**Задача 5 Сварные, резьбовые соединения и винтовая пара**

*Допускаемое нормальное напряжения для стали []=160 мПа. Нагрузка статическая, если не указано иное. Недостающими конструктивными размерами и данными задаться самостоятельно. Примеры расчета, необходимые справочные материалы и указания приведены в* [1](главы1,3,9).

10 Рассчитать болты клеммового соединения рычага с валиком диаметром dв. На конце рычага приложена нагрузка F. Материал болтов сталь Ст. 3. Нагрузка переменная, от 0,5F до F.



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Величина |  |  |  |  | Варианты |  |  |  |  |  |
| 1 |  |  |  |
|  |  |
| F, кН | 0,50 |  |  |  |
| L, мм | 400 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| dв, мм | 50 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

**Методические указания к выполнению задачи 5**

* 1. **Расчет сварных соединений**
1. **Соединение встык**

Соединение работает на отрыв. Условие прочности

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *P* |  | 6*M* |  | ' | . |  |
| *bS* |  | 2 |  |  |
|  |  | *bS* |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |



(5.1)



Рисунок 5.1. Расчетная схема стыкового соединения

**1.2 Соединение в нахлестку**



Рисунок 5.2. Расчетная схема соединения в нахлестку

23

Различают фланговые, лобовые и комбинированные швы. Сечение шва – равнобедренный прямоугольный треугольник с катетом k. Швы работают на срез.

Условие прочности фланговых швов:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  | *P* |  |  | *M* |  |  |  [] | ' | . |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  0,7*k* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | 2*l* | *ф* |  |  | 0,7*kl* |  | *l* | *л* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  | *ф* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Условие прочности лобовых швов |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | *P* |  |  | 6*M* |  |  |  [] | ' | . |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | 0,7*klл* |  | 2 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  | 0,7*kl* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  | *л* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Для комбинированных швов |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | *P* |  |  |  |  | ; |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | *M* |  | . |  |
| *p* | 0,7*k* 2*l* |  |  |  *l* |  |  | *M* |  |  |  |  |  |  |  | 2 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  | 0,7*kl* |  | *l* |  |  0,7*kl* | / 6 |  |
|  |  |  | *ф* | *л* |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  | *л* | *л* |  |
| Условие прочности |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  | *ф* |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | *PM* |  | *'.* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



(5.2)

(5.3)

(5.4)

**1.3 Соединение втавр**

Соединяемые элементы перпендикулярны. Соединения выполняется стыковым швом с разделкой кромок или угловыми швами без разделки кромок (рис. 5.3).



Рисунок 5.3. Расчетная схема соединения втавр

Стыковой шов работает на отрыв, и условие прочности имеет вид:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ** | *P* | ** | *6M* | ** | *' .* |  |  |
|  |  | (5.5) |  |
| *Sb* | *2* |  |

Угловой шов работает на срез по*Sb*биссекторной плоскости и условие прочности имеет вид:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *P* |  | 6*M* |  |  | ' | . |  |
| 2*b* 0,7*k* | 2 0,7*kb* | 2 |  |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |



(5.6)

Допускаемые напряжения



и ** ** для шва выбираются по таблице 1.1

[1].

24

**Пример расчета сварного соединения**



Дано:

*p =150Н/мм α=π/6=30º; F=60кН.*

Решение: 1 Условие прочности на разрыв для уголка

*2;*

 *p*



*F A*



*p*

,

отсюда площадь сечения

*A* *F**p*



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | 60 10 | 3 |  |
|  |  |  |
| 150 |  |  |
|  |  |  |





|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 400*мм* | 2 |  |
|  |  |

.

Из таблиц сортамента выбираем равнобокий уголок №5, у которого А=4,8см2, *b=50мм,* *z0=14,2* *мм, δ=5* *мм.*

2 Условие прочности для шва на срез

*τ=*

отсюда суммарная длина шва

*F* 0.7  *k* *l*





,

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | *F* |  | 60 10 | 3 |  |  |
| *l* |  |  |  |  |  190*мм*, |  |
|  |  | 0.7 5 90 |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  | 0.7*k*   |  |  |  |

где *k=δ=5* *мм; [τ]’=0,6[σ]p=0,6∙150=90* *Н/мм2.*

3 Суммарная длина шва

*lΣ=lл+lф; lл=50 мм* –длина лобового шва.Длина фланговых швов

*lф= lΣ- lл=190-50=140 мм; lф= lф1+ lф2*.

Из условия равнопрочности швов

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | *l* | (*b*  *z* | ) |  | 140(50 14, 2) |  |  |
| *l* |  |  | 0 |  |  |  | 100*ì ì* |  |
|  |  |  |  |  |
| 1 |  |  | *b* |  |  | 50 |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |



;

*lф2= lф- lф1=140 - 100=40 мм.*

4 Ширина косынки

*h* 

*lф1∙sinα=100∙sin30º=50 мм.*

*h*  *lô* 2sin *b* cos400,5500,86663,3 *ì ì* .

Принимаем

*h* 65

*мм*.

.

Другие примеры расчета сварных соединений приведены в [1] на страницах *10* *16* .

**2. Расчет резьбовых соединений**

При действии только осевой силы F (рым - болты) условие прочности винта имеет вид

25

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | 4*F* |  |   , |  |
|  |  | 2 |  |
|  |  | *d* |  |  |
|  |  | 1 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |
| где *d*1 | - внутренний диаметр резьбы; |  | [ ] *T* / *nH* , |  |
| *T* -предел текучести; *nH* 33,5-нормативный коэффициент запаса. |  |



Для затянутых болтов с учетом момента трения в резьбе

(5.7)

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  *k* |  | 4*F* |   , |  |
| *экв* | *p* |  | 2 |  |
|  |  | *d* |  |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | 1 |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |



(5.8)

где *k* *p* ** *1,3* при расчете по IV теории прочности и *k* *p*  1,39 при расчете по III теории.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| При проектном расчете из этих выражений определяется | *d*1 | , а затем по |

таблице 3.1 [1] выбирается метрическая резьба, и выписываются его параметры:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d* , | *d* | 2 | , | *d* | 1 | , | *p*. |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

Витки резьбы считаются на срез и смятие. Условие прочности на срез

где

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  | *F* |  [ |  | ], |  |
|  |  | *d* |  | 0,8*H* | *cp* |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | 1 |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *H*  *z*  *p* | *z* | - число витков. |  |  |  |
| - высота гайки; |  |  |  |

Условие прочности на смятие

(5.9)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | 4*F* |  |  |  [ |  | ]. |  |
| *см* |  |  |  |  | *см* |  |
|  | *z**d* | 2 |  *d* | 2 |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | 1 |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



(5.10)

Допускаемые напряжения:

для стали [ *см* ]  0,8*T* , [*cp* ]  0,4*T* ;

для чугуна [ *см* ]  0,4 *вр* ; [ *cp* ]  0,3*âð* .

При проектном расчете из этих формул определяется высота гайки

(глубина ввинчивания).

При действии на соединение поперечных нагрузок *Q* различают болты, поставленные с зазором и без зазора. Если болты поставлены с зазором, то необходимо, чтобы затяжкой болта обеспечивалась сила прижатия между соединяемыми деталями (осевая сила на болте)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  | *F  Q / zf ,* | (5.11) |  |
| где | *f* | - коэффициент трения между скрепляемыми деталями; |  |  |
|  |  |  |

z – число установленных болтов.

По этой силе рассчитывается стержень винта или определяется допускаемая нагрузка.

Если болт поставлен без зазора, то он работает на срез и смятие как заклепка. Условия прочности:

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 4*Q* |  |  |  | , |  |
|  | 2 |  |
|  | *z* *d* |  | *cp*  |  |  |
|  | 1 |  |  |  |  |



|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | *Q* |  |  |  |
| *ñì* | *zdS* |  | *ñì* |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  | min |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |





,

(5.12)

где *S* *min* – минимальная толщина соединяемых деталей.

Из выражений (5.12) определяют необходимый диаметр болта или допускаемую нагрузку.

Примеры расчета резьбовых соединений приведены в [1] на страницах

*55  62* .

26

**3. Расчет пары винт - гайка**

1. Из условия прочности винта по формуле (5.8) определяют внутренний диаметр резьбы



|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d* |  |  | 4*k* | *p* | *F* | . |  |
|  |  |  |  |
| 1 |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |

2. По этой величине определяют геометрические размеры однозаходной резьбы. Для прямоугольной резьбы:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d* | 2 |  *d* | 1 | / 0,9; |  |
|  |  |  |  |

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *h* 0,1*d* | 2 | ; |  |
|  |  |  |

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *d*  *d* | 2 |  *h*; |  |
|  |  |  |

*P  2h,*

где *h* - высота резьбы.

Для трапецеидальной резьбы при

*d*1

 94

*мм*

параметры резьбы можно найти

по таблице П4 [2]. В общем случае, полагая

*d*

 *d*1

 *P*

, по таблице 9.1 [1],

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| находят | шаг *P* . | Для этого шага по таблице | 9.2 | [2] | находят | номинальный |
| диаметр | резьбы | *d* | по формуле. Округляют | его | до | большего | стандартного |
| значения и по формулам находят *d*1 и *d* 2 . |  |  |  |  |

* 1. Расчет гайки
1. Число витков гайки определяем из условия износостойкости

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *z*  |  |  | 4*F* |  |  | . |  |
|  | 2 |  | 2 | )*q* |  |
|  |  (*d* |  *d* |  |  |
|  |  | 1 |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |



(5.13)

Здесь удельное давление [*q*]  (4,5  6)*МПа*

для пары сталь-бронза.

3.2 Внешний диаметр гайки определяем

для пары сталь-чугун и [*q*]  (8 12)*МПа*

из расчета на разрыв (рис. 5.4)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | *D*  | 4  *k* | *p* | *F* |  *d* | 2 | . |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | [ |  |  | ] |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | *p* |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



(5.14)

Рисунок 5.4 Гайка винтовой пары.

Допускаемые напряжения на разрыв и изгиб:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| для бронзы *[* *и* *]* ** *[* *p* *]* ** *(35* ** *45)МПа;* |  |  |
| для чугуна *[* *p* *]* ** *(20* ** *25)МПа;* | *[ и ]  (30  40)МПа.* |  |  |
| 3.3 Диаметр буртика определяем из условия прочности на смятие (рис. 5.4) |  |
|  |  |  |  | (5.15) |  |
|  | *D1  4F / [ см ]  D2 ,* |  |
| где *[см* *]* ** *35МПа* для чугуна; | *[ см ]  45МПа* для бронзы. |  |  |
|  | 27 |  |  |  |



3.4 Высоту буртика

*h*

определяем из условия прочности на изгиб

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | 3*F* (*D*  *D*) |  |  |
|  | *h*  |  |  | 1 |  |  | . |  |
|  | 2*D*[ |  | ] |  |
|  |  |  | *u* |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 4. Расчет рукоятки |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 4.1 Проверка по моменту. Момент на рукоятке | *M рук*  *F p l p* . |  |
| Момент трения в резьбе |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *M* | *p* |  0,5*d* | 2 | *F tg*(), |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |



(5.16)

(5.17)

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| где |  *arctg*( *f* ); *arctg*(*s* /*d* 2 | ); *s*  *z* *p* *p* , |  | *z p* | - заходность резьбы; |  |  |
| коэффициент трения *f*  0,1 (сталь-бронза), | *f* 0,15(сталь-чугун). |  |  |
|  | Должно быть *M* *рук*  *M* *p* . | Если это условие не выполняется, | то найти длину |  |
| рукоятки *l* *p* из условия |  |  |  |  |  |  |
|  |  | *M рук*  *M p* . | (5.18) |  |
|  | Если имеется трение на торце винта, то надо учитывать момент этих сил |  |
|  |  | *M mp*  | 1 | *f m F d*1, | (5.19) |  |
|  |  | 3 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
| где | *f m* -коэффициент трения опорной поверхности винта(можно принять |  |
| fm=0,18). |  |  |  |  |  |  |
| Тогда при расчете рукоятки должно быть |  |  |  |
|  |  | *M ðóê*  *Ì* | *ð*  *Ì ò ð* . |  |  |
| 4.2 Диаметр рукоятки определяем из расчета на изгиб |  |  |



где

[1].

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d* | *p* |  3 | *M* | *рук* | / 0,1[ | *u* | ], |  |
|  |  |  |  |  |  |



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| [ | *и* | ]  (160 180)*МПа*. |  |
|  |  |  |

Примеры расчета винтовых механизмов приведены на страницах 166-169

* 1. **Указания к расчету отдельных схем**
1. Сначала из условия прочности на растяжение нужно выбрать уголок из таблиц сортамента [5]. Сварное соединение считается на срез и отрыв:

*Fom*  *F* sin,

*Fcp*  *F* cos.

При расчетах принять катет шва, равным толщине уголка ( *k*  ), и определить длину сварного шва из расчетов на срез и отрыв. Выбрать большее значение. Допускаемые напряжения на срез и отрыв выбрать по таблице 1.1 [1].

2. Пример расчета приведен выше.

3. Из условия прочности листов на разрыв определить их ширину *bл* .

Задаться толщиной  *H*  / 2

сечению между листами

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| и записать | условие прочности на разрыв по |  |
| *A*  *b* |  4*b* | *H* |  | *H* |  *F* /[ | *p* | ]. |  |
| *л* |  |  |  |  |  |

Отсюда найти ширину накладок *bH* . Желательно принять 2*bH* Комбинированные швы накладки рассчитать на срез и

шва *lшв* . Длина накладки *l* *H* ** *2lшв* .

4. Сварной шов считаем по формуле (5.6)

 0,5*bл* .

определить длину

28

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *F* |  [ |  | ], |  |
| 0,7*k* 4*b* | *cp* |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |



где *b* - ширина полки двутавра. Отсюда определяем катет шва *k* .

Толщину хомута δ определяем из условия прочности на разрыв

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | *F* |  [ ]. |  |
| 2*b* |  |
|  |  |  |

5. Смотри схему 2.

6. Из условия прочности на разрыв подбираем швеллер. Условие прочности швов имеет вид

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *F* |  [ |  | ] , |  |
| 2  0, 7 *d*  *h*  2*d* *l* | *cp* |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  | *ø â* |  |  |  |  |



где *h,* *d* - высота и толщина стенки швеллера. Отсюда определяем длину прорезных швов *lшв* .

7. Из условия прочности швеллера на изгиб определяем номер двутавра. Пренебрегая моментом инерции горизонтальных швов относительно собственных центральных осей, найдем осевой момент сопротивления швов:

где

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  | *h* | 2 |  | *h* |  |  | *bh* |  |  |
|  |  | *W* 1,4*k*[ |  |  (*b*  *d* )( |  *t*) | ], |  |
|  |  |  | 6 | 2 | 2 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| *h*, *b*, | *d* , *t* | - геометрические размеры двутавра. |  |  |  |  |
| Условие прочности сварного шва: |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  | max |  |  *Fl* / *W* [ | *cp* | ]. |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



Отсюда определяем катет шва *k* . 8. Имеем соединение втавр

вид (5.6), где *P*  2*F* , *M*  2*Fb*,

угловыми

*k* , *b* 

швами. Условие прочности имеет *l* .Отсюда получаем квадратное

уравнение для определения длины шва *l*.

9. Из условия прочности винта на растяжение подбираем метрическую резьбу. Глубину ввинчивания определяем из расчета резьбы на смятие (5.10) и

срез (5.9).

10. Момент трения на клемме должен превышать момент на рычаге

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *F* | *d* | *b* |  *Fl*  *T*. |  |
| *тр* |  |  |  |

Для этого на клемме затяжкой болтов должна обеспечиваться сила нормального давления

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *N*  *F* | *зат* |  *F* | / *f* |  *FL* / *d* | *b* | *f* . |  |
|  | *тр* |  |  |  |  |

По этой силе определяем метрическую резьбу.

При действии переменных нагрузок проводится проверка винта на усталостную прочность по амплитуде напряжения

* a  ( max  min ) / 2.*

Коэффициент запаса по переменным напряжениям

1. * 1p ,*
	* *Ka*

где ** *1* *p* - предел выносливости при растяжении (для Ст.3 ** *1p* ** *120* *МПа* ); коэффициент концентрации напряжений *K* ** *4* ** *6* ;

29

масштабный коэффициент  взять по рекомендациям на странице 54 [1].

Должно быть *n*  [*n* ]  2,5  4.

11 и 12. Необходимая сила трения, создаваемая каждым болтом

*Fтр*  *Q* 2*T* / *D*1 *z* 2*P* /*D*1 *z*.

Далее для расчета применяются формулы (5.11) и (5.12). 13. Крутящий момент на валу

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *T* []*W* | *p* |  [ ]0.2*d* | 3 | . |  |
| *b* |  |
|  |  |  |  |

Дальнейший расчет как в задаче 10, без проверки по переменным напряжениям. 14. Крутящий момент на валу определяется как в предыдущей задаче.

Окружная сила *Ft*  2*T* / *Dcp* . Сила нормального давления *N*  *Ft* / *f* , а осевая сила прижатия пружин равна силе затяжки болта

*Foc  N sin  Ft sin  / f* .

По этой силе, задавшись материалом вала, находим диаметр резьбы из расчета винта на разрыв.

15. Передаваемый момент *T*  *FD*1 / 2 . Далее смотри указания к задаче 11. При этом нужно задаться числом болтов z (4 или 6) и определить d1.

1. Расчет производится в последовательности, приведенном выше в разделе “Расчет пары винт – гайка».
2. Движущая сила на нижнем клине равна осевой силе на винте

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *F* |  *Ftg* ( | *н* | ), |  |
|  | 0 |  |  |  |
| где *н*  *arctg f* *н* ; | *fн* -коэффициент трения в направляющих(можно принять0,18). |  |

Дальнейший расчет винта и гайки аналогичен задаче 16. При определении длины рукоятки надо учесть момент сил трения на торце винта.

КПД механизма определяется по формуле  *tg* / *tg*(*н* ).

18. Расчет винта и гайки аналогичен схеме 16, но надо дополнительно проверить устойчивость винта. Для этого определяем радиус инерции сечения и гибкость винта:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *i * |  | *I* |  | ** | *d 4 / 64* | ** | *d* | *1* | ; |  |
| *F* |  | *d 2* | */ 4* | *4* |  |
|  |  |  |  |  |  |  |



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | *l* | , |  |
| *i* |  |
|  |  |  |



(5.20)

где *l* – длина винта; ** - коэффициент приведения длины (принять ** *0,7.* ). Если ** *100* , то критическую силу определяем по формуле Эйлера

Если





100

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | 2 | *EI* |  |  |
| *F* |  |  | . |  |
|  |  |  |  |  |
| *кр* |  | (*l*) | 2 |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |

, то пользуемся формулой Ясинского

(5.21)

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *F* |  | *кр* | *A* (3121,16)*d* 2 | / 4. |  |
| *кр* |  |  |  | 1 |  |  |
| Коэффициент запаса устойчивости | *n y* |  *Fкр* / *F*.Он должен быть |  |



4.

(5.22)

При определении длины рукоятки надо учесть момент сил трения на торце винта, а также

*M ðóê  2Fp l p  M p  Mmp* .

Номер швеллера определяется из условия прочности на изгиб

*Wx* 4[*Fa* ].

*u*