**Проектный расчет валов**

**Проектный расчет вала двигателя**

Определяем предполагаемый диаметр dдв вала двигателя, изготовленного из стали 35ХМ с пределом текучести при изгибе σТ=850 МПа и соответственно с пределом текучести при кручении τT=(0,5…0,6)σТ=0,6\*850=510 МПа, нагруженного вращающим моментом Т1=22 Н\*м, из условия прочности при кручении

где – допускаемое касательное напряжение при кручении

Здесь n=(2…2,5) – коэффициент запаса прочности при кручении.

Принимаем диаметр вала двигателя по ГОСТ 6636-69 dдв=8 мм.

Проверяем диаметр вала двигателя на прочность при кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

где – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала двигателя по шпоночной канавке.

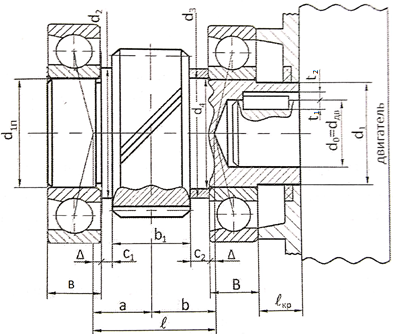
Здесь b и t1 – соответственно ширина и глубина шпоночной канавки. Для диаметра dдв = 8 мм по ГОСТ 23360-78 b = 2 мм, t1 = 1,2 мм.

Вычисляем касательное напряжение

Следовательно,

Условие статической прочности вала выполняется.

**Проектный расчет входного вала редуктора мехатронного модуля**

****

Внутренний диаметр входного вала (втулки) редуктора мехатронного модуля равен диаметру вала двигателя, т.е.

Определяем наружный диаметр входного вала редуктора, изготовленного из стали 35ХМ с пределом текучести при изгибе σТ=850 МПа

Принимаем наружный диаметр входного вала редуктора d1=13 мм.

Проверяем его на прочность по текучести при кручении с учетом, что он пустотелый и имеет шпоночную канавку

где – полярный момент сопротивления поперечного сечения входного вала по шпоночной канавке

Здесь b и t2 – соответственно ширина и глубина шпоночной канавки входного отверстия  вала редуктора мехатронного модуля.

Для имеем по ГОСТ 23360-78

Вычисляем касательное напряжение при кручении

Определяем предел текучести материала вала при кручении

τT=0,6σТ=0,6\*850=510 МПа

Находим допускаемое касательное напряжение

Таким образом

Условие статической прочности входного вала редуктора по текучести при кручении обеспечено.

**Геометрические параметры входного вала**

Линейная база вала, т.е. расстояние между его опорами при установке вала на радиально-упорных подшипниках враспор

где – длина участка вала от середины шестерни до левой опоры

b – длина участка вала от середины шестерни до правой опоры

– ширина зубчатого венца шестерни; C1 = (5…10) мм – ширина упорного буртика; C2 = (5…10) мм – ширина распорного кольца;

*-* смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника

Здесь – внутренний диаметр подшипника; – внешний диаметр подшипника; B -ширина радиально-упорного подшипника; – угол контакта тел качения с кольцами подшипника. Условное обозначение радиально-упорных подшипников – 36202.

Диаметральные размеры участков вала:

наружный диаметр

диаметр под подшипники

диаметр упорного буртика для шестерни

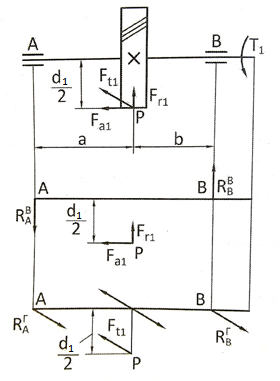
Наружный диаметр распорной втулки входного вала1

Внутренний диаметр распорной втулки входного вала

**Реакции опор входного вала**

Входной вал двигателя мехатронного модуля находится под действием вращающего момент Т1 и двух изгибающих моментов в вертикальной плоскости, возникающих от действия радиальной и осевой сил, а также изгибающего момента в горизонтальной плоскости от окружной силы .

Рисуем схему вала и на ней расставляем все указанные силы в соответствии с их действительным расположением на шестерне. Затем рассматриваем схему вала, находящегося под действием только радиальной и осевой сил.



Опоры А и В заменяем реактивными силами и . Их направления выбираем произвольно (вверх или вниз).

Для нахождения значений реакций составляем уравнения статики.

В вертикальной плоскости

Откуда реакция будет равна

Знак минус говорит о том, что реакцию на схеме необходимо направить в противоположную сторону.

Откуда реакция будет равна

Проверяем правильность нахождения реакций

В горизонтальной плоскости

Откуда реакция опоры B равна

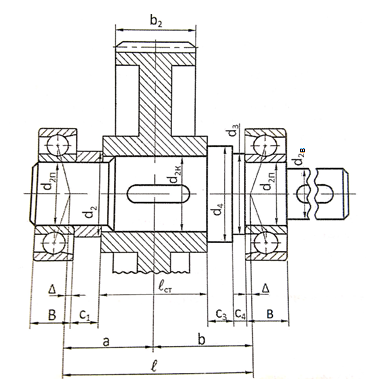
Откуда реакция опоры A равна

Проверяем правильность нахождения реакций

Суммарные реакции в опорах А и В

Найденные реакции опор будут нужны при выборе подшипников для входного вала мехатронного модуля.

**Проектный расчет выходного (тихоходного) вала на статическую прочность по текучести**

****

Материал выходного вала и его механические характеристики выбираем такие же, как и для входного вала.

Определяем диаметр выходного конца тихоходного вала из условия статической прочности по текучести при кручении для схемы вала с зубчатым колесом.

где Т2 – вращающий момент на колесе.

Принимаем

Проверяем выходной конец вала на статическую прочность при кручении с учетом наличия в нем шпоночной канавки

где – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

Здесь b и t1 – соответственно ширина и глубина шпоночной канавки.

Для имеем по ГОСТ 23360-78

Вычисляем касательное напряжение при кручении

Следовательно

Условие статической прочности выходного конца тихоходного вала по текучести при кручении обеспечено.

**Геометрические параметры выходного вала**

Линейная база вала, т.е. расстояние между его опорами при установке вала на конических подшипниках враспор

где – длина участка вала от середины зубчатого колеса до левой опоры

b – длина участка вала от середины зубчатого колеса до правой опоры

где C1 = (10…15) мм – ширина распорной втулки; C3 = (5…10) мм – ширина упорного буртика для колеса; C4 = (5…10) мм – ширина упорного буртика для подшипника. – длина ступицы зубчатого колеса, мм. Этот размер необходимо согласовать с требуемой длиной шпонки и принимать минимальным;

*- смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника*

B – ширина радиально-упорного подшипника.

Здесь – внутренний диаметр подшипника – внешний диаметр подшипника; – угол контакта тел качения с кольцами подшипника. Условное обозначение радиально-упорных подшипников – 36201.

Диаметральные размеры участков вала:

под подшипники

под зубчатым колесом

Диаметр упорного буртика для зубчатого колеса

Диаметр вала для упора правого подшипника, равный диаметру распорной втулки

**Проверочный расчет выходного вала на статическую прочность по текучести**

Выходной вал находится под действием вращающего момент Т2 и двух изгибающих моментов в вертикальной плоскости, возникающих от действия радиальной и осевой сил, а также изгибающего момента в горизонтальной плоскости от окружной силы .

Для нахождения наиболее опасных сечений вала необходимо построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и крутящего момента Т2.

Рисуем схему вала и на ней расставляем все указанные силы в соответствии с их действительным расположением на колесе. Затем рассматриваем схему вала, находящегося под действием только радиальной и осевой сил.

Опоры А и В заменяем реактивными силами и . Их направления выбираем произвольно (вверх или вниз).

Для нахождения значений реакций составляем уравнения статики:

Откуда реакция будет равна

Откуда реакция будет равна

Знак минус говорит о том, что реакцию на схеме необходимо направить в противоположную сторону.

Проверяем правильность нахождения реакций

Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости.

Записываем уравнение моментов на первом участке вала

Если то Если то

Аналогично поступаем на втором участке вала

Если то Если то

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости на сжатых волокнах.

Составляем уравнение статики

Откуда реакция опоры B равна

Откуда реакция опоры A равна

Проверяем правильность нахождения реакций

Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

На первом участке

Если то Если то

на втором участке вала

Если то Если то

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости на сжатых волокнах.

Вычисляем крутящий момент на валу от действия окружной силы

Строим эпюру крутящего момента. Из эпюр видно, что наиболее опасным сечением вала является сечение под колесом, так как в этом месте на вал действуют наибольшие изгибающие моменты в двух плоскостях и крутящий момент. Действие максимальных изгибающих моментов в двух плоскостях заменяют суммарным моментом

Таким образом, вал находится под действием суммарного изгибающего момента и крутящего момента .

Проверяем вал на статическую прочность с учетом нормальных и касательных напряжений по энергетической гипотезе прочности

где - максимальное нормальное напряжение при изгибе вала с учетом шпоночной канавки под колесом

– осевой момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

Шпонку на валу под колесом необходимо взять такой же, как и для его выходного конца, т.е. так как с увеличением диаметра вала и геометрических параметров шпонки и растут, следовательно, нормальные и касательные напряжения уменьшаются;

– касательное напряжение при кручении вала с учетом шпоночной канавки

– полярный момент сопротивления поперечного сечения вала по шпоночной канавке

*–* допускаемое нормальное напряжение при растяжении

– предел текучести материала вала при растяжении;

– допускаемый коэффициент запаса.

Условие статической прочности вала по текучести обеспечено.