основные механические характеристики материала.

Определим характеристики прочности.

Предельная нагрузка Fт определяется следующим образом. Из точки О откладываем отрезок ОЕ, равный заданной остаточной деформации 0,2%, т.е. Δl0,2 = 0,002·l0 = 0,002·160 = 0,32 мм

Затем из точки Е проводим прямую, параллельную начальному прямому участку ОА. Ордината точки пересечения этой прямой с диаграммой как раз и дает искомое значение Fт=70 кН.

Наибольшая выдерживаемая образцом нагрузка, взятая непосредственно с диаграммы, равна Fmax = Fпч = 118 кН.

Определим характеристики пластичности.

Из точки D, соответствующей разрушению образца, проводим пунктирную прямую DL, параллельную начальному прямому ОА. Отрезок OL дает значение абсолютного удлинения при разрыве Δl=33 мм. Длина образца после разрыва l1= l0 + Δl=160 + 33 = 193 мм

**Таблица 1 – Механические характеристики стали 30 (улучшение)**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Характеристики прочности, МПа | | |
| Предел текучести |  | 348 |
| Предел прочности |  | 587 |
| Характеристики пластичности, % | | |
| Относительное остаточное удлинение |  | 20 |
| Относительное остаточное сужение |  | 50 |

Выбор коэффициента запаса прочности и определение допускаемого напряжения

Условие прочности по методу допускаемых напряжений имеет вид

σmax ≤ [σ]

[σ] =

где σпред – предельное напряжение, т.к. материал пластичный (δ>5%), то σпред = σт =348 МПа;

[n] – нормативный коэффициент запаса прочности, который определяется по формуле

[n] = [n1]·[n2]·[n3]

где [n1] – коэффициент, учитывающий неточность в определение нагрузок и напряжений, [n1] =1;

[n3] – коэффициент условий работы, учитывающий степень ответственности детали, [n3] =1…1,5≈1;

[n2] – коэффициент, учитывающий неоднородность материала, повышенную его чувствительность к недостаткам механической сборки, выберается из табл. 2

**Таблица 2 – Коэффициент неоднородности материала**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| σт / σпч | 0,45…0,55 | 0,55…0,70 | 0,70…0,9 |
| [n] | 1,2…1,5 | 1,4…1,8 | 1,7…2,2 |

Так как σт / σпч=0,593, то коэффициент неоднородности материала выбираем из второго столбца по формуле линейной интерполяции, для определения среднего значения в промежутке

****

****

По формуле (4) определяем коэффициент запаса прочности

[n] = 1·1,59·1=1,59

По формуле (3) находим величину допускаемого напряжения

[σ] =МПа

После округления до ближайшего целого числа, кратного 10, окончательно получим [σ] =220 МПа. Это значение используется при расчете балки на прочность (задача 3.1).

Оценка параметров закручивания

Для заданного трансмиссионного вала (рис. 4,а) требуется:

1. Построить эпюру крутящего момента MК и определить требуемый диаметр вала из расчетов на прочность и жесткость.

2. Установить наиболее рациональное расположение шкивов на валу и определить диаметр вала в этом случае. Оценить в процентах достигаемую в этом случае экономию материала по сравнению с заданным расположением шкивов.

3. Построить эпюры углов закручивания для обоих вариантов, считая неподвижным левый конец вала.

Принять: М=3 кН·м, а=0,2 м, G =80 МПа, [τ]=50 МПа, [θ]=8 мрад/м

Решение

1. Определение диаметра вала.

Строим эпюру МК (рис. 4,б). Как видим, при заданном расположение шкивов наибольший крутящий момент равен МКmax =15 кН·м. Меняя местами шкивы, ищем такой вариант нагружения, при котором расчетный крутящий момент получается наименьшим. Это и будет рациональный вариант расположения шкивов. Схема нагружения рационального расположения шкивов и соответствующая ей эпюра МК представлены на рис. 5, а и б. В этом случае расчетный момент МКmax =12 кН·м, меньше чем в первом варианте.

Из условий прочности и жесткости определяем искомый диаметр:

1 вариант:

 мм

 мм

Следовательно, d1 = max {dпч,dж} = 124 мм. Принимаем по ГОСТ 6636-86 d1 = 130 мм. Жесткость поперечного сечения данного вала равна

**** МН·м2

2 вариант:

**** мм

**** мм

Следовательно, d2 = max {dпч,dж} = 118 мм. Принимаем по ГОСТ 6636-86 d2 = 120 мм. Жесткость поперечного сечения данного вала равна

**** МН·м2

Требуемый диаметр вала по второму варианту получается меньше, чем по первому. Тем самым переход от заданного расположения шкивов к рациональному приводит к экономии материала, равной

****

Построение эпюры угла закручивания φ.

Угол поворота определяется по формуле

****

где φ0 – угол поворота в начале участка;

ωМ – площадь эпюры крутящего момента от начала участка до рассматриваемого сечения.

Так как крутящий момент остается постоянным в пределах каждого участка, то согласно первой формуле угол φ меняется по линейному закону. Вычисляем углы поворота на границах участков и строим эпюры (рис.4,в и рис.5,в)

1 вариант:

φ0 = φА = 0

**** мрад

**** мрад

**** мрад

2 вариант:

φ0 = φВ = 0

**** мрад

**** мрад

**** мрад

**3 Процедура создания стержней**

**3.1 Создание стальной балки**

Спроектировать стальную балку (рис. 6,а) в 5 вариантах поперечного сечения: круглого, прямоугольного (h/b=2), двутаврового, из швеллеров и уголков, приняв допускаемое напряжение [σ] = 160 МПа. Оценить экономичность всех пяти сечений и начертить их в одном масштабе. Для балки двутаврового профиля построить эпюры нормальных и касательных напряжений, а также исследовать аналитически и графически напряженное состояние в точке К опорного сечения.

Принять: М = 4qa2 кН·м, F = 2qa кН, q=15 кН/м, а = 1,2 м, yк /h= – 0,1

Решение

1. Определение опорных реакций и построение эпюр Qy и Mx.

ΣYi=0

RA − 2qa + q2a = 0

RA =4qa

ΣmA=0

MA − 4qa2 + 2qa3a−q2a2a = 0

MA = 4qa2 + 6qa2 + 4qa2 = 14qa2

Эпюра Qy. Строится по формуле

Q = Q0 ± qz

В данном случае следует взять знак «минус», так как погонная нагрузка направлена вниз. Поперечная сила постоянна на участке АВ (q=0) и изображается наклонной прямой на участке MF (q=const). Вычисляем значения Qy в характерных точках и строим ее эпюру (рис. 6,б)

QA=RA=4qa

QAB=QA=4qa

QBC=QAB – q2a=4qa – 2qa=2qa

**QC**=QBC – 2qa=2qa – 2qa=0

Эпюра Mx. Строится по формуле

Mx = M0 + Q0Z – 0,5qz2

Изгибающий момент изменяется по квадратичному закону на участке MF (q=const) и по линейному закону – на участке АВ (q=0). Вычисляем значения в характерных точках и строим эпюру (рис. 6,в)

MA = – 14qa2

MAВ = MA + 4qa2 = – 14qa2+ 4qa2 = – 10qa2

MВ = MAВ + 4qa2 = – 10qa2+ 4qa2 = – 6qa2

MВС = MВ + 6qa2 = – 6qa2+ 6qa2 = 0

Расчетный изгибающий момент равен

Mрас = |MA| = 14qa2 = – 14·15·103·1,2 = 302,4 кН·м

Подбор сечений.

Из условий прочности по нормальным напряжениям определяем требуемый момент сопротивления поперечного сечения по кторому подбираем конкретные сечения

****

**** см3

Круг:

****

**** см

Принимаем по ГОСТ 6636-86 нормализованное значение d0=270 мм, тогда

**** см3

Прямоугольник (h/b=2):

****

**** см

Ближайшее меньшее стандартное значение равно b0=140 мм. При этом балка будет работать с перенапряжением, равным



что удовлетворяет требованию, и для которого

**** см2

Двутавр. По ГОСТ 8239-89 выбираем двутавр № 55 для которого =2035 см3, A3=118 см2.

Три швеллера. По ГОСТ 8240-89 выбираем три швеллера № 36, для которых =3·601=1803 см3, A4=3·53,4=160,2 см2.

Неравнобокие уголки. Они находятся подбором, так как в сортаменте не даны значения момента сопротивления. Использую формулу

****

Сделав несколько попыток, выбираем восемь уголков 250×160×16 для которых

**** см3

A5=8·63б6=508,8 см2

Оценка экономичности подобранных сечений

Масса балки определяется как произведение плотности материала на ее объем m=ρAl , т.е. расход материала при прочих равных условиях зависит только от площади поперечного сечения А. Сравнивая массы балок

m1 : m2 : m3 : m4 : m5 = A1 : A2 : A3 : A4 : A5 = 1 : 0,68 : 0,2 : 0,28 : 0,89 заключаем, что самым неэкономичным является круглое сечение. При замене круга другими формами (прямоугольник, двутавр, три швеллера, восемь уголков) достигается экономия, равная соответственно 32%, 80%, 72% и 11%.

Исследование напряжений в опорном сечении для балки двутаврового профиля № 55 (рис. 7,а), параметры которой по ГОСТ 8239-89 равны:

h=55 см, b=18 см, d=1,1 см, t=1,65 см, Ix=55962 см4, Sx=1181 см3

Внутренние силовые факторы в опорном сечении А:

QA = 4qa=4·15·1,2 = 72 кН

MA = – 14qa2 = – 14·15·103·1,22 = – 302,4 кН·м

Эпюра σ. Нормальные напряжения в поперечном сечении изменяются по линейному закону

****

Вычисляем напряжения в крайних точках и строим эпюру σ (рис. 7,б)

****

Эпюра τ. Она строится по формуле Журавского

****

Находим значения τ в 4 характерных точках по высоте сечения (необходимые вычисления представлены в табл. 3) и строим касательные напряжения (рис. 7,в)

**Таблица 3 – Вычисления касательные напряжений в характерных точках**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № точек | bi, мм | , см3 |  |  | , МПа |  |
| 1,1΄ | 18 | 0 | 0 | 0 | 0 | МПа |
| 2,2΄ | 18 | 792 | 44 | 0,04 | 0,6 |
| 3,3΄ | 1,1 | 792 | 720 | 0,7 | 9,3 |
| 4 | 1,1 | 1181 | 1073,6 | 1 | 14 |

Определение главных напряжений в точке К (yк /h= – 0,1):

– напряжение в поперечном сечении

**** МПа

**** МПа

– величины главных напряжений

****

σ1 = 35,25 МПа

σ3 = – 5,25 МПа

– ориентация главных площадок

****

21º

Экстремальные касательные напряжения равны по величине

МПа

и действуют на площадках, равнонаклоненных к осям 1 и 3.

**3.2 Выбор материала**

Согласно схеме нагружения (рис. 9,а), подобрать сечение балки (рис. 10), изготовленной из материала, неодинаково работающего на растяжение и сжатие.

Принять: М = 4qa2 кН·м, F = 2qa кН, q= 15 кН/м, а = 1,2 м,

[σр] = 40 МПа, [σс] = 70 МПа

Решение

1. Определение опорных реакций и построение эпюр Qx и Mx.

ΣmB=0

RA4a − 2qaa - 4qa2− q3a3,5a = 0

RA = 4,125qa

ΣYi=0

RA − 2qa - q3a+ RB = 0

RB =0,875qa

Эпюра Qy. Строится по формуле

Q = Q0 ± qz

В данном случае берем знак «минус», так как погонная нагрузка направлена вниз. Находим значения поперечной силы в характерных точках и строим ее эпюру (рис. 9,б)

QС = 0

QCA = QC –qa= – qa

QA = QCA + RA = – qa + 4,125qa = 3,125qa

QAF = QA – 2qa = 3,125qa – 2qa = 1,125qa

QFD = QAF = 1,125qa

QD = QFD – 2qa = 1,125qa – 2qa = – 0,875qa

QDB = QD = – 0,875qa

QB = QDB + RB = – 0,875qa + 0,875qa = 0

Эпюра Mx. Строится по формуле

Mx = M0 + Q0Z – 0,5qz2

Изгибающий момент изменяется по квадратичному закону на участке CA и AF (q=const) и по линейному закону – на участках FD и DB (q=0). Вычисляем значения в характерных точках и строим эпюру (рис. 9,в)

MС = –4qa2

MA = MС –  qa2 = – 4qa2 – 0,5 = – 4,5qa2

MF = MA +  qa2 = – 10qa2+ 4qa2 = – 6qa2

MD = MF + 1,125qa2 = – 0,25qa2+ 1,125qa2 = 0,875qa2

MB = MD – 0,875qa2 = 0,875qa2+ 0,875qa2 = 0

Расчетный изгибающий момент равен

Mрас = |MA| = 4,5qa2 = 4,5·15·103·1,22 = 97,2 кН·м

Геометрические характеристики сечения

Положение центра тяжести.

Необходимые вычисления представлены в табл. 4.

**Таблица 4 – Положение центра тяжести**

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № п/п | υi | Ai | υi Ai |
| 1 | 2t | 8t2 | 16t3 |
| 2 | t | – 3t2 | – 3t3 |
| Σ | | 5t2 | 13t3 |

****

Момент инерции относительно главной центральной оси.

Предварительно определим моменты для элементов сечения относительно собственных центральных осей, а последующие вычисления выполним в табличной форме (табл. 5)

**Таблица 5 – Момент инерции**

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № эл-в | yi | Ai |  | | yi = υi – υc |
|  |  |
| 1 | –0,6t | 8t2 | 10,7t4 | 2,88t4 |
| 2 | –1,6t | –3t2 | –1,5t4 | –7,68t4 |
| Σ | | | 9,2t4 | –4,8t4 |
| 4,4t4 | |

Момент сопротивления

****

****

Поскольку материал хуже работает на растяжение, то с точки зрения наиболее эффективного его использования профиль следует расположить так, чтобы более тонкий слой толщиной h2 испытывал растяжение в опасном сечении А. В этом сечении растяжение возникает в верхней части балки, поэтому профиль следует расположить полостью вниз.

Подбор сечения балки.

Находим необходимые размеры:

– из условия прочности на растяжение

****

**** мм

– из условия прочности на сжатие

****

**** мм

Принимаем большее значение t = max { tр , tс} = 113 мм.

В опорном сечение D изгибающий момент меньше расчетного. Поэтому здесь нужно проверить прочность балки на растяжение. Находим

 МПа

Т.к. перенапряжение составляет 15,4%, что недопустимо, принимаем t =200 мм

 МПа

В этом случае перенапряжение составляет 2,78%, что допустимо, т.к. 2,78% < 5%, следовательно прочность балки при найденных размерах будет обеспечена.

Создание стержня определенной жесткости

Подобрать сечение балки (рис. 11,а), удовлетворяющее условиям прочности и жесткости. Допускаемое напряжение материала определяется исходя из диаграммы растяжения материала (задача 1.3). Исследование перемещения выполнить двумя способами:

– пользуясь методом начальных параметров, определить прогибы и углы поворота сечений балки с координатами z = 0, a, 2a, 3a, 4a, 5a; изобразить изогнутую ось балки и показать на ней найденные перемещения;

– определить прогибы в середине пролета и на концах консолей, а также углы поворота на опорах энергетическим методом.

Принять: q= 15 кН/м, а = 1,2 м, [σ] = 220 МПа, l / [ f ] = 800

Решение

1. Определение опорных реакций и построение эпюр поперечной силы и изгибающего момента.

ΣmB=0

RA4a + 1,5qa2 – q4a2а− 1,5qa·a = 0

RA = 2qa

ΣYi=0

RA − 4qa + 1,5qa + RB = 0

RB =0,5qa

Эпюра Qy. Поперечная сила изменяется на всех участках по линейному и принимает в характерных точках следующие значения (рис. 11,б)

QA=RA=2qa

QAD=QA – qa=2qa – qa=qa

QDB=QAD –q3a=qa – 3qa= – 2qa

QB=QDB + RB = – 2qa + 0,5qa= – 1,5qa

QBC =QB = – 1,5qa

QC=QDC + 1,5qa = – 1,5qa +1,5qa = 0

Эпюра Mx. Изгибающий момент изменяется по квадратичному закону на участке AB (q=const) и по линейному закону – на участке BC (q=0). Вычисляем значения в характерных точках и строим эпюру (рис. 11,в)

MA = 0

MAD = MA + qa2 = 0+ 1,5qa2 = 1,5qa2

MD = MAD + 1,5qa2 = 1,5qa2+ 1,5qa2 = 3qa2

ME = MD + qa2 = 3qa2+ 0,5qa2 = 3,5qa2

MB = ME – qa2 = 3,5qa2 – 2qa2 = 1,5qa2

MC = MB – 1,5qa2 = 1,5qa2 – 1,5qa2 = 0

Расчетный изгибающий момент равен

Mрас = |ME| = 3,5qa2 = 3,5·15·103·1,22 = 75,6 кН·м

Определение перемещений.

Для перемещения упругих перемещений в инженерной практике применяются как аналитические (точные и приближенные), так и графические методы. Из точных аналитических методов следует отметить метод начальных параметров и энергетический метод. К приближенным относят метод конечных разностей (МКР) и метод конечных элементов (МКЭ).

Определим первыми двумя методами.

Метод начальных параметров.

Из граничных условий задачи имеем: νA = 0, νB = 0. Первое дает ν0 = 0, а из второго находим θ0 :



откуда

****

А теперь находим искомые перемещения:

– сечение z=a



****

– сечение z=2a

****

****

****

****

– сечение z=3a

****

****

****

****

– сечение z=4a

****



****

– сечение z=5a

****

****

****

****

Результаты вычислений сведем в табл. 6 и построим упругую линию балки, показано на рис. 11,а пунктиром.

**Таблица 6 – Перемещения и угол поворота в сечение балки**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Перемещения | Сечение z | | | | | |
| 0 | а | 2а | 3а | 4а | 5а |
| θ× |  |  |  |  |  |  |
| ν× | 0 |  |  |  | 0 |  |

Для расчета балки на жесткость необходимо знать максимальный прогиб, который имеет место в сечении, где угол поворота равен нулю. Последний описывает полиномом 3-й степени и в связи с этим нахождение максимального прогиба связано с громоздкими вычислениями. С другой стороны, судя по приведенной выше таблице, он имеет место в интервале (2а, 3а). В силу непрерывности функции прогибов νmax мало отличается от прогиба сечения E. Следовательно, с небольшой погрешность (не превышающей точности инженерных расчетов) можно принять

νmax ≈ νЕ =****

Энергетический метод

Искомые перемещения находятся с помощью интеграла Мора



для вычисления которых в простых случаях можно пользоваться правилом Верещагина

****

а в более сложных случаях – формулой Симпсона

****

При наличие на данном участке равномерно распределенной погонной нагрузки q величина момента посредине участка находится следующим образом

****

Величина моментов Млев и Мпр берутся со своими знаками. Знак «плюс» перед вторым слагаемым соответствует погонной нагрузке, направленной вниз, а «минус» – вверх.

Строим эпюры моментов от заданной нагрузки и от единичных воздействий, приложенных к балке в направлении искомых перемещений (рис. 11,г – з).

Определяем моменты по средине участков

****

****

****

****

Перемножая соответствующие эпюры, находим искомые перемещения, увеличенные для удобства вычислений в EI раз:

****

****

****

****

****

****

****

****





Знак «минус» у перемещения указывает, что оно противоположно направлению соответствующего единичного фактора: единичной силы для прогиба сечения С и единичного момента для угла поворота сечения В, т.е. прогиб νС направлен вверх, а сечение В поворачивается против часовой стрелки. Знак «плюс» у угла поворота θА указывает, что сечение В поворачивается в направлении единичного момента, т.е. по часовой стрелки.

Подбор сечения балки по условиям прочности и жесткости.

Из условия прочности имеем



Отсюда, учитывая что

Mmax = 75,6 кН



находим диаметр сечения балки, удовлетворяющий условию прочности

****мм

Далее согласно условию жесткости

****

откуда с учетом

****

**** мм

находим искомый диаметр, удовлетворяющий условию жесткости

****мм

Из двух полученных значений принимаем большее, т.е.

d = max {dпч,dж} = dж = 237 мм

После округления до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636-86 окончательно получим d0 =240 мм.

Найденное таким образом значение диаметра поперечного сечения бруса, обеспечит надежную работу балки, так как удовлетворяет одновременно и условию прочности, и условию жесткости.