Проектный расчет валов

# Проектный расчет вала двигателя

Определяем предполагаемый диаметр dдв вала двигателя, изготовленного из стали 45 ОЗ с пределом текучести при изгибе σТ=750 МПа и соответственно с пределом текучести при кручении τT=(0,5…0,6)σТ=0,55\*750=412,5 МПа, нагруженного вращающим моментом Т1=11 Н\*м (берём из расчёта зубчатой передачи), 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.

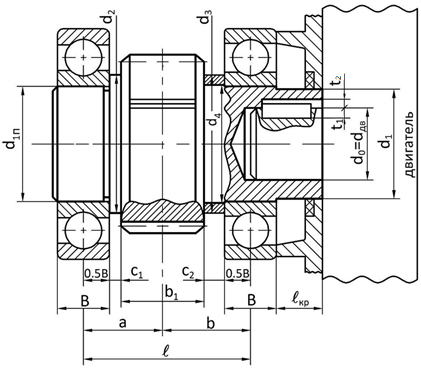
Для диаметра dдв = 8 мм по ГОСТ 23360-78 b = 2 мм, t1 = 1,2 мм.

Вычисляем касательное напряжение:

Следовательно,

Условие статической прочности вала выполняется.

# Проектный расчет входного вала редуктора мехатронного модуля



Определяем наружный диаметр входного вала редуктора, изготовленного из стали 45 ОЗ с пределом текучести при изгибе σТ=750 МПа

Где

Принимаем наружный диаметр входного вала редуктора.

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=0,55σТ=0,55\*750=412,5 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 опор

– ширина зубчатого венца шестерни.

Берём из расчёта зубчатой передачи

ширина упорного буртика. Принимаем мм;

ширина распорного кольца. Принимаем

Здесь =15 мм – внутренний диаметр подшипника;

*D1П* = 32 мм – внешний диаметр подшипника;

*B =* 9 мм –ширина радиально-упорного подшипника;

Условное обозначение радиальных подшипников – 102.

Диаметральные размеры участков вала:

наружный диаметр

Принимаем

Диаметр под подшипники:

Диаметр упорного буртика для шестерни:

Наружный диаметр распорной втулки входного вала 1:

Внутренний диаметр распорной втулки входного вала:

# Реакции опор входного вала

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

Где радиальная сила, берём из расчёта зубчатой передачи

Откуда реакция будет равна

Проверяем правильность нахождения реакций

Также составляем уравнения статики для входного вала-шестерни в горизонтальной плоскости

Откуда реакция опоры B равна

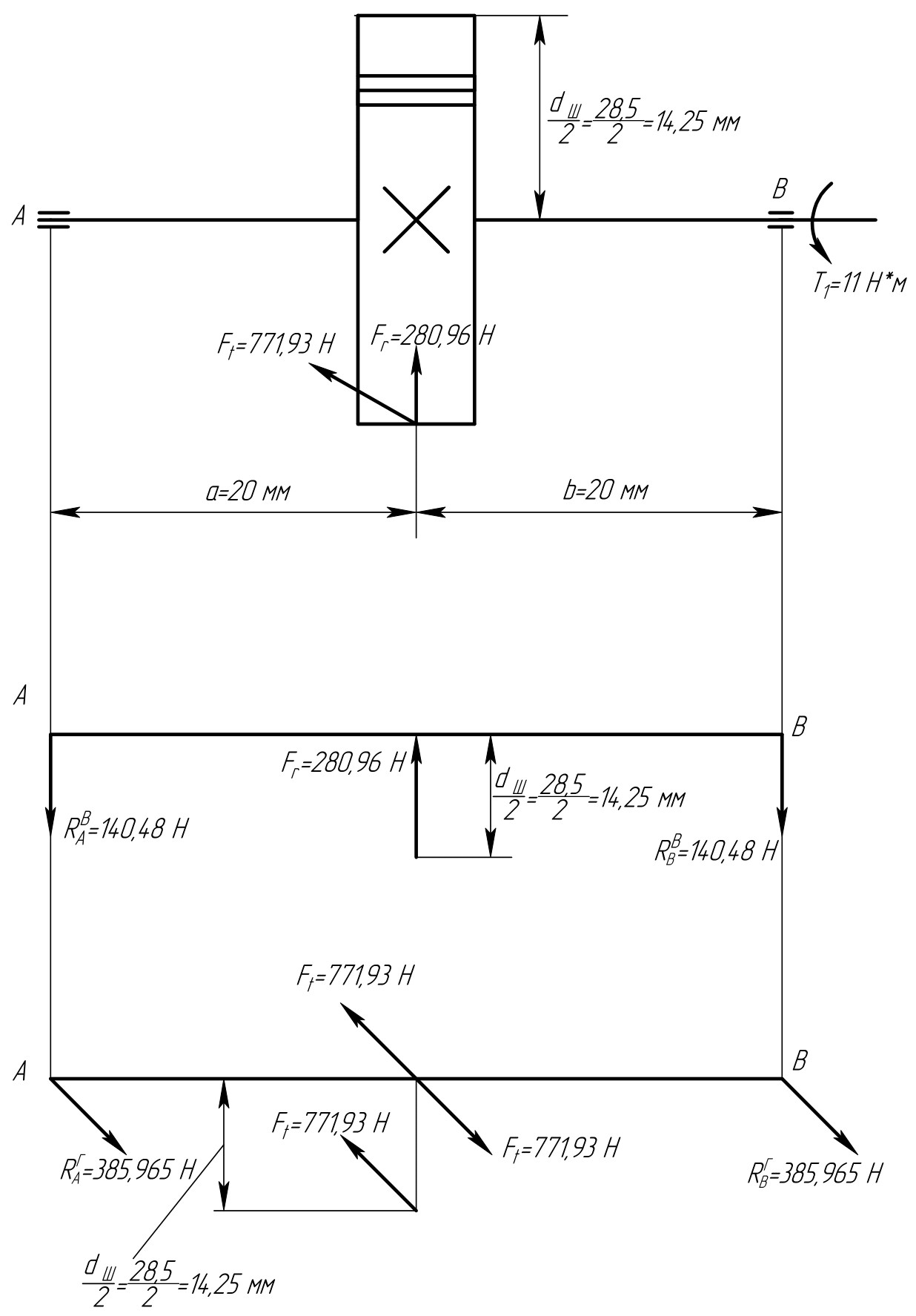
Где радиальная сила, берём из расчёта зубчатой передачи

Откуда реакция опоры A равна

Проверяем правильность нахождения реакций

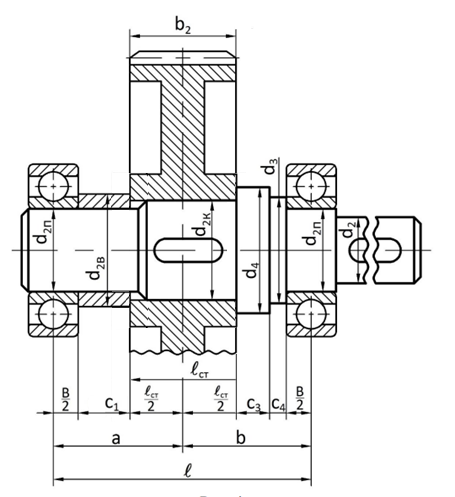
Суммарные реакции в опорах А и В

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 вращающий момент на колесе.

Берём из расчёта зубчатой передачи

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 ширина распорной втулки. Принимаем C1 = 10 мм;

ширина упорного буртика для колеса. Принимаем C3 = 5 мм;

ширина упорного буртика для подшипника. Принимаем C4 = 5 мм;

– длина ступицы зубчатого колеса. Этот размер необходимо согласовать с требуемой длиной шпонки и принимать минимальным.

Принимаем

Где берём из расчёта зубчатой передачи.

Здесь – внутренний диаметр подшипника

– внешний диаметр подшипника;

Условное обозначение радиально-упорных подшипников – 101.

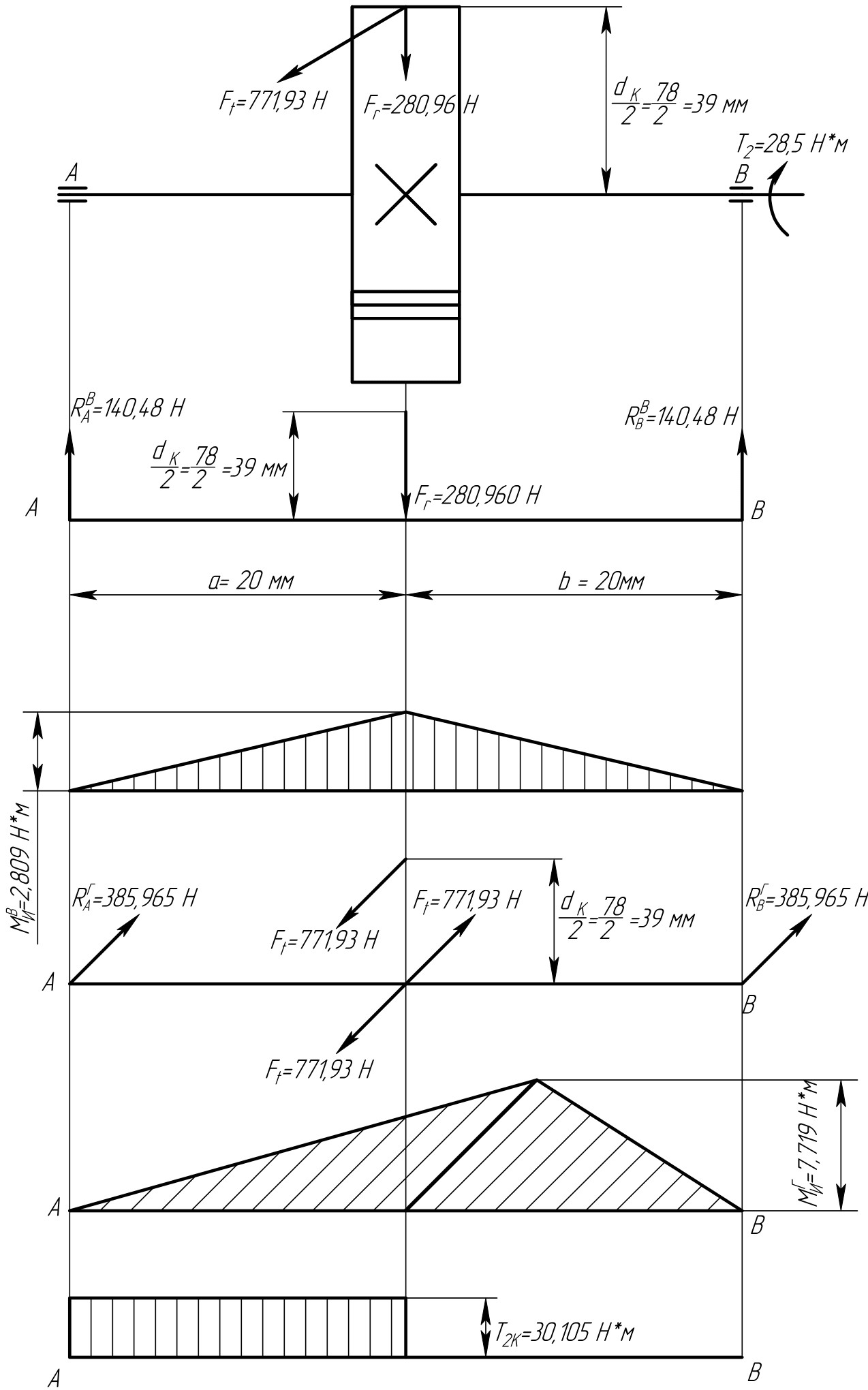
Диаметральные размеры участков вала:

-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

Где радиальная сила, берём из расчёта зубчатой передачи

Откуда реакция будет равна

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

Где радиальная сила, берём из расчёта зубчатой передачи

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

Где делительный диаметр колеса, берём из расчёта зубчатой передачи

, т. к. в расчёте не учтён КПД.

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.