

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Факультет Материаловедения и металлургических технологий
Кафедра процессов и машин обработки металлов давлением

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ Л.В. Радионова

«_____» _____ 2018 г.

Тема работы «Разработка конструкции шестерённой клетки главной линии клетки
ДУО 180»

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ**

ЮУрГУ-15.03.01-2018-127-00.00 ПЗ

Руководитель работы:

_____ / О. О. Сиверин /
Автор работы

_____ / А. С. Кривошеев /

студент группы П-448

Челябинск
2018

АННОТАЦИЯ

Кривошеев А. С. Разработка конструкции шестеренной клетки главной линии клетки ДУО 180. - Челябинск: ЮУрГУ, 2018. - 48с., 5 табл., 22 илл., библиография литературы - 11 наименования, 2 листа чертежей А1, 3 листа А2.

В данной дипломной работе проведен обзор существующих конструкций шестеренных клеток главных линий прокатных клеток. Затем проведен анализ конструкции привода главной линии клетки ДУО 180 непрерывного лабораторного стана и внесены предложения по модернизацию.

Проведен выбор основных параметров шестеренной клетки, а также расчет элементов шестеренной клетки на прочность и долговечность. Была описана конструкция и принцип работы спроектированной шестеренной клетки. Приведена маршрутная технология изготовления детали шестеренной валок.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 2 |

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 1 |
| 1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДА ГЛАВНОЙ ЛИНИИ КЛЕТИ ДУО 180 НЕПРЕРЫВНОГО ЛАБОРАТОРНОГО СТАНА..... | 5 |
| 2. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ШЕСТЕРЕННЫХ КЛЕТЕЙ ГЛАВНЫХ ЛИНИЙ СОРТОВЫХ ПРОКАТНЫХ КЛЕТЕЙ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВАЛКОВ. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ..... | 12 |
| 3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ..... | 25 |
| 4. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ..... | 31 |
| 5. РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННОГО ВАЛКА НА ПРОЧНОСТЬ..... | 34 |
| 6. РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ НА ОПРОКИДЫВАНИЕ..... | 39 |
| 7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ..... | 43 |
| 8. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ..... | 48 |
| 9. РАСЧЕТ ШПИЛЬКИ НА РАСТЯЖЕНИЕ, РЕЗЬБЫ НА СРЕЗ..... | 52 |
| 10. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ..... | 53 |
| 11. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ..... | 55 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ..... | 56 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК..... | 57 |

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 3 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |

ВВЕДЕНИЕ

Прокатное производство занимает одну из лидирующих позиций по эффективности производства в области обработки металлов давлением. Прокатное производство осуществляет свою работу при помощи прокатных станов, состоящих из прокатных клетей. Привод прокатных клетей осуществляется при помощи двигателей, редукторов, шестерённых клетей и шпинделей. Разработка и усовершенствование этих машин, а также обеспечение их качества и долговечности, является одной из самых важных задач прокатных цехов.

Примером такой машины является шестеренная клеть главной линии клетки ДУО 180 непрерывного лабораторного стана. Эта шестеренная клеть, выполненная в литом корпусе, состоящем из двух частей, с подшипниками качения в опорах шестеренных валков, и выполняющая роль механизма который разделяет крутящий момент подаваемый с двигателя между шпинделями.

В данной дипломной работе представлены основные этапы разработки и проектирования шестеренной клетки со сварным корпусом.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 4 |

1. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДА ГЛАВНОЙ ЛИНИИ КЛЕТИ ДУО 180 НЕПРЕРЫВНОГО ЛАБОРАТОРНОГО СТАНА

Главная линия клетки ДУО 180 [9] находится в составе лабораторного стана, предназначенного для лабораторных исследований и проведенных ознакомительных занятий для студентов.

Схема главной линии клетки ДУО 180 изображена на Рисунке 1. От электродвигателя постоянного тока (П81) 1 через выходной вал передается вращающий момент на входной вал редуктора (РМ-350) 3, посредством втулочно-пальцевой муфты 2. Затем с выходного вала редуктора вращающий момент передается на входной вал шестеренной клетки 4. Шестеренная клетка представляет собой раздаточную коробку с передаточным числом $i=1$ и служит для передачи и раздачи вращающего момента на шпиндели 5. От шпинделей в движение приводятся валки рабочей клетки 6. Все известные параметры машин указаны в таблице 1.

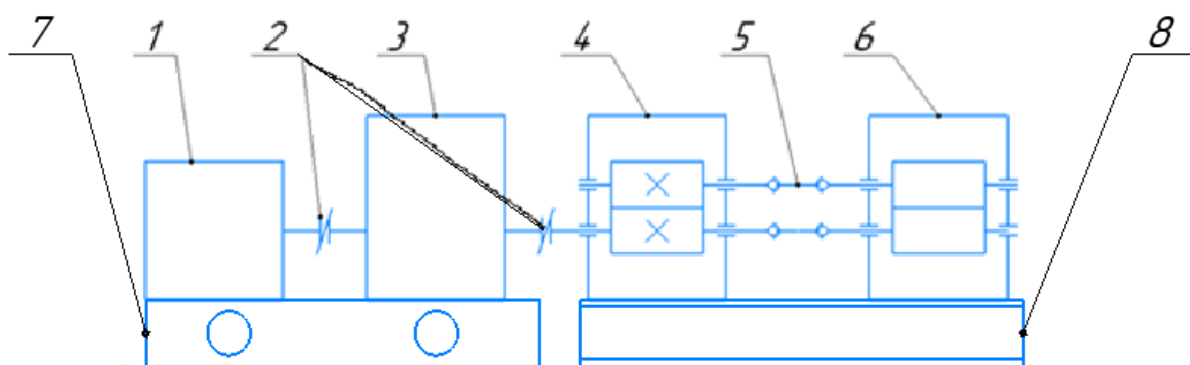


Рисунок 1 – Схема прокатного стана:

1-электродвигатель, 2-муфты втулочно-пальцевые, 3-редуктор, 4-шестеренная клетка, 5-шпиндели, 6-рабочая клетка, 7-рама №1, 8-рама №2

Таблица 1 – Параметры машин главной линии прокатного стана

| № | Тип машины | Параметр | Обозначение | Ед. изм. | Значение |
|---|------------------|---------------------------|-------------|----------|----------|
| 1 | Электродвигатель | Мощность | N | кВт | 32 |
| | | Номинальный момент на ва- | $M_{ном}$ | Нм | 200 |

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|------|------|----------|---------|------|

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

5

| | | | | | |
|---|---|-------------------------------------|-----------------------|-------------------|-----------|
| | П81 | лу | | | |
| | | Число оборотов | n | мин^{-1} | 1500 |
| | | Напряжение | U | В | 220 |
| 2 | Редуктор РМ-350 | Передаточное число | i | | 20 |
| | | Диаметр выходного вала | $D_{\text{вых.ред.}}$ | мм | 65 |
| 3 | Муфта втулочно пальцевая с цилиндрическим исполнением | Номинальный крутящий момент | $M_{\text{ном.м.}}$ | Нм | 2000 |
| | | Диаметр отверстия под вал | d_m | мм | 65 |
| | | Диаметр фланца(не более) | D_m | мм | 250 |
| 4 | Муфта втулочно пальцевая с коническим исполнением | Номинальный крутящий момент | $M_{\text{ном.м.}}$ | Нм | 2000 |
| | | Диаметр отверстия под вал | d_1 | мм | 55 |
| 5 | Шпиндели | Максимальный момент шпинделей | $M_{\text{max.шп.}}$ | Нм | 2000 |
| 6 | Рабочая клеть | Диаметр валков | D_B | мм | 160...180 |
| | | Межосевое расстояние рабочих валков | L_B | мм | 180...280 |
| | | Скорость прокатки | $v_{\text{пр}}$ | м/с | 0...0,3 |
| | | Длина бочки валка | l_B | мм | 200 |

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

6

Электродвигатель постоянного тока используется во всех сферах жизни человека. Это обусловлено тем, что они имеют большое количество преимуществ, с которыми пока довольно тяжело сравниться другим подобным конструкциям:

- легкое управление аппаратом;
- легкость в регулировании частоты вращения;
- большой момент пуска;
- небольшие габариты.

Но есть и некоторые недостатки данных двигателей:

- большая цена;
- обязательное использование выпрямительного устройства;
- необходимость в специальной профилактике;
- невысокий уровень эксплуатации.

Зачастую они используются в металлургической промышленности. Это обусловлено тем, что необходимо иметь конструкции, позволяющие с точностью регулировать скорость производства. От этого зависит качество продукта и его свойства. Мощность двигателя может быть разной и именно от нее зависит цена на двигатель.

Цилиндрические редукторы – группа редукторов, которая характеризуется особым видом зацепления, таким как цилиндрические зубчатые передачи. К преимуществам цилиндрических редукторов относят:

- высокий КПД;
- большая нагрузочная способность;
- низкий люфт выходного вала;
- низкий нагрев, чему способствует высокий КПД;

| | | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | | 7 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | | |

- уверенная работы при частых пусках-остановках, а также при неравномерных нагрузках;

Можно выделить 2 основных недостатка цилиндрических редукторов:

- маленькое передаточное число на одной ступени;
- уровень шума, в сравнении с червячными, значительно выше.

Шпиндели универсальные на подшипниках качения обеспечивают высокую производительность прокатных станов. Это происходит за счет:

- значительные углы перекося в шарнирных головках;
- быстрое соединение с рабочей клетью;
- удобство сборки и разборки, простота ремонта, монтажа и демонтажа;
- высокая нагрузочная способность и долговечность при минимальных габаритах.

Рабочая клеть состоит из 2 стальных литых станин закрытого типа. В станинах смонтированы подушки с валками, а также устройства для перемещения верхнего валка по высоте и его осевой фиксации. Вращение валкам передается от шестерённой клетки, через шпиндели.

Валки установлены на подшипниках качения, помещенных в подушки.

Двигатель П81 стандартный, но изношенный. При работе слышен стук, природу которого выяснить не удалось. Поскольку рабочие параметры двигателя остались в неизменны дальнейшее углубление в эту тему не имеет смысла.

Редуктор РМ-350, так же как и электродвигатель выбран из ряда стандартных. Есть вероятность, что зубчатое зацепление изношено в связи с долгой работой без замены. Но рабочие параметры данного редуктора от этого не страдают.

У рассматриваемой шестеренной клетки (Рисунок 2) корпус литой состоящий из 2 частей с вертикальной плоскостью разъема (Рисунок 2, б), это в значительной мере усложняет сборку и разборку клетки, а также тот факт что части корпуса литые значительно увеличивает массу самой клетки.

Крепление к раме осуществляется лапами посредством болтового соединения (Рисунок 2, б). Также в данной установке не совсем точно осуществлено соединение нижнего валка клетки со шпинделем, что устраняется с помощью самодельного вкладыша (Рисунок 2, а, г).

Зубья зубчатого зацепления изношены, вследствие попадания внутрь корпуса, во время работы или же перед работой, грязи, пыли или металлических частиц (Рисунок 2, д). Плохо спроектированная система смазки подшипников (Рисунок 2, е).



а)

б)

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

9



в)



г)



д)



е)

Рисунок 2 – Действующая шестеренная клеть главной линии клетки ДУО 180

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Шпиндели режим работы не нарушают. Единственное что можно принять за минус это их расположение. Нижний горизонтален и неподвижен, что вынуждает нас задействовать на максимум угловой потенциал верхнего шпинделя.

Рабочая клеть состоит из станины, узла рабочих валков и нажимного механизма. В данной рабочей клетке нажимной механизм может быть приведен в действие как механически, так и приводом от индивидуального двигателя. Есть небольшой износ внутренних поверхностей станин. Износ поверхностей ведет к увеличению зазоров, что в свою очередь влечет за собой нарушения в настройке рабочей клетки.

Анализ машин главной линии прокатной клетки ДУО 180[9] показал, что у оборудования есть ряд недостатков, связанных с износом оборудования. Но потому как эти минусы не влияют на работоспособность менять их не рентабельно.

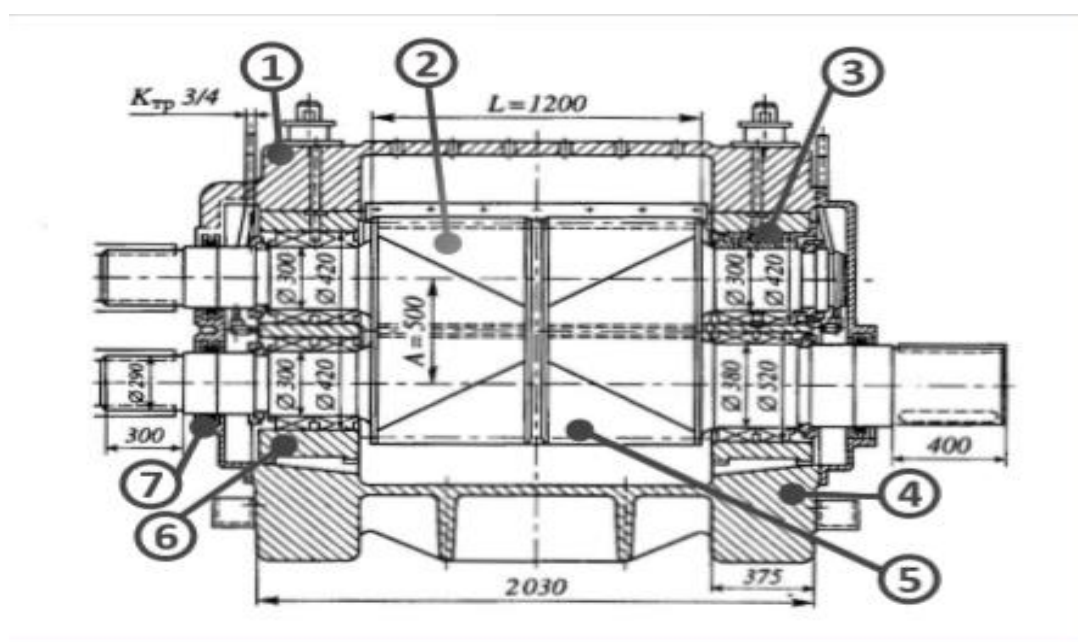
| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 11 |

2. ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ШЕСТЕРЕННЫХ КЛЕТЕЙ ГЛАВНЫХ ЛИНИЙ СОРТОВЫХ ПРОКАТНЫХ КЛТЕЙ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ВАЛКОВ. ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ

Для привода валков в главной линии обычно применяют машины с зубчатыми передачами 3 типов:

1. Редукторы – предназначены для того, чтобы у двигателя и валков были разные числа оборотов;
2. Групповые редукторы для передачи вращения от двигателя момента сразу на несколько линий прокатного стана (Рисунок 4);
3. Шестерённые клетки – разделяют крутящий момент, передаваемый двигателем, между валками посредством шпинделей (Рисунок 3); также используют комбинированные шестеренные клетки, т.е. объединенные с редуктором в общий корпус. Преимуществами данного варианта являются меньшая масса и компактность (Рисунок 5).

Конструкция типовой шестеренной клетки представлена на Рисунке 3.



| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

12

Рисунок 3 – Конструкция шестеренной клетки:

1-крышка корпуса, 2-верхний шестерённый валок, 3-опоры валка, 4-корпус, 5-нижний(приводной) шестерённый валок, 6-корпус подшипника, 7-крышки

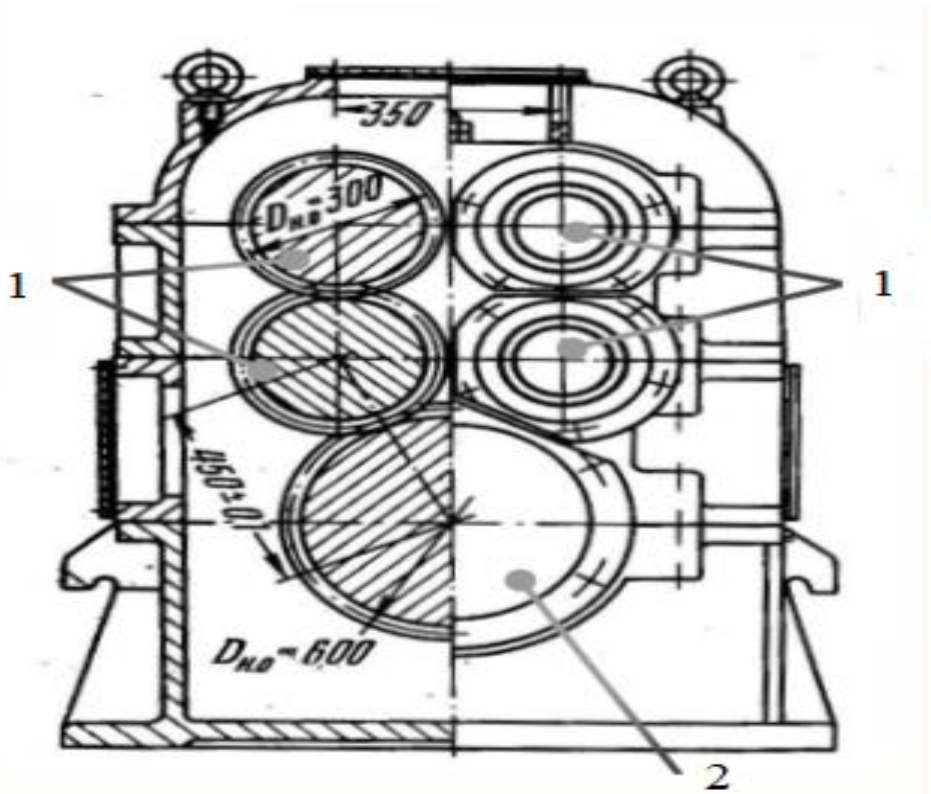


Рисунок 4 – Конструкция группового редуктора:

1-ведомые шестерни, 2-приводная шестерня

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

13

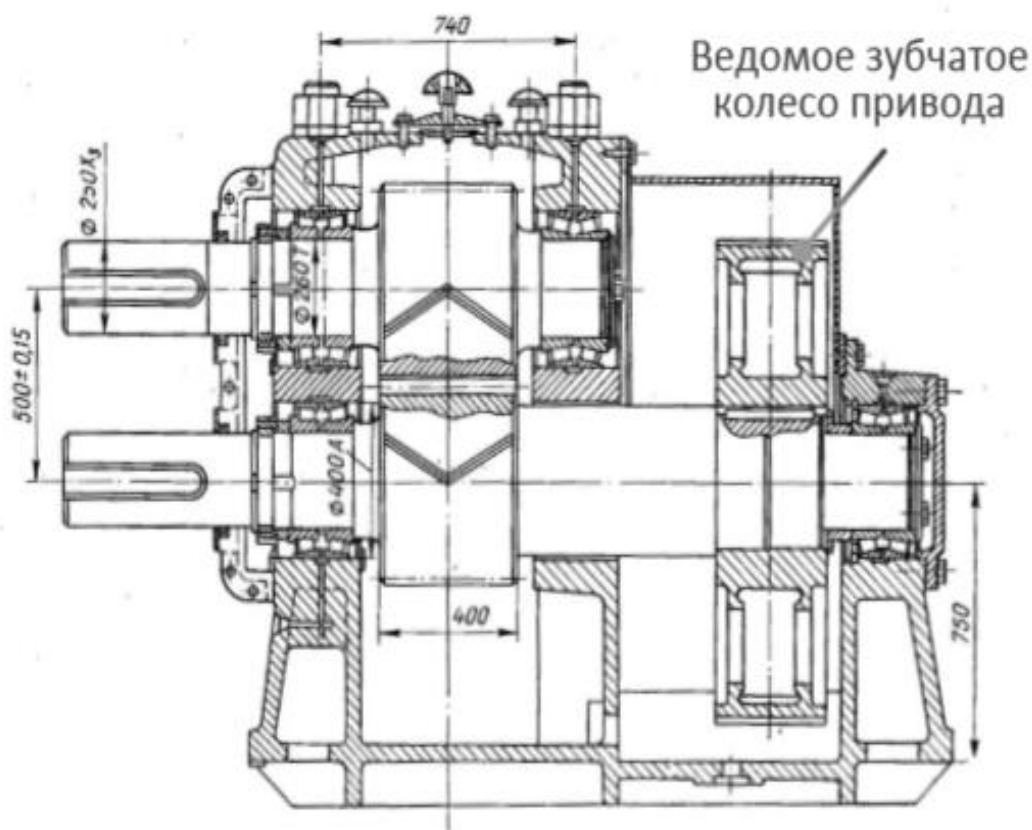


Рисунок 5-Конструкция комбинированной шестеренной клетки

Шестерённые клетки применяют в большинстве главных линий прокатных станов. Выделим следующие виды конструкции шестерённых клеток представленных на рисунке 6.

1. Шестерённая клетка дуо (Рисунок 6, а) - учитывая расположение привода и для удобства разборки и сборки, приводная шестерня, в данном случае, нижняя.
2. Шестерённая клетка трио (Рисунок 6, б) – у этой клетки, как правило, приводная шестерня средняя, но у листовых станов бывает и нижняя.
3. Шестерённая клетка двойное дуо (Рисунок 6, в) – эти клетки больше не производят, т.к. станы двойное дуо перестали собирать.
4. Шестерённая клетка (дуо или трио) универсального стана (Рисунок 6, г) – для передачи вращения вертикальным валкам служат верхние шестерни. Этот

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
| | | | | |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

14

вид клетки почти утратил свое значение, т.к. в настоящее время вертикальные валки приводят в действие посредством индивидуального двигателя.

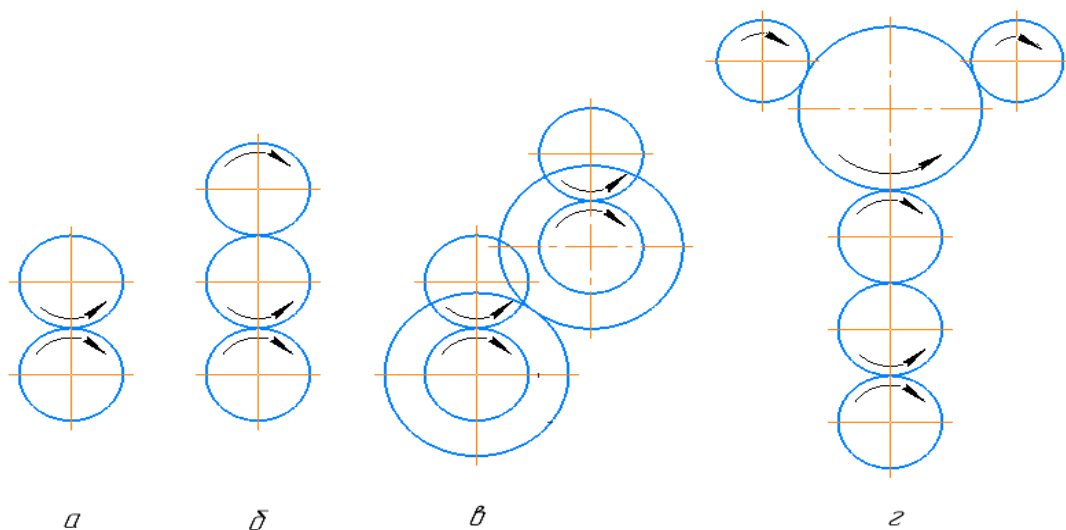


Рисунок 6 – Виды конструкции шестерённых клеток

Шестерённые клетки также подразделяются в зависимости от конструкции станин:

1. Открытого типа с высокими стойками, между которыми закладываются подушки подшипников (Рисунок 7, а).
2. Открытого типа с неразвитыми стойками, имеющими одну закладную подушку между стойками валков (Рисунок 7, б).
3. С горизонтальными разъемами (Рисунок 7, в).
4. С вертикальной плоскостью разъёма (Рисунок 7, г)

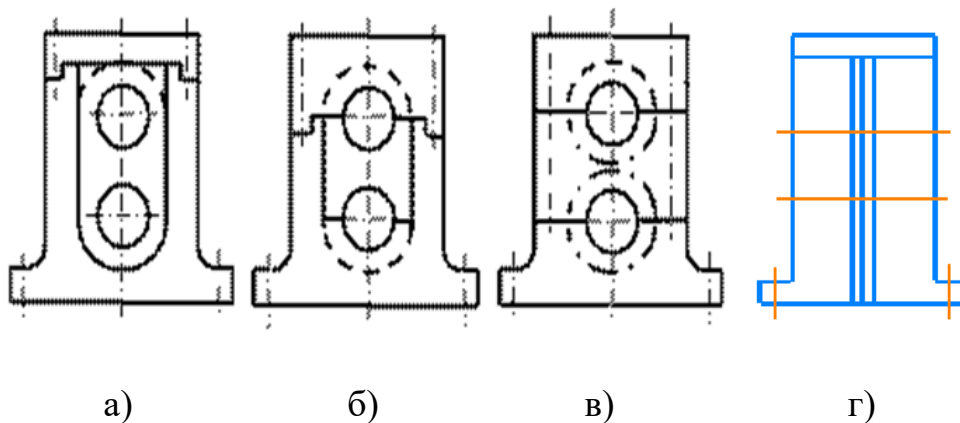


Рисунок 7 – Конструкции станин шестеренных клетей

Станины первого типа просты в эксплуатации и позволяют избежать установки подшипников непосредственно в станины, что приводит к их износу. Станины третьего типа более герметичны, но малая толщина перемычки между шейками шестерен не всегда позволяет его использовать. Станины второго типа в значительной степени лишены недостатков первого и третьего типов.

В настоящее время литые корпуса делать почти перестали. В основном корпуса изготавливают сварными что позволяет уменьшить массу шестеренной клетки и упростить сборку и разборку в процессе ремонта.

На рисунке 8 изображена шестерённая клетя, изготовленная фирмой CMD. Корпус сварной, с двумя предусмотренными окошками для оценки работы и состояния зубчатого зацепления. Крепление к раме осуществляется болтовым соединением через лапы.



Рисунок 8 – Шестеренная клетя фирмы CMD

Корпус клетки, изображенной на Рисунке 9, выполнен сварным с одной, вертикальной плоскостью разъема. Соединение двух половин корпуса осуществляется болтовым соединением. В данной шестеренной клетке предусмотрена централизованная система смазки.



Рисунок 9 – Шестеренная клетка со сварным корпусом

На Рисунке 10 изображена шестеренная клетка со сварным стальным корпусом. Корпус имеет три горизонтальные плоскости разъема, соединяемые каждая с каждой с помощью 24 болтов. Смазка осуществляется разбрызгиванием.



Рисунок 10 – Шестеренная клетка на три выходных вала

Шестерни шестеренной клетки часто называют шестеренными валками. Диаметр начальной окружности шестерен шестеренной клетки зависит от диаметра валков стана и величины наибольшего расстояния между ними при прокатке. Так как высота подъема верхнего валка в процессе прокатки изменяется, то диаметр шестеренных валков нужно выбирать исходя из условия, что угол наклона верхнего шпинделя не должен превышать допустимой величины ($8-10^\circ$)[1].

Зубья шестеренных валков обычно выполняют шевронными, с проточкой по середине для выхода червячной фрезы (Рисунок 11, а) или без нее (Рисунок 11, б). Что объясняется следующим:

- шестерни, обычно, работают с довольно высокими окружными скоростями 5-20 м/с и применение прямых зубьев в этом случае не рекомендуется в связи с малой плавностью их хода;
- применение косых зубьев привело бы к усложнению конструкции шестеренной клетки, связанное с необходимостью, в таком случае, устройства для восприятия осевых нагрузок;
- применение шевронных зубьев с дорожкой в середине (для выхода червячной фрезы при нарезании зубьев) нежелательно, потому что

дорожка уменьшает полезную ширину шестерни, а также уменьшает и величину передаваемого крутящего момента. Однако шестерни с дорожкой проще и дешевле в изготовлении.

Нарезку шевронных зубьев осуществляют косозубыми долбяками или пальцевыми фрезами. Обработку зубьев проводят по второму или третьему классу точности. Угол наклона шевронных зубьев принимают равным $\beta=30^\circ$; профильный угол эвольвенты в торцовом сечении $\alpha=20^\circ$.

В шестеренных клетях передаточное число зубчатого зацепления равно единице ($i = 1$), поэтому диаметр начальной окружности шестерни d_0 равен межосевому расстоянию шестерен шестеренной клетки ($A_{ш}$).

Число зубьев шестеренного вала принимают равным : $z = 18 \div 29$. Причем превышение этого предела недопустимо, потому как оно влечет за собой уменьшение модуля, т.е. уменьшение прочности зубьев на изгиб. Обычно зубья шестеренных валков подвергают закалке.

Поскольку шестерни одного диаметра предназначены для передачи разных усилий и крутящих моментов (в зависимости от назначения прокатного стана), их изготавливают разной ширины.

По ширине шестерни шестеренной клетки делят на три типа по отношению ширины шестерни ($B_{ш}$) к межосевому расстоянию шестерен ($A_{ш}$):

узкие при отношении $\frac{B_{ш}}{A_{ш}} = 1,2$ (3.1);

средние $\frac{B_{ш}}{A_{ш}} = 1,6 \div 2,0$ (3.2);

широкие $\frac{B_{ш}}{A_{ш}} = 2,5$ (3.3).

Применение более широких шестерен (при отношении $\frac{B_{ш}}{A_{ш}} > 2,5$) нежелательно, потому как при этом увеличивается прогиб шестеренных валков и ухудшаются условия передачи нагрузки зубьями.

Обычно шестеренные валки изготавливают из сталей 45, 40ХН, 60Х2МФ с поверхностной закалкой до твердости 450-570 НВ. Механические свойства заготовок из этой стали 40ХН (после нормализации) следующие: предел прочности $\sigma_B = 600 \div 800$ МПа, предел текучести $\sigma_{\delta} = 320$ МПа, относительное удлинение $\delta \geq 15\%$, ударная вязкость $\alpha_K = 45 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{см}^2$, твердость 170-195 НВ, предел усталости $\sigma = 280$ МПа [2].

Изготовление валков с проточкой по середине позволяет уменьшить стоимость изготовления валков, но помимо этого уменьшается и рабочая поверхность зубьев, что приводит к уменьшению модуля. Применение шевронных зубьев в шестеренных клетях обеспечивает плавность хода шестерен и исключает возникновение осевых нагрузок в клетях.

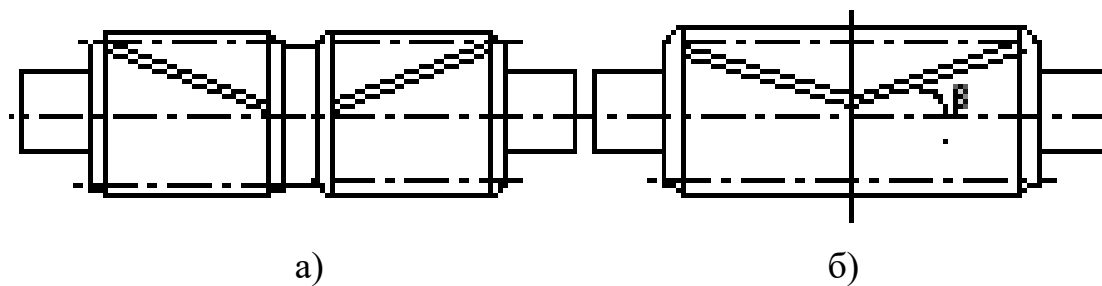


Рисунок 11 – Виды шестерённых валков

В современном производстве используют, как правило, два вида смазки: 1) жидкую, или смазку минеральными маслами, и 2) густую, или смазку консистентными смазочными материалами.

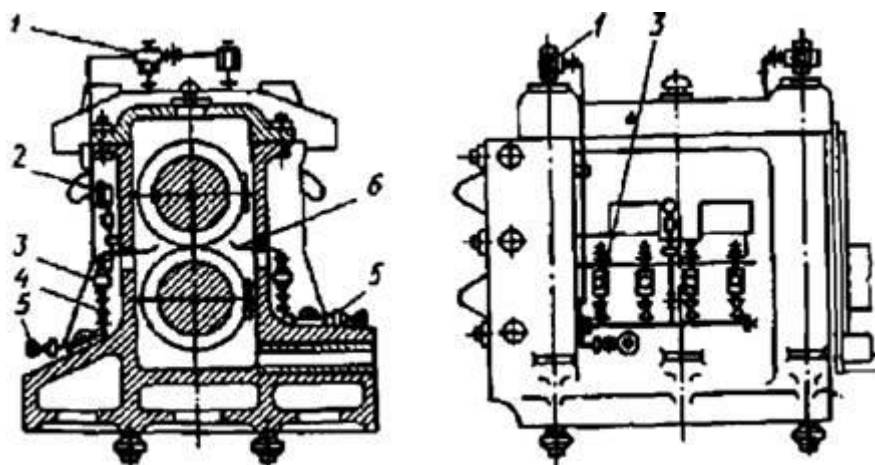
Жидкая смазка выполняет сразу 3 функции: уменьшает трение, охлаждает поверхности и защищает их от коррозии. Густая применяется в основном с целью

уменьшения трения, а также для защиты поверхностей от коррозии и попадания на них посторонних материалов (грязи, воды, окалины).

На Рисунке 12 показана разводка жидкой смазки по шестеренной клетке стана холодной прокатки полос, предназначенная для подачи масла на трущиеся пары клетки — подшипники и зубчатое зацепление с целью их смазки и охлаждения. Нормальная температура подаваемого масла 35-40°C. Количество подаваемого масла регулируется вентилями из расчета поддержания температуры масла в подшипниках не выше 65°C и температуры зубчатых зацеплений не выше 75°C. Нормальная температура масла, сливаемого из картера шестеренной клетки, 40-45 «С.

Масло поступает из циркулярной системы по трубе и проточному визуаль- ному указателю течения 3 и через сопло струей под напором подается в зубчатое зацепление. В шестеренной клетке для реверсивного стана сопла поставлены с обеих сторон. Для шестеренной клетки непрерывного или дрессировочного станов достаточно установки сопла с одной стороны, во входной контакт зацепления. На подшипники масло подается через визуальный струйный указатель течения 1.

Вентиль служит для регулировки подачи масла к соплу; манометр показы- вает давление масла. Вместо сопел внутри корпуса перед зубчатым зацеплением может быть установлен трубчатый коллектор с отверстиями диаметром 4-6 мм. Отработанное масло сливается в картер и по трубе обратного слива направляется в масляный подвал.



| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

21

Рисунок 12 – Схема разводки жидкой смазки по шестеренной клетке:
К 3 — струйные указатели течения смазки; 2 — манометр; 4 — вентиль; 5 —
вентили на трубе подачи смазки; 6 — сопла

Поскольку данная шестеренная клетка обладает рядом конструктивных недостатков, предлагаю ее замену на новую. Разработать шестеренную клетку со сварным корпусом, что уменьшит вес и усилия действующие на раму. Обеспечить в новой шестеренной клетке хорошие условия смазки подшипниковых узлов и зубчатого зацепления. Предусмотреть смотровые окна для наблюдения за состоянием шестеренных валков и их работой, что поможет студентам в большей степени понять суть работы данного механизма.

Шестеренная клетка (Рисунок 13), которая содержит станину, ведущую и ведомую вал-шестерни, отличается тем, что станина выполнена с корпусом, в нижней части корпуса сделаны отверстия для подшипников ведущей вал-шестерни, в самом корпусе установлены нижняя и верхняя кулисы, которые состоят из двух пластин, соединенных друг с другом шарнирно[3].

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 22 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |

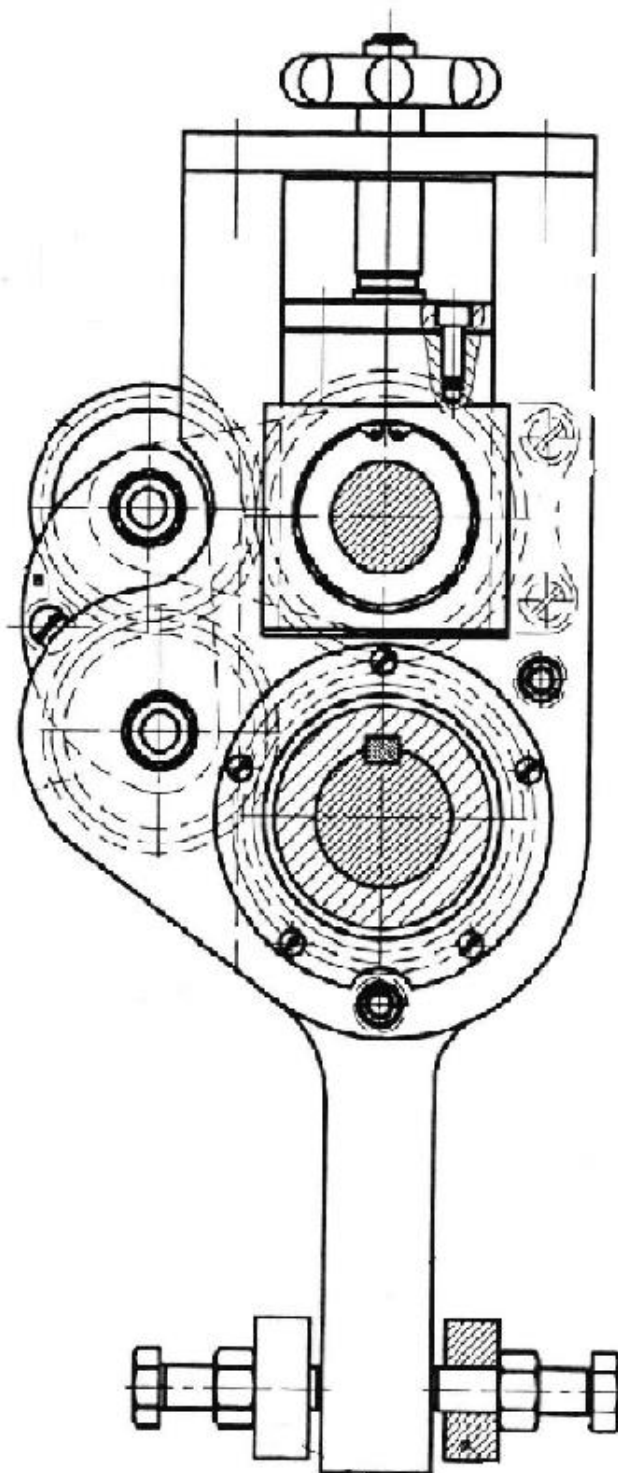


Рисунок 13 – Шестеренная клетка с корпусом выполненным со станиной

На рисунке 14 изображена шестеренная клетка прокатного стана продольной прокатки, с ведущим и ведомым шестеренными валками, которые

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

23

расположены в защитном кожухе, а также механизм угловой настройки валков, т.е. провод перемещения ведомого валка[4].

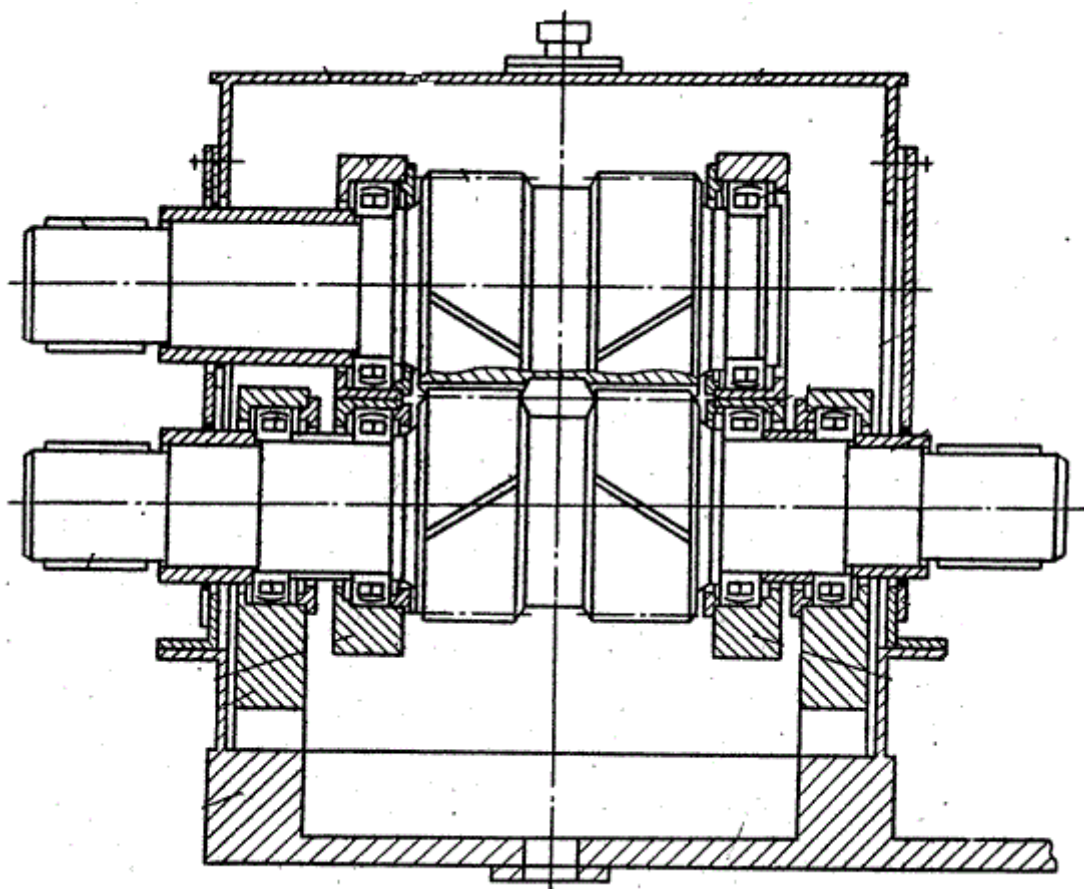


Рисунок 14 – Шестеренная клеть прокатного стана продольной прокатки

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

24

3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ

Шестерённые клетки устанавливаются почти во всех прокатных станах, включая станы с индивидуальным приводом валков, непосредственно от двух двигателей (большие блюминги, слябинги и в некоторых случаях толстолистовые четырехвалковые станы).

В большинстве шестеренных клеток приводной, от двигателя, является нижняя шестерня.

Учитывая, что диаметр прокатных валков при эксплуатации станов не является величиной постоянной (т.к. валки по мере износа перетачивают или перешлифовывают), за основной параметр сортовых прокатных станов принимают не диаметр рабочих валков, а диаметр начальной окружности шестеренных валков шестеренных клеток. Благодаря этому можно уменьшить количество типоразмеров шестеренных клеток и применять клетки с одинаковым диаметром шестерен для различных прокатных станов. Кроме того уменьшается число типоразмеров дорогостоящего инструмента (долбяков и пальцевых фрез) необходимого для нарезания зубьев шестерен.

Диаметр начальной окружности шестерен шестеренной клетки зависит от диаметра рабочих валков стана и величины наибольшего расстояния между ними при прокатке. Так как высота верхнего валка при работе стана изменяется, то диаметр шестерен нужно выбирать, исходя из условия, что угол наклона верхнего шпинделя не должен превышать допустимой величины ($8-10^\circ$).

Проведем геометрический расчет, для улучшения условий работы шпинделей, межосевого расстояния шестеренных валков. Поскольку передаточное число шестеренной клетки равно единице $i = 1$, следовательно межосевое расстояние шестеренных валков равно диаметру начальных окружностей этих самых валков.

| | | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | | 25 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | | | |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Геометрическое положение валков рабочей клетки при высшем и нижнем положении верхнего рабочего валка, а также межосевые расстояния указаны на Рисунке 15.

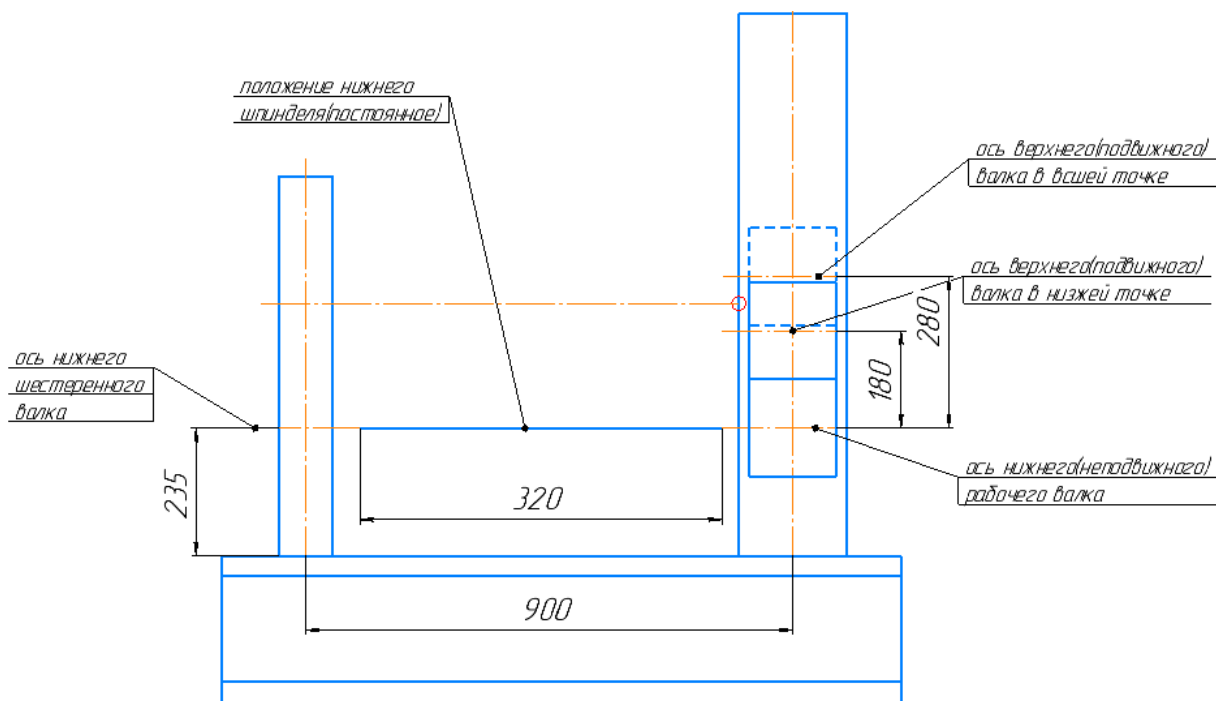


Рисунок 15 - Схематичное изображение положения валков рабочей клетки

Найдем ось верхнего рабочего валка в его среднем положении и примем эту ось за положение оси верхнего шестеренного вала шестеренной клетки (Рисунок 16). Это позволит нам уменьшить углы наклона верхнего шпиндели при работе.

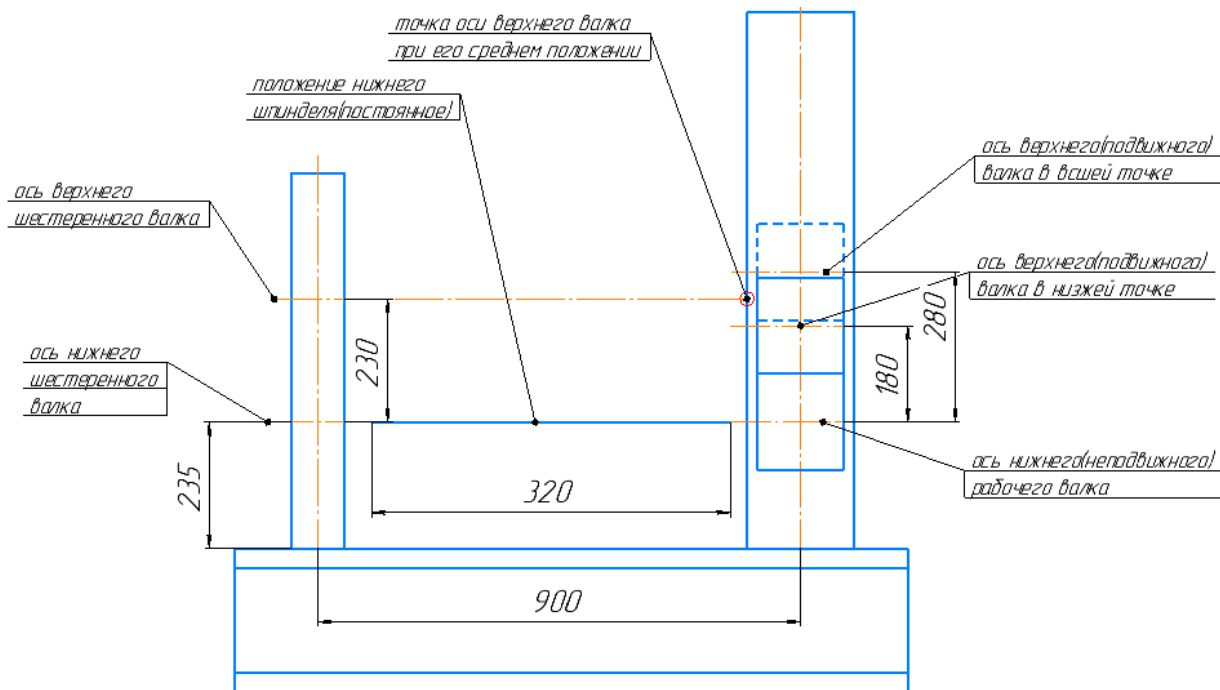


Рисунок 16 - Положение оси верхнего шестеренного вала шестеренной клетки

Рассчитаем арифметически межосевое расстояние шестеренных валков шестеренной клетки:

$$A_{\text{ш}} = \frac{180 + 280}{2} = \frac{460}{2} = 230 \text{ мм.}$$

Следовательно:

$$d_0 = A_{\text{ш}} = 230 \text{ м.}$$

, где d_0 - диаметр начальной окружности шестеренных валков.

Имея стандартные отношения ширины шестерни шестеренной клетки к межосевому расстоянию шестерен (3.1,3.2,3.3), необходимо сделать выбор в пользу одного из типов. Выбираем узкий (3.1) тип ширин шестерен. Следовательно из формулы (3.3) можем выразить и посчитать ширину шестерен шестеренной клетки:

$$B_{\text{ш}} = 1,2 * A_{\text{ш}} = 1,2 * 230 = 276 \text{ мм.}$$

Для простоты и дешевизны изготовления примем ширину шестерен шестеренной клетки равной целому числу:

$$B_{ш} = 276 \text{ мм.}$$

Необходимо вычислить моменты на выходных валах шестеренной клетки. Нам известен номинальный момент двигателя: $M_{ном} = 200 \text{ Нм}$. Зная передаточное число редуктора и число оборотов на его входном валу можем определить число оборотов на выходном валу редуктора:

$$i_{ред} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}} \quad (3.4)$$

, где $i_{ред} = 20$ – передаточное число редуктора; $n_{вх} = 1500 \text{ об/мин}$ – число оборотов на входном валу редуктора. Из формулы (3.4) выражаем:

$$n_{вых} = \frac{n_{вх}}{i_{ред}} = \frac{1500}{20} = 75 \text{ об/мин.}$$

Теперь определяем момент на выходном валу редуктора по формуле:

$$M_{вых.р.} = M_{ном} * i_{ред} \quad (3.5)$$

, где $M_{ном}$ – момент на входном валу редуктора равный номинальному моменту двигателя, $i_{ред}$ – передаточное число редуктора. Подставляем числовые значения в формулу (3.5):

$$M_{вых.р.} = 200 * 20 = 4000 \text{ Нм.}$$

Момент на выходном валу редуктора равен моменту на входном валу шестеренной клетки $M_{вых.р.} = M_{вх.ш.к.} = 4000 \text{ Нм}$. Зная момент на входном валу шестеренной клетки определим моменты на выходных валах клетки по формуле:

$$M_{вых.ш.к.1} = M_{вых.ш.к.2} = \frac{M_{вх.ш.к.}}{2} = \frac{4000}{2} = 2000 \text{ Нм.}$$

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 28 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |

Допустимый угол работы универсальных шпинделей указанный в справочной литературе(целиков) $\alpha \leq 10^\circ$. Проверим выполняется ли это условие после проведенных расчетов, посчитав максимальный угол наклона шпинделя.

Длину проекции шпинделя находим из чертежа главной линии прокатного стана ДУО 180 и принимаем равной 320 мм, максимальное отклонение правого края шпинделя от оси верхнего шестеренного валка составляет 50 мм.

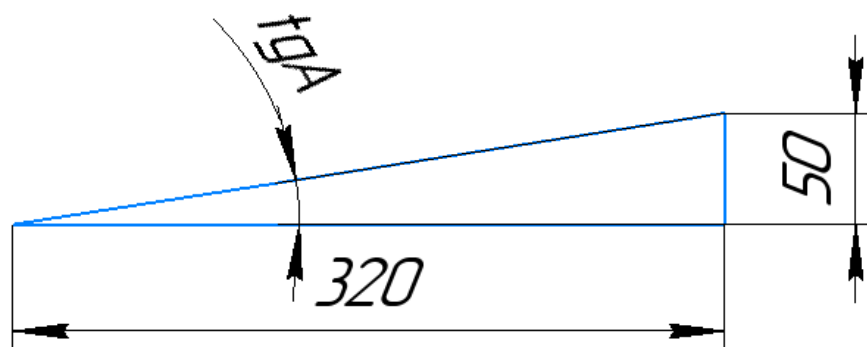


Рисунок 17 - Прямоугольный треугольник с соотношениями сторон равными известным данным

Зная значения катетов данного треугольника можем вычислить tgA , из которого и узнаем угол наклона шпинделя.

$$tgA = \frac{50}{320} = 0,15625$$

Следовательно, из таблицы тангенсов углов:

$$\angle A \approx 9^\circ$$

Сравниваем полученной значение с максимально допустимым $9^\circ < 10^\circ$ [5]. Полученное значение угла попадает в необходимый интервал, работоспособность шпинделей сохраняется, следовательно расчет верный.

Основные характеристики разрабатываемой шестеренной клетки указаны в таблице 2.

Таблица 2 – Основные характеристики шестеренной клетки

| Характеристика | Обозначение | Ед. измер. | Значение |
|---|----------------|-------------|----------|
| Передаточное число | i | | 1 |
| Угол наклона зубьев | β | $^{\circ}$ | 30 |
| Профильный угол эвольвенты в торцовом сечении | α | $^{\circ}$ | 20 |
| Диаметр начальной окружности шестерен | d_0 | мм | 230 |
| Межосевое расстояние шестерен | $A_{ш}$ | мм | 230 |
| Ширина зубчатой части вала | $B_{ш}$ | мм | 276 |
| Момент на входном валу | $M_{вх.ш.к.}$ | Нм | 4000 |
| Момент на выходных концах валов | $M_{вых.ш.к.}$ | Нм | 2000 |
| Число зубьев | z | | 20 |
| Модуль шестеренного вала | m | мм | 10 |
| Число оборотов | n | мин $^{-1}$ | 75 |
| Вес шестеренной клетки | G | кг | 512 |

4. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

После выбора основных параметров шестеренной клетки производим проверочный расчет передачи. Проверяем это по допустимым контактным напряжениям во избежание выкрашивания и по допустимым напряжениям изгиба у основания зубьев шестеренного валка (на статическую прочность).

Расчетная нагрузка это передаваемый зубчатым зацеплением максимальный крутящий момент, который определяют с учетом коэффициента изготовления зацепления, концентрации напряжений и характера нагрузки:

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{зац}} * k \quad (4.1)$$

, где $M_{\text{зац}}$ -максимальный момент, передаваемый зубчатым зацеплением.

Коэффициент k определяют как:

$$k = k_1 * k_2 * k_3, \quad (4.2)$$

, где k_1 -коэффициент ширины шестерен: при $B_{\text{ш}}/d_0 = 1,2$ $k_1 = 1,12$; k_2 – коэффициент концентрации, определяемый по формуле $k_2 = 1 + 0,1 * i$; k_3 – коэффициент качества, для второго класса точности изготовления $k_3 = 1,2$; для третьего класса $k_3 = 1,4$.

Значит, для шестеренных клеток с передаточным числом $i = 1$, изготовленных по второму классу точности при $B_{\text{ш}}/d_0 = 1,2$, расчетный коэффициент по формуле (4.2):

$$k = 1,12 * 1,1 * 1,2 = 1,48.$$

Тогда по формуле (4.1):

$$M_{\text{расч}} = 2000 * 1,48 = 2960 \text{ Нм.}$$

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 31 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |

Поверочной определению контактного напряжения сдвига в поверхностном слое зубьев шестеренного вала (при угле эвольвенты $\alpha=20^\circ$, угле наклона зубьев $\beta\approx 30^\circ$) выполняют по формуле:

$$\sigma_k = \frac{240}{A_{ш}} * \sqrt{\frac{M_{расч}}{B_{ш}} * \frac{(i+1)^3}{i}} \quad (4.3)$$

, где σ_k выражено в МПа, $M_{расч}$ в Н*мм, $A_{ш}$ и $B_{ш}$ в мм.

Напряжение изгиба у основания зубьев шестеренного вала с числом зубьев z и нормальным модулем m_n :

$$\sigma_{ш} = \frac{\varphi * M_{расч}}{y * m_n^2 * z * B_{ш}} \quad (4.4)$$

, где φ -коэффициент концентрации напряжения у основания зубьев при нарезке: долбяком $\varphi=1,5$, червячной фрезой $\varphi=1,6$, пальцевой фрезой $\varphi=1,8$; y -коэффициент формы зубьев шестерни, определяемый в зависимости от приведенного числа зубьев: $z_{прив} = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{z}{0,649} = \frac{20}{0,649} \approx 31$, для $z_{прив} = 28 \div 45$ $y = 0,35 \div 0,42$.

Допустимое напряжение при НВ=200÷350 равны:

$$[\sigma_{ш}] \approx 2 * \sigma_T; [\sigma_{ш}] \approx 0,5 * \sigma_T \quad (4.5).$$

Для указанной выше стали, из которой изготовлены шестеренные валки:

$$\sigma_T = 450 \text{ МПа.}$$

Из условий (4.5) допустимые напряжения будут равны:

$$[\sigma_k] = 2 * 450 = 900 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{ш}] = 0,5 * 450 = 225 \text{ МПа.}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 32 |

Все необходимые данные для расчета зубчатого зацепления по формулам (4.3) и (4.4) известны. Тогда по формуле (4.3):

$$\sigma_k = \frac{240}{230} * \sqrt{\frac{2960000 * (1 + 1)^3}{276 * 1}} = 1,04 * 292,91 \approx 305 \text{ МПа}$$

$$\sigma_k \approx 305 \text{ МПа} \leq [\sigma_k] = 900 \text{ МПа} \text{ (4.6).}$$

Условие неравенства (4.6) выполняется.

Для формулы (4.4) принимаем: $m_n = 10$ мм , по ГОСТ 13755-2015; $z=20$ из условия, что число зубьев для шестеренных валков принимают $z=18 \div 29$; $\varphi=1,8$ поскольку обработку зубьев проведем пальцевой фрезой; $y = 0,35$.

Значит по формуле (4.4) напряжение изгиба у основания зубьев равно:

$$\sigma_{ш} = \frac{1,8 * 2960000}{0,35 * 10^2 * 20 * 276} = \frac{5328000}{193200} \approx 28 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ш} \approx 28 \text{ МПа} \leq [\sigma_{ш}] = 225 \text{ МПа} \text{ (4.7).}$$

Условия неравенства (4.7) выполняется.

Поскольку условия (4.6) и (4.7) выполняются делаем вывод, что зубчатое зацепление работоспособно.

5. РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННОГО ВАЛКА НА ПРОЧНОСТЬ

Шестеренные валки шестеренных клеток передают большие крутящие моменты.

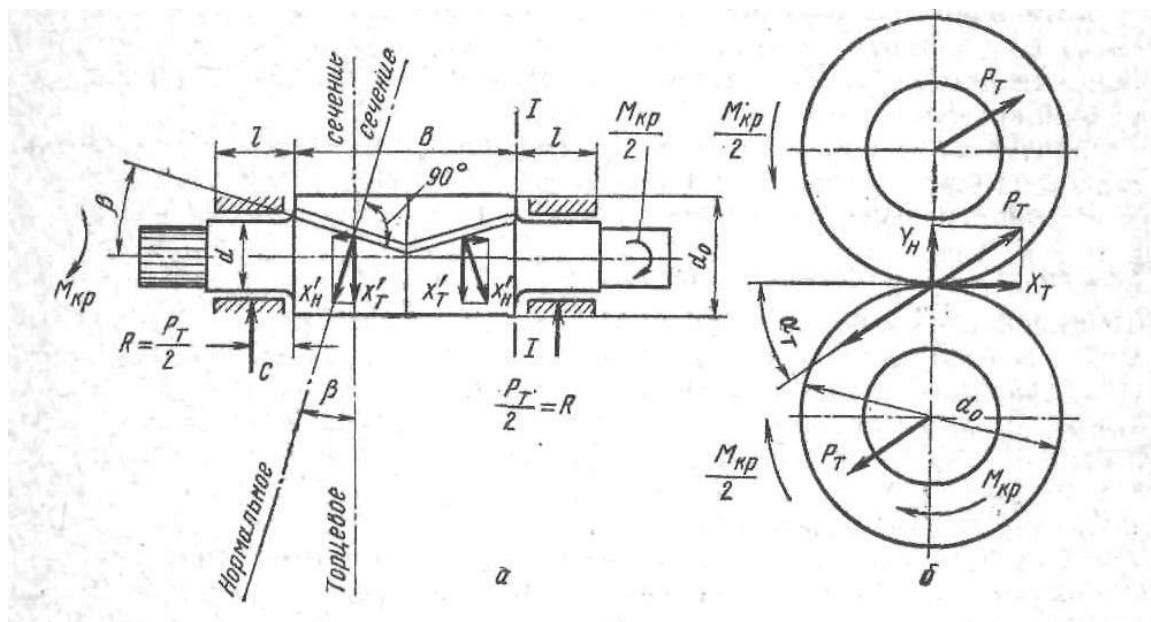


Рисунок 18-К расчету шестеренного валка:

а-силы в шевронном зубчатом зацеплении; б-силы в торцевом сечении

Усилие, передаваемое зубьями шестеренного валка рассчитываем по формуле:

$$p_T = \frac{x_T}{\cos \alpha_T} \quad (5.1)$$

,где x_T -максимальное окружное усилие; α_T -угол в торцевом сечении.

Максимальное окружное усилие:

$$x_T = \frac{2 * M_{\text{зац}}}{d_0} \quad (5.2)$$

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|------|------|----------|---------|------|

,где $M_{зац}$ -максимальный передаваемый момент; d_0 -диаметр начальных окружностей шестеренных валков.

Угол в торцевом сечении рассчитаем через tg:

$$tg \alpha_T = \frac{tg \alpha}{\cos \beta} \quad (5.3).$$

Усилие, передаваемое зубьями шестеренных валков, направленное под углом α_T , изгибает шейки шестеренного валка и воспринимается подшипниками. При этом, на каждую шейку будет действовать усилие равное:

$$R = \frac{p_T}{2} \quad (5.4).$$

Максимальное напряжение изгиба будет в сечении I-I, между шейкой и зубчатой частью шестеренного валка. Оно равно:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{0,1 * d_{ш}^3} \quad (5.5)$$

, где $M_{из}$ -изгибающий момент в сечении I-I; $d_{ш}$ -диаметр шейки шестеренного валка.

Диаметр шейки шестеренного валка определяют из соотношения:

$$d_{ш} = (0,5 \div 0,6) * d_0 \quad (5.6).$$

Изгибающий момент в сечении I-I, рассчитаем как произведение силы R, на расстояние от оси шейки до этого сечения:

$$M_{из} = \frac{R * l_{ш}}{2} \quad (5.7)$$

, где $l_{ш}$ -длина шейки шестеренного валка.

Длину шейки шестеренного валка определим из соотношения:

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 35 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | | |

$$l_{\text{ш}} = (0,55 \div 0,65) * d_0 \text{ (5.8).}$$

Рассчитаем диаметр и длину шейки шестеренного валка по формулам (5.6) и (5.8):

$$d_{\text{ш}} = 0,52 * 230 = 120 \text{ мм}$$

$$l_{\text{ш}} = 0,55 * 230 = 127 \text{ мм.}$$

Для определения усилия, передаваемого зубьями шестеренного валка необходимо знать максимальное окружное усилие и угол в торцевом сечении. Рассчитаем эти данные по формулам (5.2) и (5.3):

$$x_{\text{T}} = \frac{2 * 2000000}{230} = \frac{4000000}{230} = 17391 \text{ Н}$$

$$\text{tg } \alpha_{\text{T}} = \frac{\text{tg } 20^\circ}{\text{tg } 30^\circ} = \frac{0,36}{0,87} \approx 0,421.$$

Значит угол $\alpha_{\text{T}} = 23^\circ$.

Зная x_{T} и α_{T} определим усилие p_{T} по формуле (5.1):

$$p_{\text{T}} = \frac{17391}{\cos 23^\circ} = \frac{17391}{0,921} = 18883 \text{ Н.}$$

Тогда усилие, действующее на каждую шейка шестеренного валка, по формуле (5.4) будет равно:

$$R = \frac{18883}{2} = 9442 \text{ Н.}$$

Зная $l_{\text{ш}}$ и R , рассчитаем изгибающий момент в сечении I-I по формуле (5.7):

$$M_{\text{из}} = \frac{9442 * 127}{2} = 599542 \text{ Нмм.}$$

Эпюры моментов для шестеренного вала будут выглядеть так, как указано на Рисунке 19:

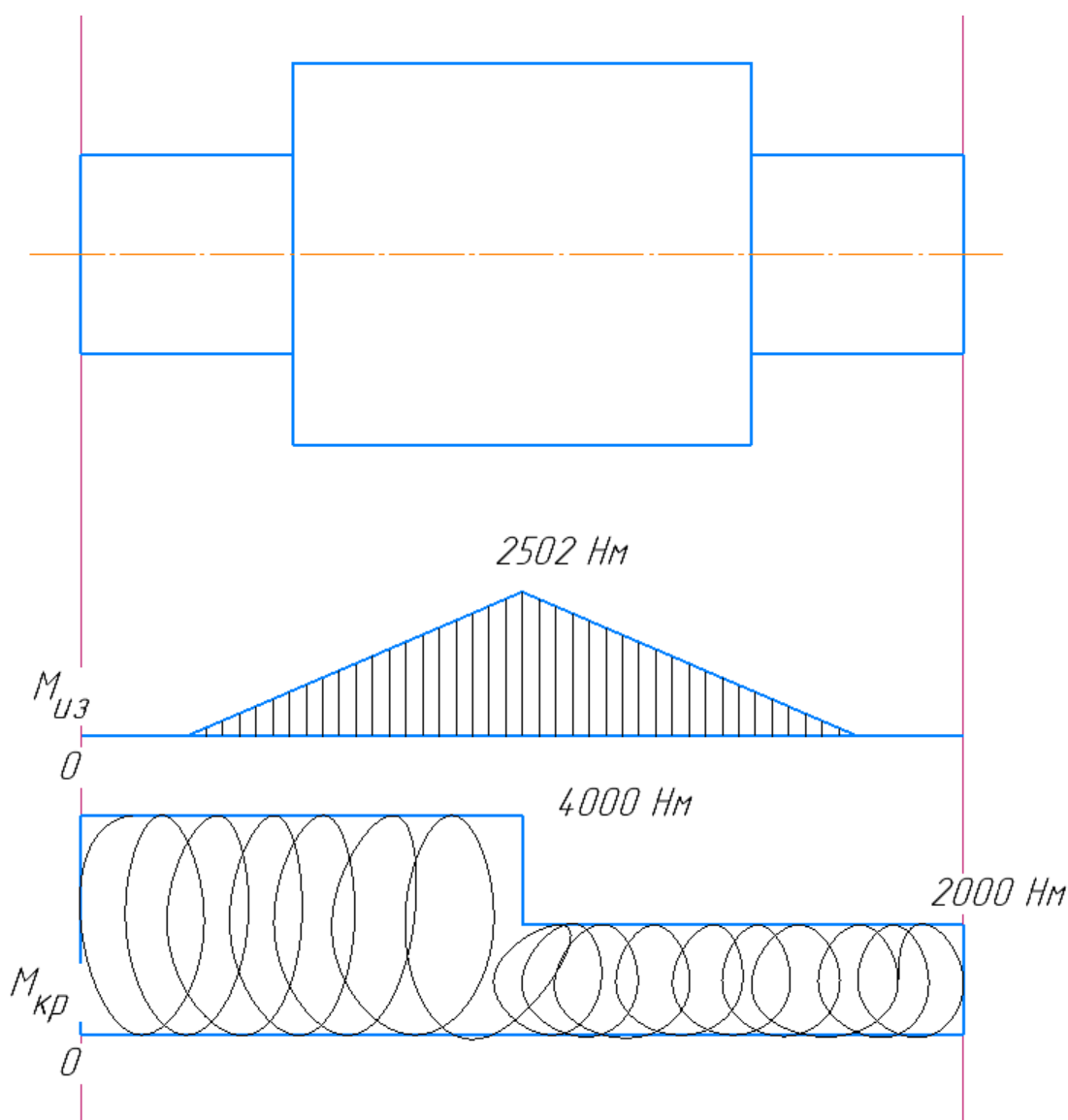


Рисунок 19-Эпюры моментов шестеренного вала

Значит, максимальное напряжение изгиба в сечении I-I по формуле (5.5) равно:

$$\sigma = \frac{599542}{0,1 * 120^3} = \frac{599542}{172800} = 3,5 \text{ МПа.}$$

Также в шейках шестеренных валков возникают напряжения кручения. Это напряжение определяется по формуле:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2 * d_{ш}^3} \quad (5.9)$$

, где $M_{кр} = 2 * M_{зац}$ - максимальный крутящий момент передаваемый шейкой.

$$M_{кр} = 2 * 2000000 = 4000000 \text{ Нмм.}$$

Результирующее напряжение в шейке шестеренного валка, от действия изгибающего и крутящего моментов, равно:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (5.10).$$

Для шестеренного валка изготовленного из стали 40Х, допускаемое напряжение для шеек равно:

$$[\sigma] \approx 130 \div 150 \text{ МПа.}$$

Для того, чтобы расчет валка на прочность оказался правильным, необходимо выполнение следующего условия:

$$\sigma_{рез} \leq [\sigma] \quad (5.11).$$

По формуле (5.9) посчитаем напряжение кручения:

$$\tau = \frac{4000000}{0,2 * 120^3} = \frac{4000000}{345600} = 12 \text{ МПа.}$$

Найдем результирующее напряжение по формуле (5.10):

$$\sigma_{рез} = \sqrt{3,5^2 + 3 * 12^2} = \sqrt{12,25 + 432} = 21,1 \text{ МПа.}$$

Проверим выполнение условия (5.11):

| | | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | | 38 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | | | |

$$\sigma_{\text{рез}} = 21,1 \text{ МПа} \leq [\sigma] \approx 130 \div 150 \text{ МПа.}$$

Условие (5.11) выполняется, следовательно шестеренный валок выдержит необходимые нагрузки.

6. РАСЧЕТ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ НА ОПРОКИДЫВАНИЕ

В шестеренных клетях приводным зачастую является нижний шестеренный валок и в редких случаях верхний. Шейка приводной шестерни получает от редуктора крутящий момент, равный $M_{\text{кр}}$ и передает его на шестерни, те в свою очередь на шпиндели, а последнии двум валкам ($M_{\text{пр}}$).[1]

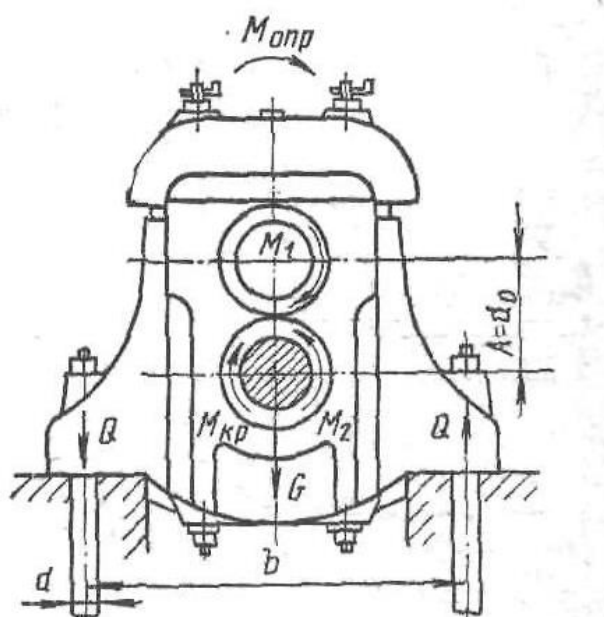


Рисунок 20-К расчету шестеренной клетки на опрокидывание

Тогда, на шестеренную клеть действуют моменты: $M_{\text{кр}} = M_{\text{пр}}$ -со стороны редуктора(приложен к нижнему валку и имеет положительное значение); $M_1 = M_2$ -реактивные крутящие моменты со стороны валков(один положительный, другой отрицательный).

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
| | | | | |

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

39

В этом случае, опрокидывающий момент будет равен алгебраической сумме указанных выше моментов (с учетом их знаков):

$$M_{\text{опр}} = M_{\text{кр}} + M_1 - M_2 \quad (6.1).$$

Если $M_{\text{кр}}$, получаемый шестеренной клетью со стороны редуктора, распределяется пополам между верхним и нижним шестеренными валками, как при простом процессе прокатки, то $M_1 = M_2$ и:

$$M_{\text{опр}} = M_{\text{кр}} = M_{\text{пр}} \quad (6.2).$$

Допустим, сломался верхний шпиндель, тогда $M_1 = 0$ и весь момент будет не делиться между двумя шестеренными валками, а передаваться только на нижний, т.е. $M_2 = M_{\text{кр}}$. Тогда по формуле (6.1):

$$M_{\text{опр}} = 0.$$

Если же ломается нижний шпиндель, то: $M_2 = 0$; $M_1 = M_{\text{пр}}$. Значит опрокидывающий момент по формуле (6.1):

$$M_{\text{опр}} = 2 * M_{\text{пр}} \quad (6.3).$$

Момент, который опрокидывает шестеренную клеть, стремится оторвать ее от рамы, значит растягивает болты.

Усилие, действующее на один болт, равно:

$$Q = \frac{1}{n} * \left(\frac{M_{\text{опр}}}{b} - \frac{G}{2} \right) \quad (6.4)$$

, где n-число болтов с одной стороны шестеренной клетки; b-расстояние между болтами с разных сторон шестеренной клетки; G-вес шестеренной клетки.

Из пункта 5 данной работы мы знаем числовое значение $M_{\text{кр}}$, следовательно по формуле (6.3) можем посчитать опрокидывающий момент:

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 40 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | | |

$$M_{\text{опр}} = 2 * 4000000 = 8000000 \text{ Нмм.}$$

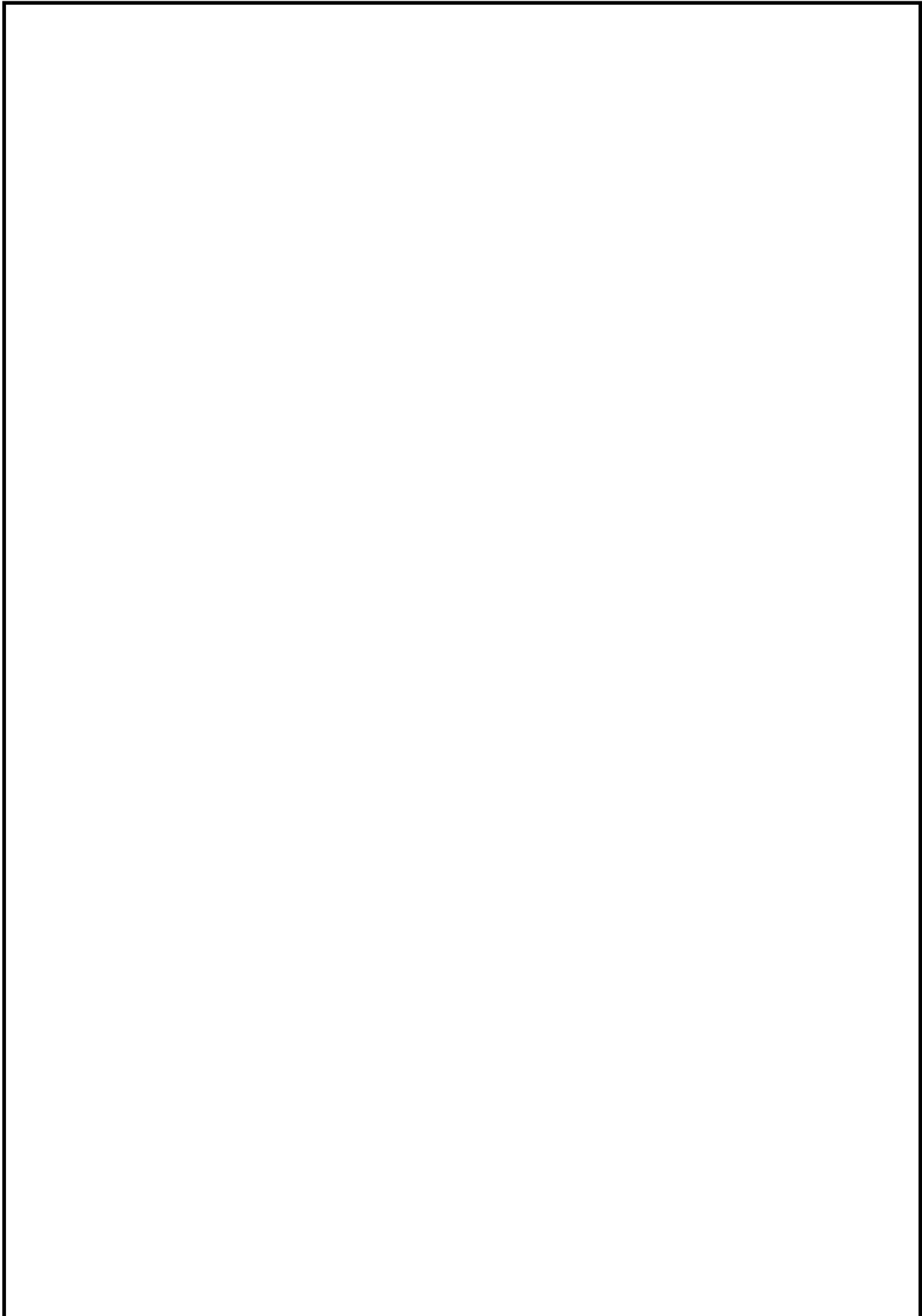
Принимаем: $n=2$, $b=520$ мм, $G \approx 512$ кг ≈ 5020 Н. Тогда по формуле (6.4):

$$Q = \frac{1}{2} * \left(\frac{8000000}{520} - \frac{5020}{2} \right) = 0,5 * (15385 - 2510) = 6437,5 \text{ Н.}$$

Напряжение в болте при $d=20$ мм, будет равно:

$$\sigma_p = \frac{2 * Q}{\pi * d^2} = \frac{2 * 6437,5}{3,14 * 20^2} = \frac{12875}{1256} = 10,25 \text{ Н/мм}^2 = 10,25 \text{ МПа.}$$

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 41 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |



| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---------------------------------|-------------|
| | | | | | <i>150301.2018.127.00.00 ПЗ</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | 42 |

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Выбираем подшипник качения радиально-упорный роликовый с коническими роликами двухрядный 2097724 ГОСТ 6364-78. Геометрические данные этого подшипника указаны в таблице 3[6].

Таблица 3-Параметры подшипника

| Параметр | Обозначение | Ед. измер. | Величина |
|--|----------------|------------|----------|
| Внутренний диаметр | d | мм | 120 |
| Внешний диаметр | D | мм | 200 |
| Ширина подшипника | T | мм | 110 |
| Базовая динамическая грузоподъемность | C | H | 470000 |
| Базовая динамическая грузоподъемность (осевая) | C ₀ | H | 515000 |

Эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник рассчитываем по формуле:

$$P_r = (V * X * F_r + Y + F_a) * K_B * K_T \quad (7.1)$$

, где F_r -радиальная нагрузка; F_a -осевая нагрузка; X,Y-коэффициенты, учитывающие нагрузки; K_B -коэффициент безопасности; K_T -температурный коэффициент; V-коэффициент вращения.

По данным справочника[7] K_B , K_T , V, X, Y принимаем равными 1,3; 1; 1; 1; 0 соответственно.

Радиальную нагрузку рассчитываем по формуле:

$$F_r = F_t * tg\alpha \quad (7.2).$$

Осевая нагрузка будет равна:

$$F_a = F_t * \operatorname{tg} \beta \quad (7.3).$$

Нагрузку F_t находим по формуле:

$$F_t = \frac{2 * T}{m * z} \quad (7.4)$$

, где T -крутящий момент на валу; m -модуль шестерни; z -количество зубьев.

Крутящий момент на валу определим из отношения:

$$T = 9550 * \frac{P}{n} \quad (7.5)$$

, где P - мощность на валу; n - частота вращения вала.

Чтобы найти мощность на валу шестеренной клетки необходимо:

$$P_{\text{дв}} = 32000 \text{ Вт} = P_{1 \text{ ред}}$$

, где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя; $P_{1 \text{ ред}}$ – мощность на входном валу редуктора.

Тогда:

$$P_{2 \text{ ред}} = P_{1 \text{ ред}} * \eta_{\text{ц.п.}}$$

, где $\eta_{\text{ц.п.}} = 0,97$ - КПД цилиндрической передачи. И:

$$P_{2 \text{ ред}} = P_{\text{ш.к.}} = 32000 * 0,97 = 31040 \text{ Вт.}$$

Число оборотов на валу шестеренной клетки будет равно:

$$n_{\text{ш.к.}} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{ред}}} = \frac{1500}{20} = 75 \text{ мин}^{-1}.$$

По формуле (7.5):

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 44 |

$$T = 9550 * \frac{31040}{75} = 3952,4 \text{ Нм.}$$

Зная крутящий момент по формуле (7.4) определим:

$$F_t = \frac{2 * 3952,4}{10 * 20 * 10^{-3}} = \frac{7904800}{200} = 39524 \text{ Н.}$$

Тогда по формулам (7.2) и (7.3):

$$F_r = 39524 * \operatorname{tg}20^\circ = 39524 * 0,36 = 14228,6 \text{ Н}$$

$$F_a = 39524 * \operatorname{tg}30^\circ = 39524 * 0,58 = 22923,9 \text{ Н.}$$

Эквивалентную динамическую нагрузки считаем по формуле (7.1):

$$P_r = (1 * 1 * 14228,6 + 0 + 22923,9) * 1 * 1,3 = 48298,25 \text{ Н.}$$

Принимаем ресурс работоспособности подшипника $L_h = 10000 \text{ ч.}$ [7]

Расчетный ресурс подшипника определим по формуле:

$$L_{\text{расч}} = a_1 * a_{23} * \left(\frac{C_o}{P_r}\right)^k * \frac{10^6}{60 * n} \quad (7.6)$$

, где a_1 -коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности; a_{23} -коэффициент, который характеризует влияние на ресурс особых свойств подшипника и условий эксплуатации; C_o -базовая динамическая грузоподъемность; n -число оборотов; k -показатель степени для роликовых подшипников.

Принимаем:

$$C_o = 515000 \text{ Н}$$

$$a_1 = 1 \text{ – при надежности } 90\%$$

$$a_{23} = 0,6$$

$$k = 3,3 [7].$$

Тогда по формуле (7.6):

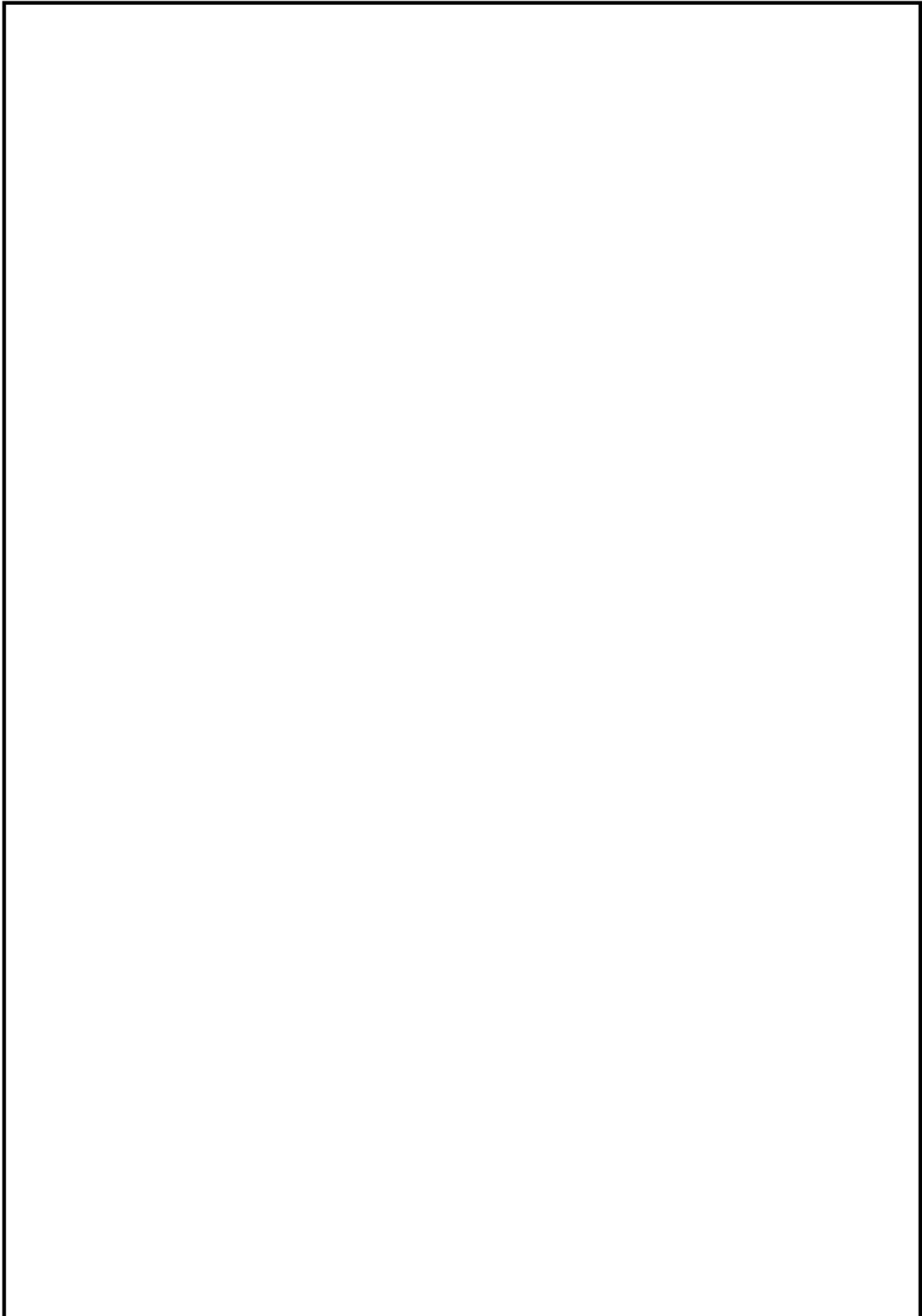
$$L_{\text{расч}} = 1 * 0,6 * \left(\frac{515000}{48298,25}\right)^{3,3} * \frac{10^6}{60 * 75} = 0,6 * 2463,8 * 222,2 = 328473 \text{ ч.}$$

Сравниваем полученные L_h и $L_{\text{расч}}$:

$$L_{\text{расч}} = 328473 \text{ ч} > L_h = 10000 \text{ ч.}$$

Полученный ресурс удовлетворяет требованиям, подшипник работоспособен.

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 46 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |



| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---------------------------------|-------------|
| | | | | | <i>150301.2018.127.00.00 ПЗ</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | <i>47</i> |

8. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет шпоночного соединения на прочность проводится по напряжениям смятия:

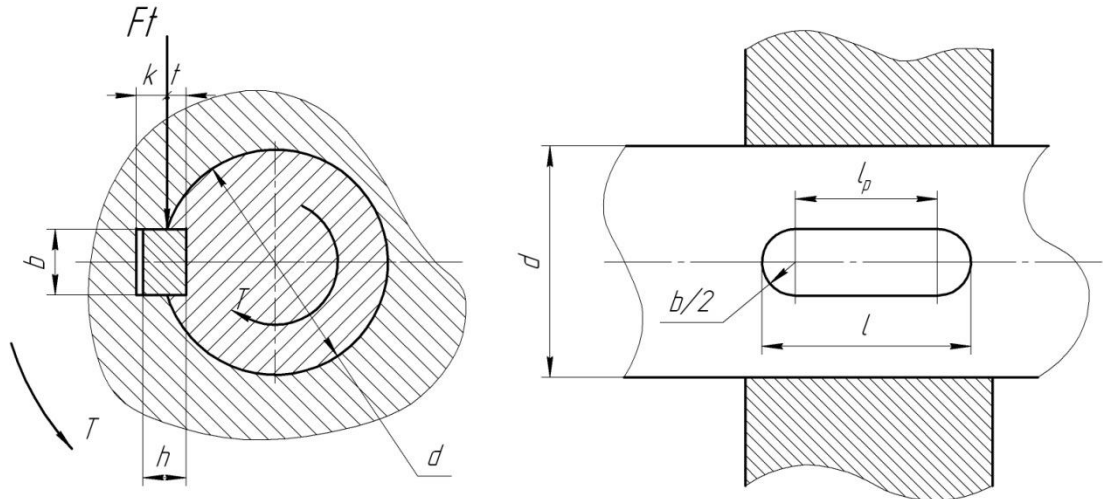


Рисунок 21 – Расчетная схема шпоночного соединения

Условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t)} \leq [\sigma_{см}] \quad (8.1)$$

, где d-диаметр вала; T-крутящий момент на валу; l_p -рабочая длина шпонки; h-высота шпонки; t-глубина шпоночного паза.

$[\sigma_{см}] = 150$ (МПа) – допускаемые напряжения на смятие.[7]

Посчитаем шпонку на входном конце вала шестеренной клетки.

Параметры шпонки 20x18x90 ГОСТ 10748-79 указаны в таблице 4.

Таблица 4-Параметры шпонки

| Параметр | Обозначение | Ед. измер. | Величина |
|----------|-------------|------------|----------|
| Высота | h | мм | 18 |
| Ширина | b | мм | 20 |
| Длина | l | мм | 90 |

| | | | | |
|------|------|----------|---------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата |
|------|------|----------|---------|------|

150301.2018.127.00.00 ПЗ

Лист

48

| | | | |
|-------------------------|-------|----|----|
| Рабочая длина | l_p | мм | 70 |
| Глубина шпоночного паза | t | мм | 7 |
| Опорный диаметр вала | d | мм | 75 |

По формуле (8.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2000 * 3952,4}{75 * 70 * (18 - 7)} = 136,9 \text{ МПа.}$$

Проверим условие:

$$\sigma_{см} = 136,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа.}$$

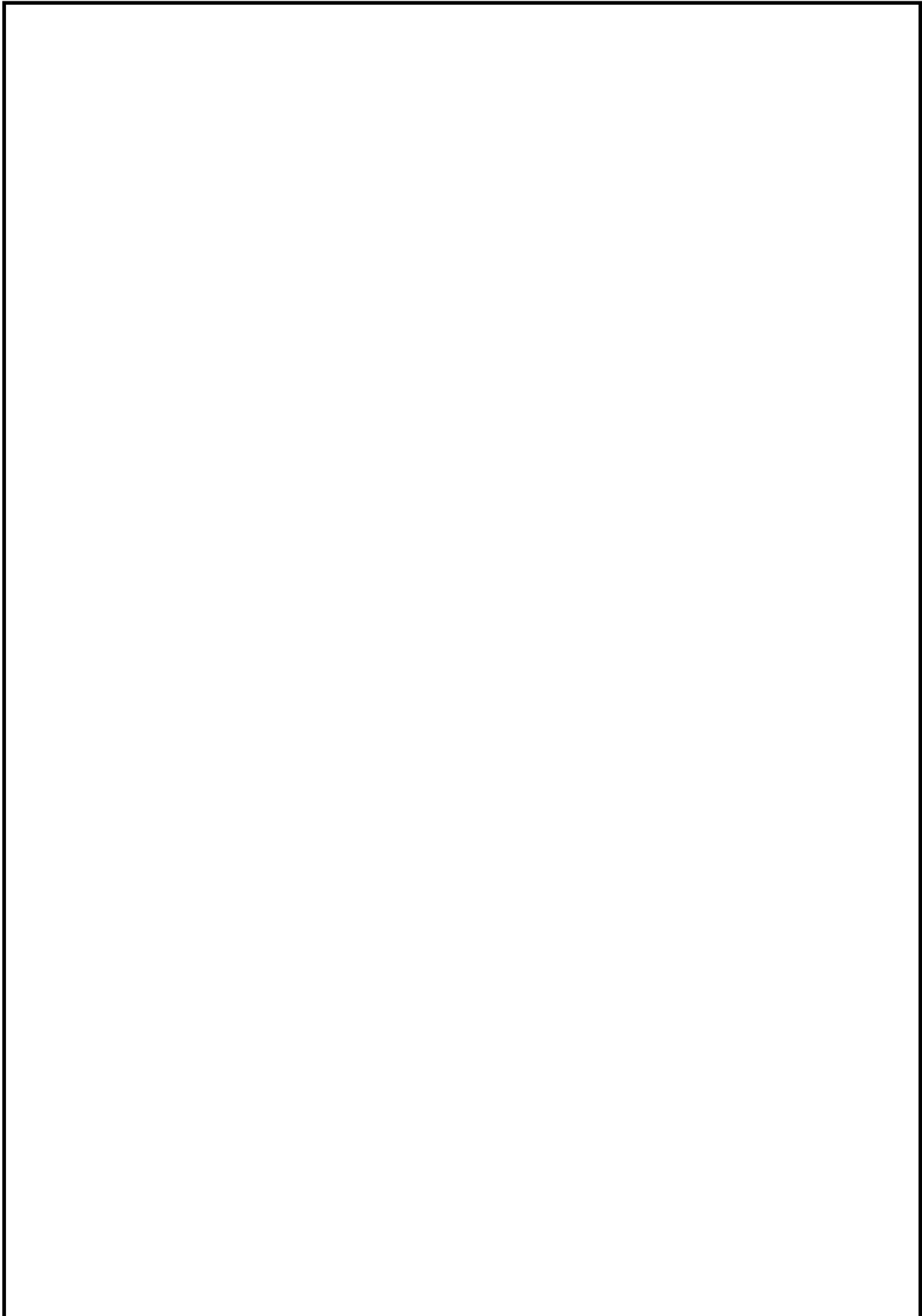
Условие выполняется, запас прочности обеспечен.

Посчитаем шпонку на выходном конце вала шестеренной клетки.

Параметры шпонки 25x22x70 ГОСТ 10748-79 указаны в таблице 5.

Таблица 5-Параметры шпонки

| Параметр | Обозначение | Ед. измер. | Величина |
|-------------------------|-------------|------------|----------|
| Высота | h | мм | 22 |
| Ширина | b | мм | 25 |
| Длина | l | мм | 70 |
| Рабочая длина | l_p | мм | 50 |
| Глубина шпоночного паза | t | мм | 8 |
| Опорный диаметр вала | d | мм | 90 |



| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|---------------------------------|-------------|
| | | | | | <i>150301.2018.127.00.00 ПЗ</i> | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | <i>50</i> |

По формуле (8.1):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 * 3952,4}{90 * 50 * (22 - 8)} = 125,5 \text{ МПа.}$$

Проверим условие:

$$\sigma_{\text{см}} = 125,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется, запас прочности обеспечен.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 51 |

9. РАСЧЕТ ШПИЛЬКИ НА РАСТЯЖЕНИЕ, РЕЗЬБЫ НА СРЕЗ

Расчет шпильки на растяжение проводят по формуле:

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{\frac{R_a}{2} + \frac{R_b}{2}}{\pi * r^2} \quad (9.1)$$

, где R_a -усилие реакции опоры, R_b -усилие реакции опоры.

В данном случае $R_a = R_b = R = 9442 \text{ Н}$.

Для легированной стали, из которой изготовлена шпилька, по ГОСТ 175.4-87 предельно допустимое растяжение равно:

$$[\sigma_p] = 120 \text{ Н * мм}^2.$$

По формуле (9.1):

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{\frac{9442}{2} + \frac{9442}{2}}{3,14 * 10^2} = \frac{9442}{314} = 30,1 \text{ Н * мм}^2.$$

Расчет резьбы на срез проводят по формуле:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{R}{\pi * d * k * H} \quad (10.1)$$

, где R -усилие, действующее на резьбу, d -диаметр резьбы, k -коэффициент точности изготовления, H -высота гайки.

Для данной резьбы предельное усилие на срез равно:

$$[\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{ Н}.$$

Тогда по формуле (10.1):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{9442}{3,14 * 20 * 0,8 * 10} = \frac{9442}{502,4} = 18,8 \text{ Н * мм}^2.$$

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 52 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |

10. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ

Шестеренная клеть 15.03.01.2018.127.01.00 СБ состоит из сварного корпуса 15.03.01.2018.127.02.00 СБ и узла шестеренных валков с шевронным зубом. Сварной корпус состоит из трех частей, соединяемых друг с другом с помощью болтовых и шпилечных соединений (24,25,26,27,28,29).

Шестеренные валки (4,5) устанавливаются в корпус посредством подшипников конических радиально-упорных (17). Осевая фиксация подшипников осуществляется посредством гайки со стопорным кольцом (19,20), под которые на валках нарезана резьба.

Для улучшения работоспособности, а также для уменьшения износа корпуса подшипники устанавливаются во втулки(13).

Подшипниковые узлы снаружи закрываются крышками (6,7,8), которые крепятся к корпусу при помощи болтов (21,22). В крышках установлены манжеты (18), которые защищают подшипниковые узлы от грязи, а сам корпус от вытекания масла.

Поскольку смазка подшипников осуществляется густой смазкой, а зубчатого зацепления жидкой, необходимо защитить подшипники от вымывания смазки. Защита осуществляется при помощи защитных колец (14,15), расположенных на шестеренном валке.

В верхней части корпуса сделано отверстие для смены смазки зубчатого зацепления. Закрывается это отверстие крышкой (9), крепящейся к корпусу с помощью болтов (23). В крышке сделаны отверстия для уменьшения давления внутри корпуса.

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | 53 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | |

В средней части корпуса сделано смотровое окно для слежения за износом зубчатого зацепления. Окно сделано из органического стекла (10), крепится в корпус при помощи винтов (30) и уплотняется с помощью резинового уплотнения.

На входной конец вала подается вращающий момент от двигателя. Посредством шевронного зубчатого зацепления момент с валка передается на валок, и далее вращение при помощи шпоночного соединения с выходных концов валов передается на шпиндели.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 54 |

11. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ

В качестве заготовки для детали вал-шестерня можно использовать поковку, прокат, литье и т.д. Выбираем прокат поскольку он более дешевый и его механические свойства лучше чем у литья, и достаточно близки к поковке.

Отрезаем заготовку нужной длины на лентопильном станке. Обрабатываем торцы отрезанной заготовки на фрезерном станке. Затем последовательно обрабатываем правую и левую часть вала (ступенчатую) на токарном станке.

Затем срезаем припуск на той части заготовки, на которой в последствии будем нарезать зубья. Для этого используем токарный станок.

На фрезерном станке вырезаем шпоночные пазы, на правом и левом концах вала. Нарезку зубьев произведем с помощью пальцевой фрезы на фрезерном станке. Также на фрезерном станке нарезаем резьбу, для гайки, на опорных шейках вала.

После токарных и фрезерных работ проведем шлифование необходимых поверхностей на шлифовальном станке. В том числе и шлифование зубьев на зубошлифовальном станке.

После механической обработки проведем поверхностную закалку.

После чего деталь попадет на стол ОТК.

Схема изготовления приведена на чертеже 15.03.01.2018.217.03.00.

| | | | | | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | | Лист |
| | | | | | | | | | | 55 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | | | | | |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан чертеж шестеренной клетки в программе КОМПАС – 3D v17.1
Учебная версия.

Разработан чертеж детали шестеренный валок.

Разработан маршрутный технологический процесс изготовления детали шестеренный валок.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|--------------------------|------|
| | | | | | 150301.2018.127.00.00 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 56 |

