

Министерство науки и высшего образования 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

«_____» _____ 20__ г.

Тема работы: «Разработка конструкции шестеренной клетки ТРИО»

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ**

ЮУрГУ-15.03.01-2019-138-00.00.00 ПЗ

Руководитель работы:

_____ /В.С. Нагорнов/

Автор работы

_____ /Д.А. Шмаков /

студент группы П-448

АННОТАЦИЯ

Шмаков Д.А. «Разработка конструкции шестеренной клетки ТРИО». Челябинск: ЮУрГУ, П-448, 2019; 31с., 7 илл., библиографический список – 9 наименования, граф. часть – 3 л. формата А1, 1 л. формата А2.

В выпускной квалификационной работе произведен обзор имеющиеся в промышленности Шестеренных клеток. Проведена модернизация конструкции. Произведены основные расчеты узлов, устройств и механизмов, влияющие на конструкцию клетки.

Оглавление

Введение	3
1. ПАТЕНТНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ОБЗОР	5
2. КОНСТРУКЦИЯ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ КЛЕТИ	12
2.1 Шестеренная клеть.....	12
2.2 Узел рабочего валка существующей клетки.....	15
3.ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ.....	17
4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ.....	18
4.1 Расчет зубчатого зацепления	18
4.2 Расчет вала на статическую прочность.....	21
4.3 Расчет подшипников на долговечность.....	26
Заключения.....	30
Библиографический список.....	31

ВВЕДЕНИЕ

Главной задачей шестеренных клетей является передача крутящего момента от главного электродвигателя на шестеренные валки и с помощью зубчатого зацепления момент передается на прокатные валки через соединительные устройства. Эти клетки устанавливают практически во всех прокатных станах, исключением являются станы с индивидуальным приводом валков, где у каждого валка свой электродвигатель. Шестерни шестеренных клетей иногда называются шестеренными валками. По числу шестеренных валков клетки подразделяются на дуо, трио и многовалковые.

Конструкции шестеренных клетей:

Шестеренные клетки состоят из следующих элементов: станины, крышки, шестерен и подушек с подшипниками.

Станину устанавливают на подставке, которая крепится анкерными болтами к фундаменту. Жидкая смазка непрерывно подается к подшипникам и зубчатому зацеплению центральной смазочной станции, располагаемой в подвале цеха. Для шестерен и подшипников предусматривается уплотнение. Во всех шестеренных клетях приводной от главного двигателя является нижняя шестерня, за исключением среднелистовой и трехвалковых станов, где приводной иногда делают среднюю шестерню.

Учитывая, что диаметр прокатных валков в процессе эксплуатации станов не является величиной постоянной, то за основной параметр сортовых прокатных станов принят не диаметр рабочих валков, а диаметр начальной окружности шестерен шестеренных клетей. Благодаря этому можно сократить число требуемых типоразмеров шестеренных клетей и применять клетки с одинаковым диаметром шестерен для различных прокатных станов.

Целью данной выпускной квалификационной работы является предложение по модернизации конструкции шестеренной клетки.

1. ПАТЕНТНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ОБЗОР

При выполнении данной выпускной работы были просмотрены следующие материалы:

1. Книги -А.И. Целиков. Машины и агрегаты металлургических заводов;
Королёв, А.А. Конструкция и расчёт машин и механизмов прокатных станов.

2. Патенты и авторские свидетельства.

Просмотренные патенты:

СССР № 1632533.

Цель данного изобретения – предоставить больше компактности устройству, повысить точность и стабилизировать настройку валков и этим обеспечить гарантию получения периодического проката винтового профиля высокой точности, а также сократить ремонтпригодность и эксплуатационную надежность. Оснащение подушки поз. 3 выступом поз. 11 позволяет разместить механизм поз. 8 поворота в основании поз. 12. Это предоставляет компактность клетки и более удобную эксплуатацию. Расположение гидроцилиндров поз. 10 оппозитно винтовым упорам поз. 9 дает постоянное прижатие к последним выступов поз. 11, а также выборку зазоров в винтовой паре. Благодаря этому получаем улучшенную точность настройки.

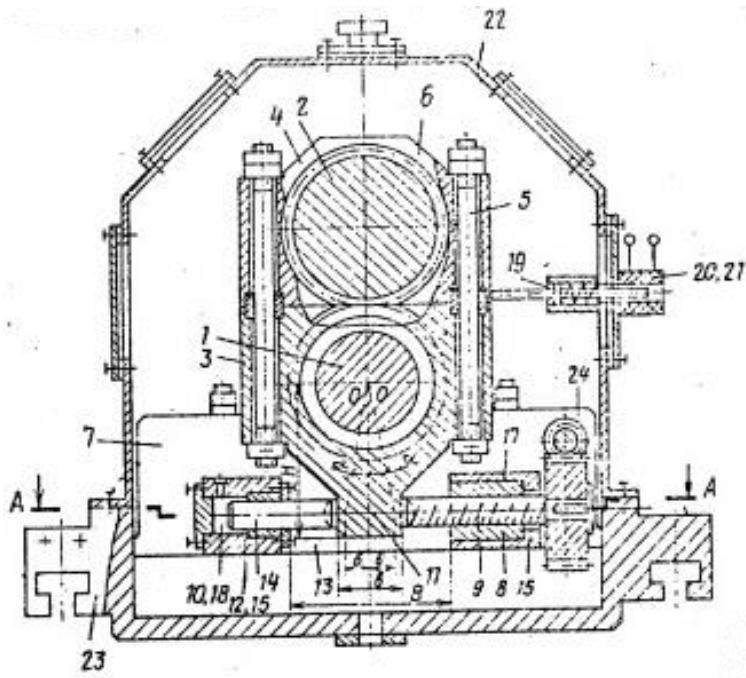


Рисунок 1.1 Шестеренная клетка непереворачиваемого стана продольной прокатки (общий вид).

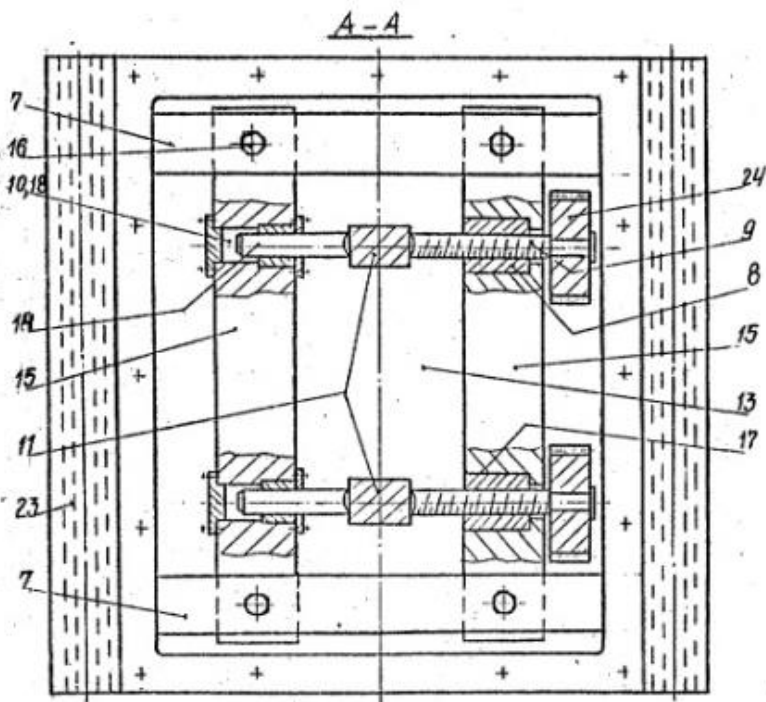


Рисунок 1.1.1 Шестеренная клетка непереворачиваемого стана продольной прокатки (Разрез А-А)

Данная шестеренная клетка отличается тем, что она изготовлена с общим для двух шестеренных валков ведущим колесом, поверхность зацепления которого имеет форму полутора со спиральной ведущей канавкой, а ось перпендикулярна осям шестеренных валков. Это уменьшает габариты привода. На Рисунке 1.2 показан привод валков прокатного стана; на Рис. 1.2.1 - то же, разрез по А-А на Рис. 1.2; на Рис. 1.2.2 - то же, разрез по Б-Б на Рис. 1.2. Шестеренная клетка состоит из корпуса поз. 1, шестеренных валков поз. 2, установленных на подшипниках поз. 3 и 4 и входящих в зацепление с ведущим колесом поз. 5, помещенным консольно в подшипниках поз. 6 и 7, при этом продольные оси шестеренных валков и ведущего колеса расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Поверхность зацепления ведущего колеса поз. 5 имеет форму полутора со спиральной ведущей канавкой. Шестеренные валки поз. 2 сделаны с поверхностью зацепления с ведущим колесом поз. 5 в виде роликов поз. 8, установленных на подшипниках качения. При межцентровом расстоянии шестеренных валков, дающим определенный зазор между ними, ведущее колесо поз. 5 допускает установку в подшипниковых опорах, смонтированных в корпусе клетки по обе стороны вертикальной плоскости, проходящей через продольные оси шестеренных валков.

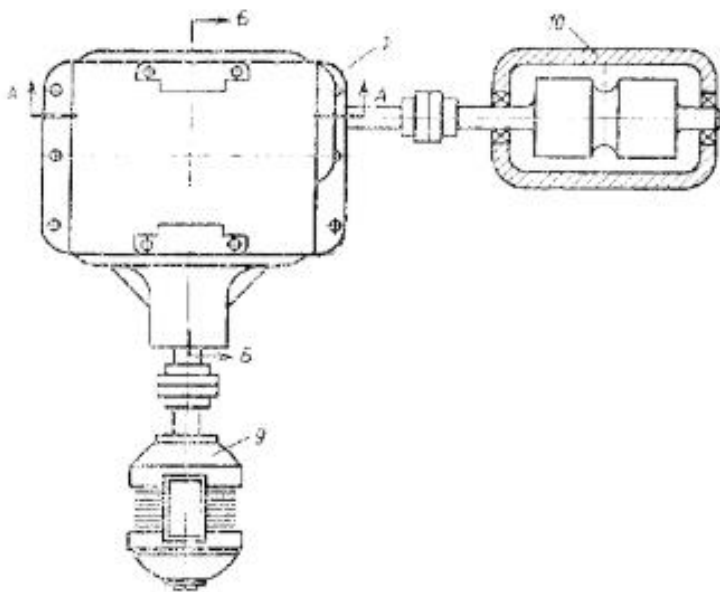


Рисунок 1.2 Привод валков прокатного стана.

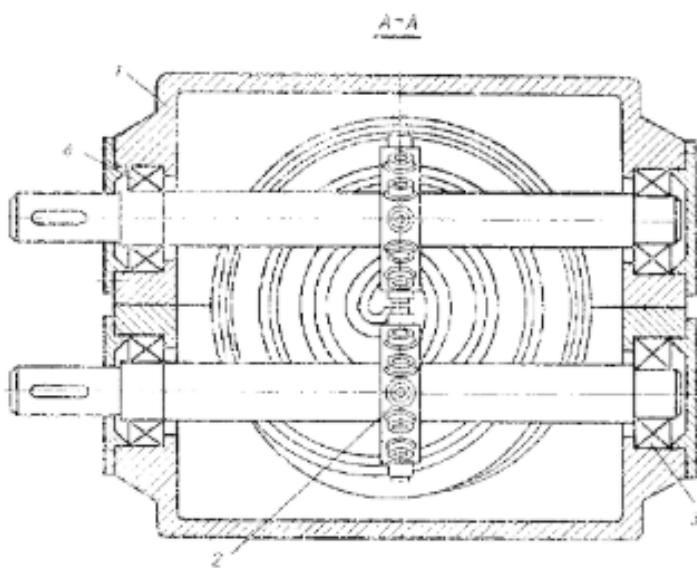


Рисунок 1.2.1 Привод валков прокатного стана (Разрез А-А)

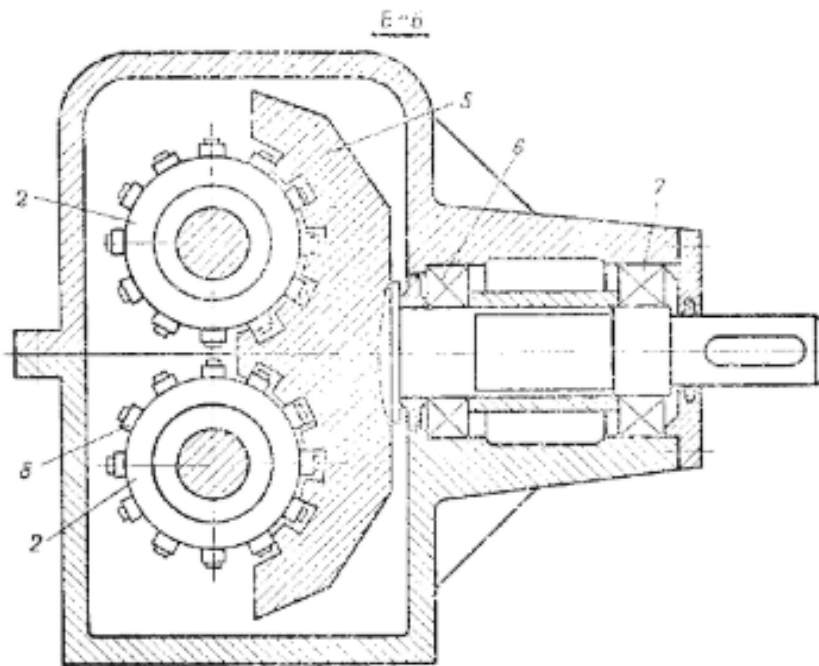


Рисунок 1.2.2 Привод валков прокатного стана (Разрез Б-Б).

СССР № 1018737.

Данная Шестеренная клеть, содержит корпус, шестеренные валки с косозубым зацеплением и упорные подшипники, отличается тем, что, с целью понижения жесткости зубчатого зацепления шестеренных валков, подбором зазоров в элементах главной линии при переходных процессах прокатки и этим снижает динамические нагрузки и повышает надежность оборудования главных линий, шестеренные валки установлены в станине с возможностью взаимного перемещения вдоль своих осей.

Клеть содержит корпус поз. 1, шестеренные валки поз. 2, имеющие возможность осевого перемещения в подшипниках поз. 3, упругие элементы поз. 4, например пружины и упорные подшипники поз. 5.

Клеть работает следующим образом.

Крутящий момент T при прокатке от двигателя передается на нижний шестеренный валок, связанный с нижним шпинделем и через зубчатое зацепление на верхний шестеренный валок, связанный с верхним шпинделем.

При передаче крутящего момента T на шестеренные валки действуют осевые усилия P , начинающие в косозубых зацеплениях. Под действием этих усилий шестеренные валки взаимно перемещаются, а осевые усилия воспринимаются упругими элементами и передаются на упорные подшипники. При захвате металла и других переходных процессах в виду осевого смещения шестеренных валков и сжатия упругих элементов происходит безударный выбор зазоров в главной линии и гашение динамических нагрузок. Кроме того, зазоры в главных линиях, возникающие при переходных процессах, автоматически подбираются за счет возвращения шестеренных валков в исходное положение под действием упругих элементов.

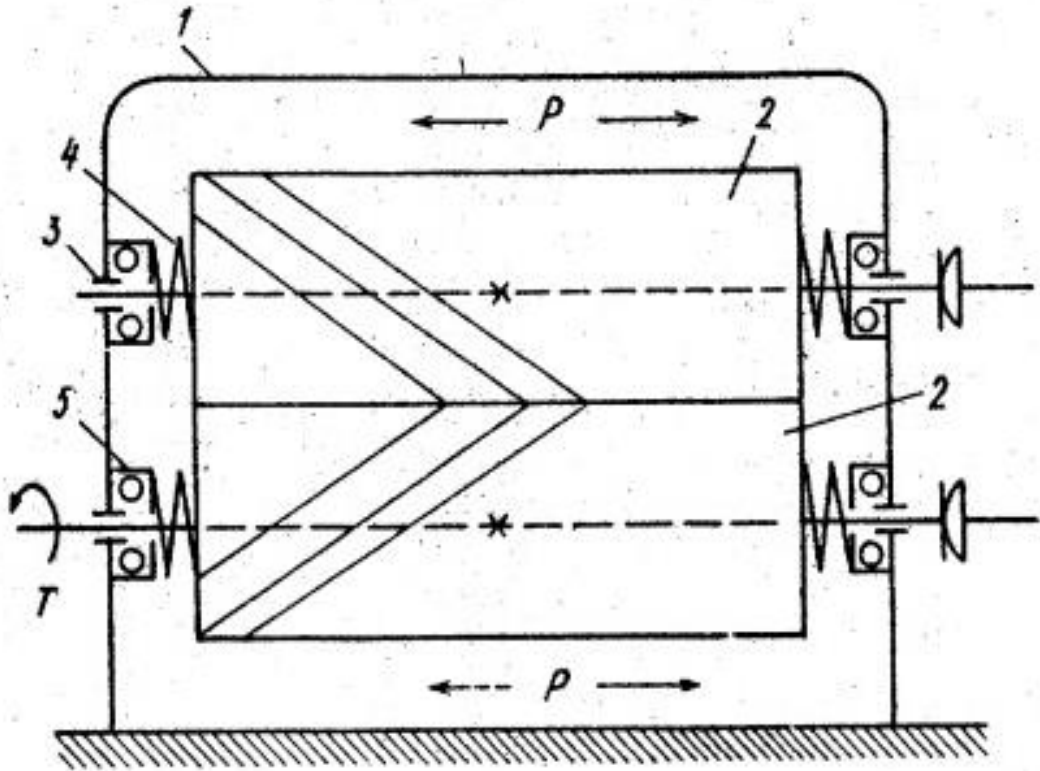


Рисунок 1.3 Шестеренная клетка с косозубыми шестернями и упорными валками.

2. КОНСТРУКЦИЯ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ КЛЕТИ

2.1 Шестеренная клеть

Шестеренная клеть (Рисунок 2.1.1 и Рисунок 2.1.2) выполнена в виде отдельного корпуса с ребрами жесткости поз. 1, 2, 3 и 4, закрепленных между собой при помощи болта поз. 23, гайки поз. 30 и шайбы поз. 28, крышек поз. 18, 16 с прокладками поз. 19, 17,.

В корпус смонтированы валы с установленными на них однородным радиально-упорными сферическими подшипниками поз. 34, зафиксированные от смещения при помощи распорных втулок поз. 10, крышек поз. 11 и зубчатых колес поз. 20, запрессованными через цилиндрические шпонки поз 35.

Части корпуса фиксируются стяжными шпильками поз. 22 и гайками поз. 27, 33. Вращающий момент передается от электродвигателя на входной вал шестеренной клетки и за счет зубчатых передач распределяется на выходные валы.

Одним из недостатков данной конструкции является использование рёбер жёсткости прикреплённых при помощи сварки. Так как в этом месте ослабляется конструкция за счет появления концентрации напряжений.

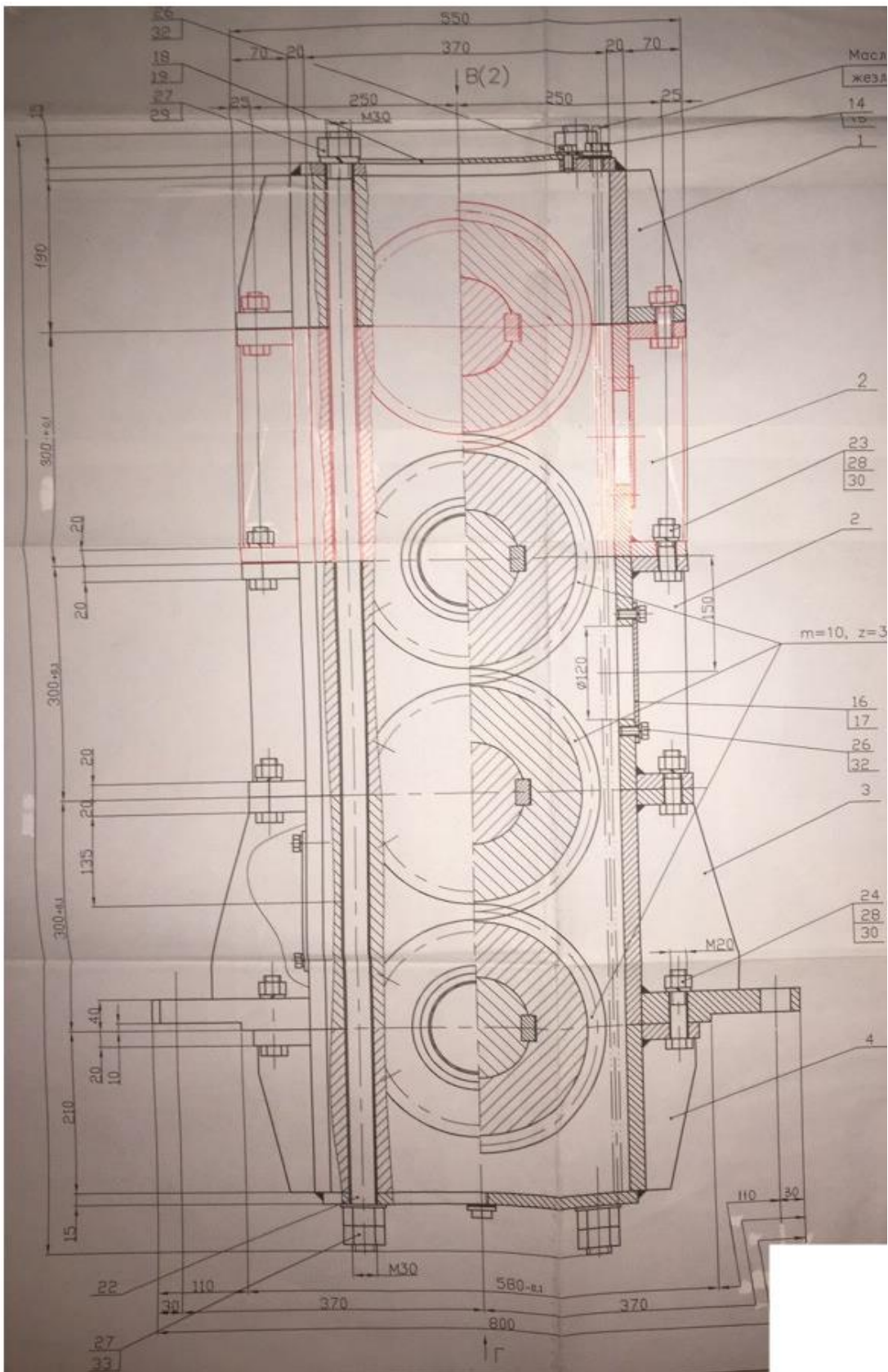


Рисунок 2.1.1 Конструкция существующей шестеренной клетки.

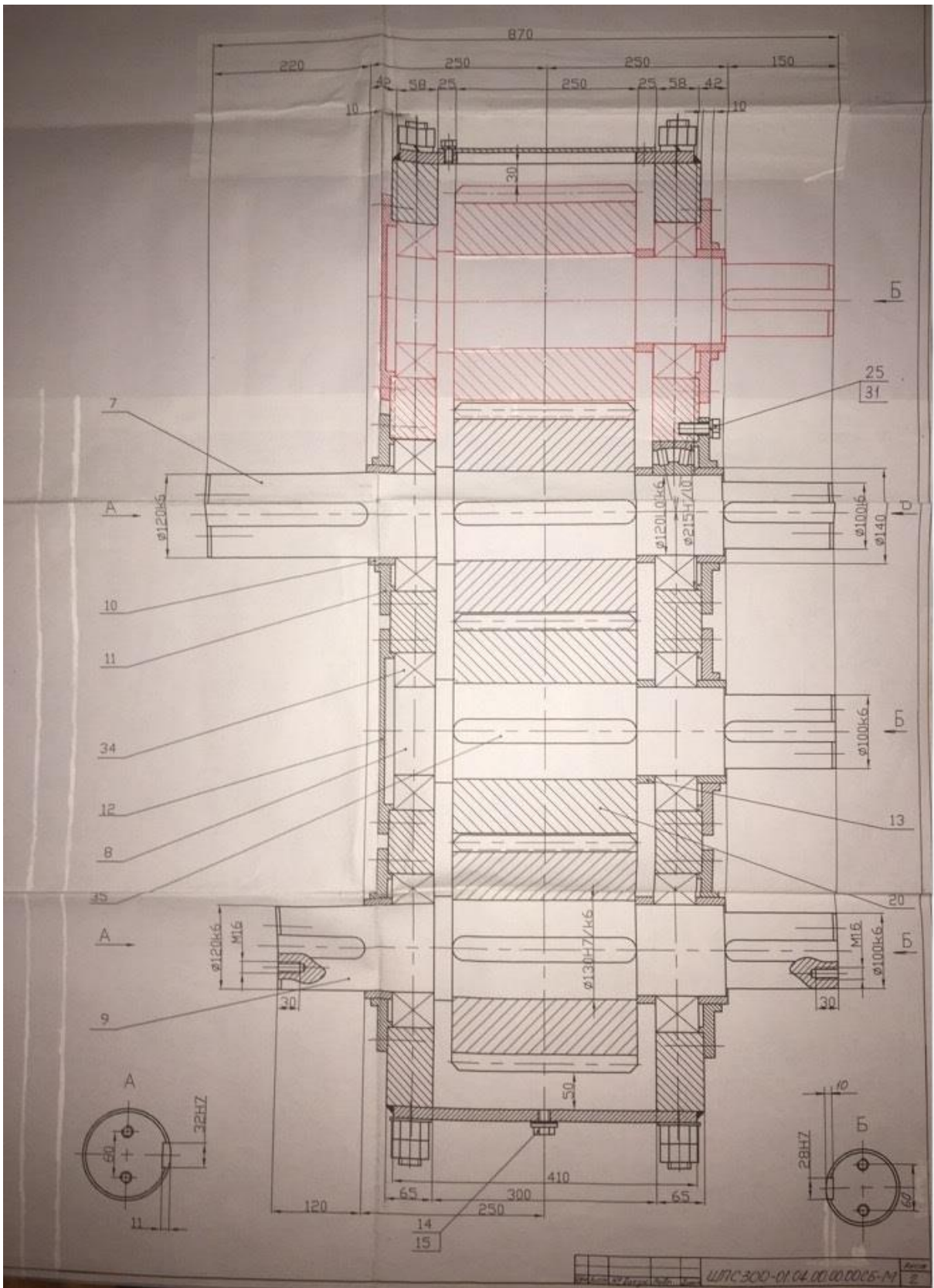


Рисунок 2.1.2 Конструкция существующей шестеренной клетки.

2.2 Узел рабочего валка существующей клетки

Узел рабочего валка (рисунок 2.2.1) представляет собой вал поз. 1, со смонтированным на нем сферическими подшипниками поз. 2, зубчатым колесом поз. 4 и, зафиксированные крышками, втулками поз 3.

На конце валка установлен подшипник поз. 2. На вал поз. 1 запрессовывают зубчатые колеса поз. 4, подшипники поз. 2. Нижний подшипник фиксируется буртом вала, втулкой и крышкой. Верхний подшипник фиксируется втулкой поз. 3 и крышкой, а так же элементами корпуса справа и слева.

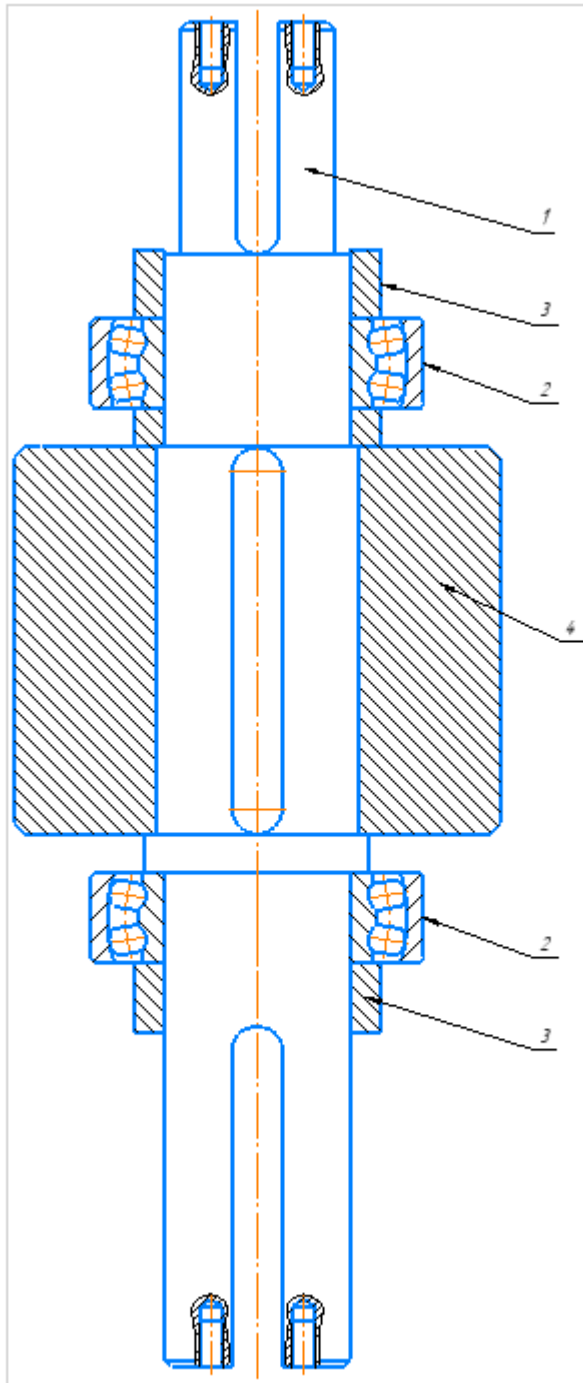


Рисунок 2.2.1 Узел прокатного валка существующей шестеренной клетки.

3. ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО МОДЕРНИЗАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ШЕСТЕРЕННОЙ КЛЕТИ.

К недостаткам существующей шестеренной клетки относятся:

Использование ребер жёсткости прикреплённых при помощи сварки.

Поэтому для повышения долговечности и прочности конструкции корпуса шестеренной клетки было принято решение отказаться от проверенных ребер жесткости, которые ослабляют в месте сварки конструкцию, на литые элементы корпуса (Рисунок 3.1).

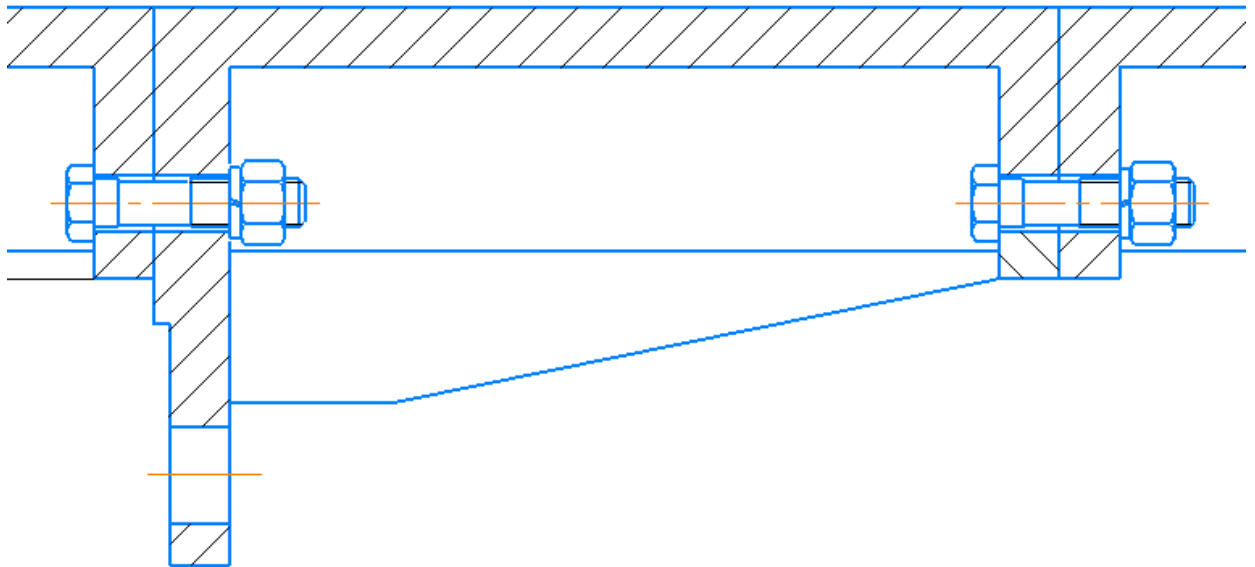


Рисунок 3.1

4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

4.1 Расчет зубчатого зацепления

Расчет ведем по методике И. И. Целикова [1].

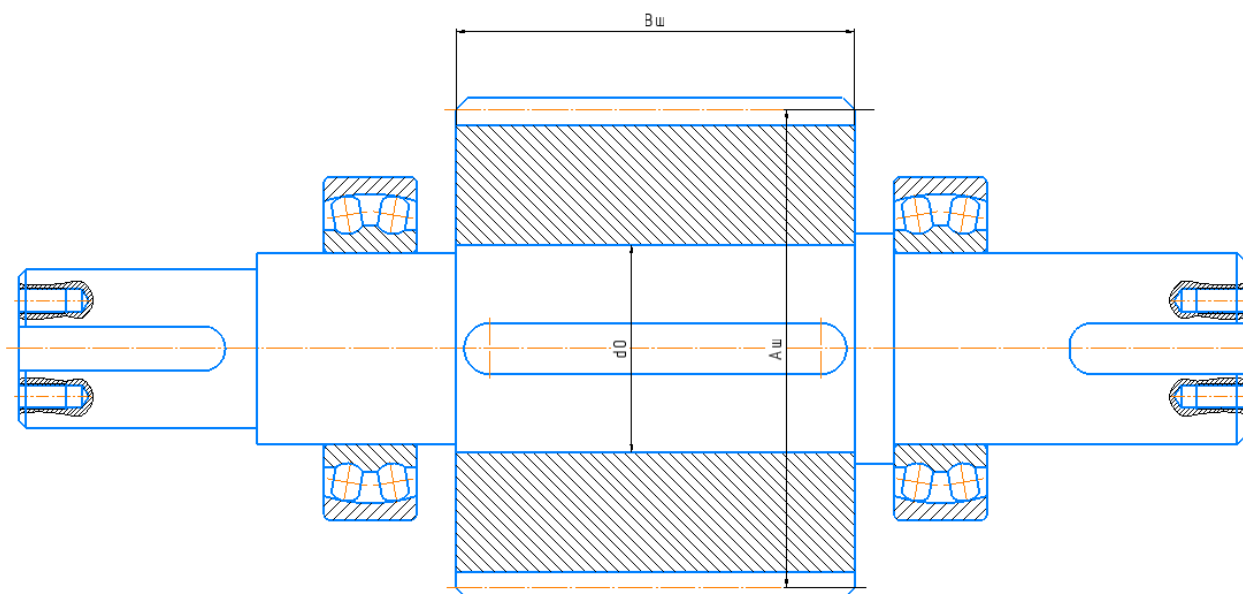


Рисунок 4.1 К расчету зубчатого зацепления

Таблица 4.1 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Значение	Величина
Крутящий момент	$M_{зац}$	365	Н·м
Внутренний диаметр зубчатого колеса	d_0	$130 \cdot 10^{-3}$	м
Ширина зубчатого колеса	$B_{ш}$	$250 \cdot 10^{-3}$	м
Коэффициент ширины шестерни	k_1	1,55	-
Коэффициент качества изготовления для 2-ого	k_3	1,2	-

класса точности			
Передаточное число	i	1	-
Межосевое расстояние	$A_{ш}$	$300 \cdot 10^{-3}$	м
Число зубьев	z	30	шт
Модуль	m	10	-
Коэффициент концентрации напряжения при нарезке долбяком	Ψ	1,5	-
Коэффициент формы зубьев шестерни	y	0,45	-

Расчетной нагрузкой является передаваемый зубчатым зацеплением максимальный крутящий момент:

$$M_{расч} = M_{зац} \cdot k_{зац}, \quad (1)$$

Где $M_{зац}$ - максимальный крутящий момент, передаваемый зубчатым зацеплением;

$k_{зац}$ - расчетный коэффициент;

$$k_{зац} = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (2)$$

где k_1 коэффициент ширины шестерни;

k_2 - коэффициент концентрации напряжений;

$$k_2 = 1 + 0,1 \cdot i, \quad (3)$$

k_3 - коэффициент качества.

Контактное напряжение:

$$\sigma_{\text{конт.з}} = \frac{810}{A_{\text{ш}}} \sqrt{\frac{M_{\text{расч}}}{B_{\text{ш}}} \cdot \frac{(i+1)^3}{i}}, \quad (4)$$

Напряжение изгиба у основания зубьев:

$$\sigma_{\text{изг.з}} = \frac{M_{\text{расч}} \cdot \Psi}{y \cdot m^2 \cdot z \cdot B_{\text{ш}}}, \quad (5)$$

где Ψ - коэффициент концентрации напряжения при нарезке долбяком;

y - коэффициент формы зубьев шестерни.

Результаты расчетов по зависимостям (1) - (5) занесены в таблицу 4.1.1

Таблица 4.1.1 - Результаты расчета зубчатого зацепления

Наименование	Обозначение	Значение	Величина
Коэффициент концентрации напряжений	k_2	1,1	-
Максимальный крутящий момент	$M_{\text{расч}}$	746,79	Н·м
Расчетный коэффициент	$k_{\text{зац}}$	2,046	-
Контактное напряжение	$\sigma_{\text{контз}}$	0,25	МПа
Напряжение изгиба у основания зубьев	$\sigma_{\text{изгз}}$	3,31	МПа

4.2 Расчет вала на статическую прочность

Расчет ведем по методике Королева А. А., [2].

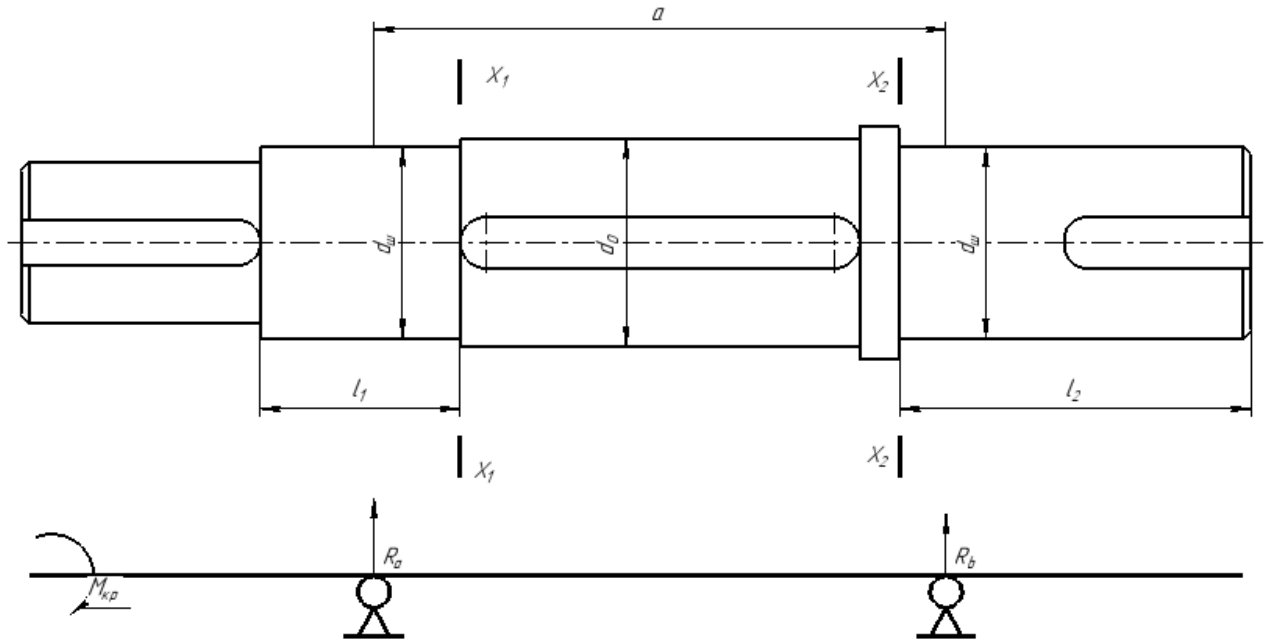


Рисунок 4.2 К расчету вала

Таблица 4.2 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Значение	Величина
Диаметр шейки вала	d_w	$120 \cdot 10^{-3}$	м
Расстояние от приводного конца вала до жесткой опоры	L	$770 \cdot 10^{-3}$	м
Расстояние от приводного конца вала до плавающей	L_1	$275 \cdot 10^{-3}$	м

опоры			
Расстояние между опорами	a	$385 \cdot 10^{-3}$	м
Длина шейки валка	l_1	$125 \cdot 10^{-3}$	м
	l_2	$220 \cdot 10^{-3}$	м
Допустимый предел прочности Материал валков - сталь 45	$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{5},$	$\sigma_s = 600$ $[\sigma] = 120$	МПА

Усилие на валу:

$$P_m = \frac{2,17 \cdot M_{зац}}{d_0}, \quad (6)$$

Максимальное напряжение изгиба в опасном сечении X_i-X_i :

$$\sigma_{изг.i} = \frac{M_{изг.i}}{0,1 \cdot d_{ш}^3}, \quad (7)$$

Изгибающий момент:

$$M_{изг.i} = \frac{R \cdot l_i}{2}, \quad (8)$$

Максимальное напряжение кручения в шейке:

$$\tau_{ш} = \frac{2 \cdot M_{изг.i}}{0,2 \cdot d_{ш}^3}, \quad (9)$$

Результирующее напряжение определяют по 4-ой теории прочности:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_{ш}^2 + 3 \cdot \tau_{ш}^2}. \quad (10)$$

Результирующее напряжение должно удовлетворять требованию:

$$\sigma_{рез} < [\sigma] \quad (11)$$

Реакции опор от усилия прокатки P находятся по формулам:

$$\Sigma M_A = 0, \quad (12)$$

$$\Sigma M_B = 0, \quad (13)$$

$$\Sigma M_A = -R_A \cdot (L - L_1) + P \cdot \frac{L}{2} - M, \quad (14)$$

$$\Sigma M_A = R_B \cdot (L - L_1) - P \cdot \frac{L}{2} - M. \quad (15)$$

Эпюры изгибающих моментов и реакции опор изображены на рисунке

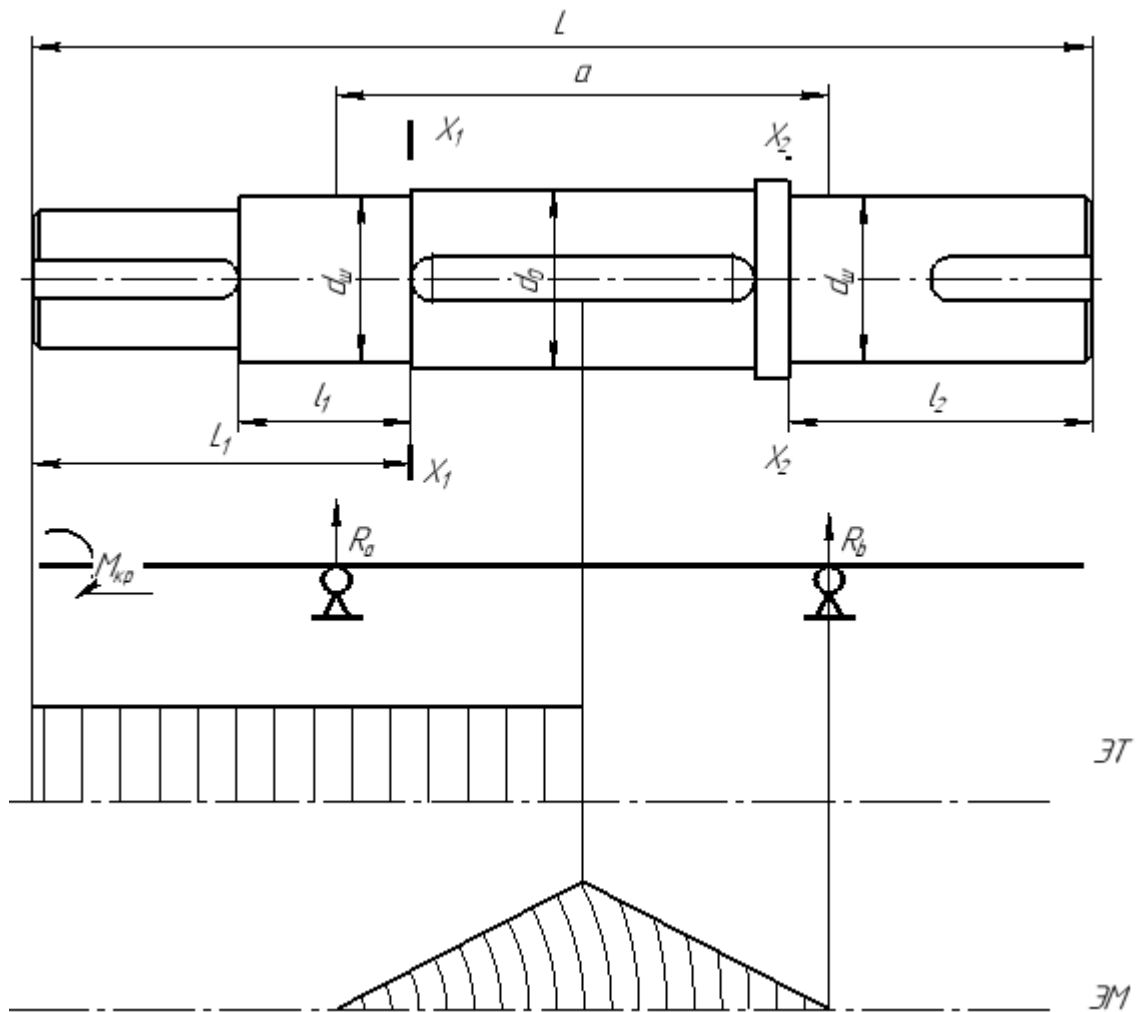


Рисунок 4.2.1 Эпюры изгибающего момента

Результаты расчетов по зависимостям (6) - (15) занесены в таблицу 4.2.1

Таблица 4.2.1 - Результаты расчета валка на статическую прочность

Наименование	Обозначение	Значение	Величина
Усилие	P	6092,69	Н
Реакция опоры А	Ra	$32.34 \cdot 10^3$	Н
Реакци опоры В	Rb	$62.47 \cdot 10^3$	Н
Изгибающий момент	$M_{изг.1}$	0,00375	Н·м
	$M_{изг.2}$	0,0066	Н·м
Максимальное напряжение изгиба в опасном сечении X_1 - X_1	$\sigma_{и1}$	21,7	МПа
Максимальное напряжение изгиба в опасном сечении X_2 - X_2	$\sigma_{и2}$	38,19	МПа
Кручение шейки валка в сечении X_1 - X_1	$\tau_{и2}$	19,5	МПа
Кручение шейки валка в сечении X_2 - X_2	$\tau_{и3}$	37,14	МПа
Результирующее напряжение сечения X_1 - X_1	$\sigma_{рез1}$	21,9	МПа
Результирующее напряжение сечения X_2 - X_2	$\sigma_{рез2}$	53,27	МПа
Согласно требованиям (10)			
Сечение X_1 - X_1	$\sigma_{рез1} = 21,9 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 120 \text{ МПа}$		

Сечение X₂-X₂

$$\sigma_{рез2} = 53,27 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 120 \text{ МПа}$$

4.3 Расчет подшипников на долговечность

Шестеренный валок устанавливается в роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники серии 3003224 ГОСТ 5721-75.

Расчет ведем по методике [4].

Максимальную нагрузку примем равной максимальной реакции опоры R_b .

Исходные данные для расчета подшипника на долговечность представлены в таблице 4.3:

Таблица 4.3 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Значение	Величина
Динамическая грузоподъемность	C	$415 \cdot 10^3$	Н
Статическая грузоподъемность	C_0	$325 \cdot 10^3$	Н
Максимальная реакция опоры	R_b	$62.47 \cdot 10^3$	Н

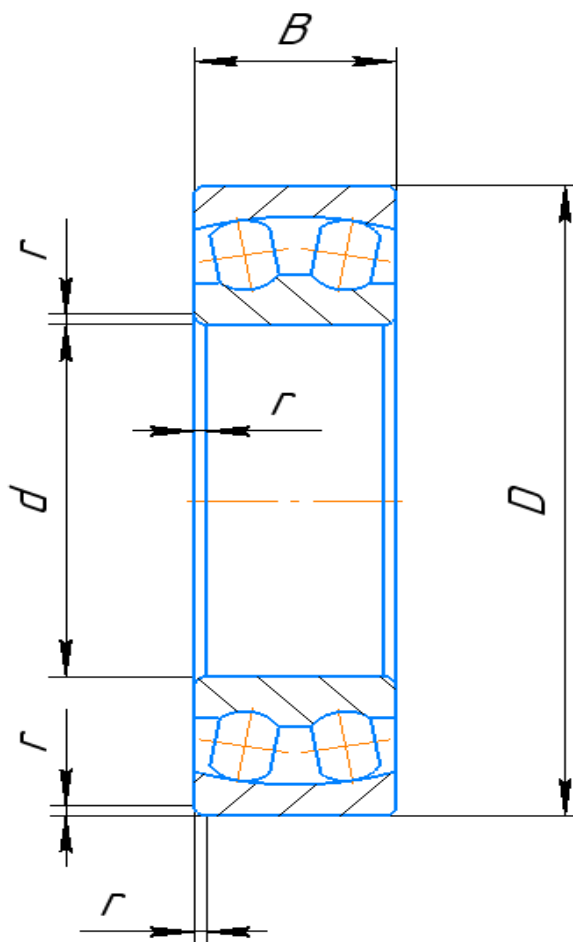


Рисунок 4.3 Подшипник качения

где d - номинальный диаметр отверстия внутреннего кольца;

D - номинальный диаметр наружного цилиндрического кольца;

B - ширина подшипника;

r_i - монтажные фаски.

Таблица 4.3.1 – Характеристики подшипника качения

Обозначение подшипника	d	D	B	r	r_1	Масса, кг
3003224	120	215	76,0	3,5	2,1	12,3

Номинальная долговечность подшипника определяется по формулам:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (16)$$

где p - показатель степени, для роликового подшипника $p = \frac{10}{3}$;

P - эквивалентная динамическая нагрузка, Н.

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \quad (17)$$

где n - максимальная частота вращения валка;

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad (18)$$

где ω - угловая частота вращения валка;

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{D_1}. \quad (19)$$

Эквивалентная динамическая нагрузка для роликовых подшипников находится по формуле:

$$P_r = R_r \cdot K_T \cdot K_\sigma, \quad (20)$$

где K_T - температурный коэффициент, $K_T=1,25$;

K_σ - динамический коэффициент, $K_\sigma=1,5$.

Результаты расчетов согласно выражениям (16) - (20) сведены в таблицу
4.3.2

Таблица 4.3.2 - Расчеты долговечности подшипника

Наименование	Обозначение	Значение	Величина
Эквивалентная динамическая нагрузка	P	$117,13 \cdot 10^3$	Н
Угловая частота вращения вала	ω	8	с^{-1}
Максимальная частота вращения вала	n	91,8	об/мин
Номинальная долговечность подшипника	L	1179,84	млн.об.
	L_h	21467,24	ч.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения выпускной квалификационной работы были изучены конструкции шестеренных клеток.

Предложены варианты модернизации корпуса, позволяющие увеличить долговечность и прочность корпуса.

Выполнены проверочные расчеты элементов конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката: учебник для вузов / А.И. Целиков, П.И. Полухин, В.М. Гребеник и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Металлургия», 1988. – 680с.
2. Королёв, А.А. Конструкция и расчёт машин и механизмов прокатных станов 2-е издание: учебное пособие для вузов / А.А. Королёв. – Москва: «Металлургия», 1985. – 376 с.
3. Черменский О. Н., Федотов Н. Н., Подшипники качения: справочник-каталог. - М.: Машиностроение, 2003. - 576с.а
4. Дунаев П.Ф. Леликов О.П., Конструирование узлов и деталей машин 5-е издание: учебное пособия для студентов технических специальностей вузов, Москва: «Высшая школа», 1998. – 452с.
5. Пат 1632533 СССР, МПК: В21В 35/12. Шестеренная клеть нереверсивного стана продольной прокатки / Л.И. Данилов, А.М. Сорокин, А.Е. Иводитов, Е.В. Остроумов - №4264534, 24.04.1989 Оpubл. 07.03.1991.
6. Пат. 304006 СССР, МПК В В21b 35/12. Шестеренная клеть для привода валков прокатного стана/ Б.М. Климковский, В.А. Джунь, А.С. Малкин – № 1417608/22-2; опубл. 25.V.1971, Бюл. № 17.
7. Пат. 1018737 СССР, МПК В21В 35/12. Шестеренная клеть/ В.Д. Плахтин, Л.И. Данилов, С.А. Москвитин, Б.В.Симочкин, Д.Ю. Иванов и А.Г. Гришанов, №3395469/22-02 Оpubл. 23.05.83. Бюл. №19.