ГОУ ВПО

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ

СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Научно-исследовательский университет

Кафедра деталей машин

Расчетная работа

по дисциплине: «Детали машин и основы конструирования»:

«Расчет и выбор болтовых и штифтовых соединений для различных конструктивных решений»

|  |  |
| --- | --- |
| Выполнил студент МиАС III – 2 | КАРАБАНОВ.В.М.. |
| Проверил | АБРАМОВ В.Н. |

Москва 2010 г.

Номер варианта –45

Внешняя нагрузка на кронштейн и пластины *F=*55кН

Число болтов *z=*6

Материал болтов 4.6

Айзенберг Михаил

1. Расчет и подбор стандартных болтов для крепления кронштейна для случаев нагружения, приведенных в п.1.1-1.3

1.1 Болты нагружены осевой растягивающей силой (предварительная и последующая затяжка их отсутствует).

Расчетный внутренний диаметр резьбы

мм

где  - допускаемые напряжения в винте при растяжении

Н

- коэффициент запаса прочности

Выбираем диаметр болта *d1=10.11* мм.(*М12*)

1.2.1 Затяжка болтов производится до приложения силы



где *Fвн* – внешняя отрывающая нагрузка, приходящаяся на один болт (при равномерном нагружении Н;

 - коэффициент основной нагрузки при отсутствии прокладок;

*К* – коэффициент затяжки.

Расчетную силу *Fр* и диаметры болтов (п.1.2.1 и п. 1.2.2) определили для двух вариантов внешней нагрузки: Айзенберг Михаил

а) при постоянной внешней нагрузке (*К*=1,5…2)

Выбрали *К=*1,75 и .

Н

 МПа

Выбрали коэффициент запаса прочности  при неконтролируемой затяжке.

мм.

Выбрали диаметр болта *d1=*17.29мм. *(М20*).

Вновь выбрали коэффициент запаса прочности .

МПа

мм.

Выбрали диаметр болта *d1=*20.75 мм. *(М24*).

б) при переменной от 0 до *F* внешней нагрузке (*К*=2…4)

Выбрали *К=*3 и 

Н

 МПа

Выбрали коэффициент запаса прочности  при неконтролируемой затяжке.

мм.

Выбрали диаметр болта *d1=*26.21мм. *(М30*).

1.2.2 Последующая дополнительная затяжка болтов под нагрузкой *F*:

а) при постоянной внешней нагрузке (*К*=1,5…2)

Выбрали *К=*1,75 и .

Н

 МПа

Выбрали коэффициент запаса прочности  при неконтролируемой затяжке.

мм.

Выбрали диаметр болта *d1=*17.29 мм. *(М20*).

б) при переменной от 0 до *F* внешней нагрузке (*К*=2…4)

Выбрали *К=*3 и 

Н

 МПа

мм.

Выбрали диаметр болта *d1=*26.21 мм. *(М30*).

1.3 Расчет болта при условии нагружения по п.1.2.1,б, но с контролируемой затяжкой.

Выбрали *К=*3,5, и коэффициент запаса прочности .

МПа

мм

Выбрали диаметр болта *d1=*17,29 мм. (*М20*).

Н

2. Для выбранного диаметра стандартного болта при нагружении по п.1.3 выполнили следующее:

2.1 Определили размеры плиты кронштейна

*t=*(3…4)*d=*(60…80)=70 мм.

*С=*(1,0…1,2)*d=*(20…24)=22мм.

*Е=*(1,2…1,5)*d=*(24…30)=27 мм.

*h1=*(1,3…1,6)*d=*(26…32)=30 мм.

где d – номинальный(наружный) диаметр болта.

2.2 Подобрали длину болта l и его резьбовой части l0, а также гайку для этого болта, с учетом l3=(1…3)p=6.

Длину болта приняли равной 80мм.

Болт М36 – 8g35.56 ГОСТ 7798-70

Болт нормальной точности исполнения 1, диаметром резьбы *d=*20 мм., длиной 80 мм., с крупным шагом резьбы, с полем допуска 8g, классом прочности 5.6, маркой стали 20, без покрытия.

Гайка М36 – 6.35 ГОСТ 5915-70

Гайка нормальной точности исполнения 1, диаметром резьбы *d=*20 мм., с крупным шагом резьбы, с полем допуска 7Н, классом прочности 6, маркой стали 20, без покрытия.

3. Для крепления кронштейна при нагружении по п.1.3 и выбранных параметров по п.2 выполнили следующее:

3.1 Определяли аналитически величину предварительной затяжки болта

мм

мм

где - площадь сечения гладкой части болта, мм;

- площадь сечения нарезанной части болта, мм.



где - податливость болта, равная его деформации при единичной нагрузке;

- модуль упругости материала болта ( Н/мм2);

*l2* – длина гладкой части стержня болта, мм;

*l1* – расчетная длина нарезанной части болта между гладкой частью болта и опорной поверхностью гайки, плюс половина длины свинчивания (высоты гайки), мм.

мм

где - площадь поперечного сечения деталей в месте распространения деформации, мм;

*а* – диаметр опорной поверхности гайки, который в расчетах можно принимать равным размеру под ключ, т.е. мм;

Для соединения плит кронштейна без прокладок





Н

Н

3.2 Определить графически величины сил, действующих после приложения внешней нагрузки.





Рис. 3. Диаграмма совместной работы деталей соединения.

3.3 Определить аналитически величины нагрузок .

Н

Н

Н

Н

ПроверкаН

3.4 Рассчитать болт на статическую прочность (по максимальным напряжениям):

,

где - максимально возможные напряжения в болте;







Условие выполняется.

МПа

3.5 Проверить болты на выносливость от действия на соединение возможной переменной временной нагрузки, изменяющейся по циклу от  до  с амплитудой .

Амплитуда нормальных напряжений

МПа

Нормальные напряжения в болте затяжки (минимальные напряжения цикла)

МПа

Средние нормальные напряжения в болте

МПа

Максимальные напряжения в болте

МПа

Запас прочности по переменным напряжениям подсчитывается по формуле





где- предел выносливости материала определяется по табл.1,1[1](МПа);

- эффективный коэффициент концентрации напряжений();

- коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений.



Условие выполняется.

4. Для соединения пластин болтами, нагруженными статической силой F, сдвигающей детали в стыке, выполнить следующее:

4.1 Рассчитать и подобрать стандартные болты, установленные в отверстии с зазором при одной плоскости стыка в соединении. Необходимый внутренний диаметр резьбы

мм

где *f –* коэффициент трения для стальных поверхностей(*f=*0,15…2=0,17);

*i* – число плоскостей стыка деталей(*i=*1);

*Kсц –* коэффициент запасасцепления(*Ксц=*1,3…1,5=1,4)

МПа

Выбрали диаметры болтов *d1=*31,67. *(М36*).

выбрали коэффициент запаса прочности .

4.2 Рассчитать и подобрать стандартные болты, установленные в отверстии с зазором при двух плоскостях стыка(*i=*2) в соединении (рис. 4,б)

мм

Выбрали диаметры болтов *d1=*26,21мм. *(М30*).

Вновь выбрали коэффициент запаса прочности 

МПа

мм

Выбрали диаметры болтов *d1=*26.21 мм. *(М30*).

4.3 Болт установлен в отверстие, калиброванное разверткой без зазора, при двух плоскостях стыка в соединении

4.3.1 Определить диаметр стержня болта в опасном сечении

мм

где - число болтов, принимаемое в два раза меньше чем по варианту задания;

- допускаемые напряжения на срез болтов(МПа);

*i=*2 – число плоскостей среза.

Выбрали диаметр болта *d0=11*мм. *(М10*).

4.3.2 Определить требуемую рабочую толщину  средней пластины из условия прочности детали на смятие

мм

где - допускаемые напряжения на смятие для болтового соединения определятеся по табл.14 [1] (МПа).

Выбрали материал пластин – Ст 20кп.

4.3.3 Определить размеры(толщины) пластин (рис.4, А-А) и выбрать стандартный болт по ГОСТ 7817-72 [1].

Толщина средней пластины без фасок на отверстии или при наличии фасок на отверстии , где - глубина фасок .

Приняли мм.(без фасок) и мм.(с фасками).

Толщина крайних пластин



где - 1…8 мм. – добавка, зависящая от мм.

Приняли мм.

Приняли мм.

Длина рабочей части болта

мм.

мм.





Условие выполняется.

4.3.4 Сделать эскиз резьбового соединения

5. Для соединения пластин с помощью пальца, нагруженного статической силой F, выполнить следующее:

5.1 Определить диаметр пальца в опасном сечении по зависимости п. 4.3.1 при .

мм.

Выбрали диаметр болта *d=8,37* мм. *(М10*).

5.2 Определить толщины средней *h4* и крайних *h5* пластин. Из зависимости по п.4.3.2

мм.

мм – в зависимости от диаметра пальца

(мм.)

Приняли *h4*=31 мм.

мм.

Приняли *h5*=16мм.

5.3 Сделать эскиз соединения пластин с помощью пальца

6. Результаты расчетов занести в сводную таблицу и сделать сравнительный анализ различных вариантов конструктивных решений соединений

Сводная таблица результатов расчета

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Крепящиеся  элементы | Вид нагружения болтов(по пункту задания) | | | | Расчетный диаметр | Принятый диаметр | Обозначение резьбы выбранного болта |
| Кронштейн | * 1. Болт нагружен осевой силой | | | | 8,82 | 10,11 | M12 |
| 1.2 Болт предварительно затянут и нагружен осевой силой (неконтролируемая затяжка) | 1.2.1 Последующая затяжка отсутствует | | при постоянной нагрузке | 19 | 20,75 | M24 |
| при переменной нагрузке | 23,2 | 26,21 | M30 |
| 1.2.2 Последующая затяжка под нагрузкой возможна | | при постоянной нагрузке | 15,7 | 17,29 | M20 |
| при переменной нагрузке | 21,7 | 26,21 | M30 |
| 1.3 Условия нагружения по п.1.2.1,б с контролируемой затяжкой | | | | 16,4 | 17,29 | M20 |
| Пластины | 4. Пластины, нагруженные статической силой, сдвигающей детали в стыке | | 4.1 Болты установлены с зазором (одна плоскость стыка) | | 27,9 | 31,67 | M36 |
| 4.2 Болты установлены с зазором (две плоскости стыка) | | 25,5 | 26,21 | M30 |
| 4.3 Болты установлены без зазора (две плоскости стыка) | | 11 | 11 | M10 |
| 5. Один палец нагружен статической силой | | | | 7,8 | 8,37 | M10 |

7. Штифт установлен в отверстие, калиброванное разверткой без зазора в двух плоскостях стыка в соединении

7.1 Определить диаметр стержня штифта в опасном сечении

мм

где - число штифтов, принимаемое в два раза меньше чем по варианту задания;

- допускаемые напряжения на срез штифтов(МПа);

*i=*2 – число плоскостей среза.

Штифт 3  20 ГОСТ 3128-70

7.2 Определить диаметр пальца в опасном сечении по зависимости п. 4.3.1 при .

мм.

Штифт 5  20 ГОСТ 3128-70

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1999. – Т.1.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш.шк., 1998.