

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль) / специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему Стенд для исследования динамики торможения автомобильного
колеса с эластичной шиной

Студент

В.А. Миронов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.Н. Москалюк

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

С.Ю. Данилова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Аннотация

В соответствии с заданием на выполнение ВКР, выданным кафедрой «Проектирование и эксплуатация автомобилей», была выполнена работа на тему: «Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной».

Цель работы: разработка конструкции стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.

ВКР включает в себя пять разделов

В первом разделе рассмотрены теоретические сведения по определению характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме по жесткой опорной поверхности без увода.

Во втором разделе представлена конструкторская разработка стенда с беговым барабаном для исследования выходных характеристик эластичных шин, проведены конструкторские расчеты элементов стенда и объемного гидропривода.

В четвертом разделе рассмотрены безопасность и экологичность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.

В пятом разделе определена экономическая эффективность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.

Выпускная квалификационная работа состоит из 86 страниц, и включает в себя 14 иллюстраций, 16 таблиц, 43 источника, 1 приложение.

Abstract

The title of the graduation work is: «The stand for investigation the braking dynamics of a car wheel with an elastic tire».

Monitoring the technical condition of brake systems in operating vehicle requirements is carried out on the special force stands. Despite the advantages of stand control, it also has lacks and doesn't provide the required reliability of the cars brake systems monitoring results. The results of braking systems stand control are characterized by a wide range of measured values of power parameters.

Thus, improving the methodology for measuring power parameters in vehicles brake systems diagnostics on the special force stands is an urgent task.

The problem solution will significantly increase the cars active safety in operating conditions, will reduce the number of accidents and the damage to their consequences.

The aim of the work is to develop the construction of the stand for investigation the braking dynamics of a car wheel with an elastic tire.

The thesis of graduation project consists of 5 parts.

In the first part we consider the characteristics of an elastic car tire, methods of their determining during car braking on a flat, rigid surface.

In the second part we develop the special force stand construction for researching the output characteristics of elastic tires. Also, we carry out an engineering calculations of stand elements and volumetric hydraulic drive.

The third part presents a method of determining the radius of rolling wheel.

The fourth part deals with safety and ecological compatibility of the developed stand.

The fifth part defines the economic efficiency of the stand for investigation the braking dynamics of a car wheel with an elastic tire.

The graduation work consists of 86 pages, including 14 illustrations, 16 tables, 43 sources of literature and 1 annex.

Содержание

Введение.....	6
1 Определение характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме по жесткой опорной поверхности без увода	9
2 Конструкторская часть	12
2.1 Конструкция стенда с беговым барабаном для исследования выходных характеристик эластичных шин.....	12
2.2 Расчет стенда с беговым барабаном для определения характеристик эластичной шины	14
2.3 Расчет объемного гидропривода стенда для испытания эластичных шин	42
3 Технологический процесс	51
3.1 Определение радиуса качения колеса для случая его качения в ведомом режиме без увода.....	51
3.2 Определение выходных характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме без увода	52
4 Безопасность и экологичность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.....	55
4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной	55
4.2 Определение профессиональных рисков.....	56
4.3 Способы снижения профессиональных рисков	57
4.4 Пожарная безопасность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.....	60
4.5 Экологическая безопасность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.....	62
5 Расчет экономической эффективности стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.....	65

5.1 Расчет себестоимости проектируемого стенда	65
5.2 Расчет коммерческой эффективности проекта	74
Заключение	81
Список используемой литературы и используемых источников.....	82
Приложение А Спецификация.....	86

Введение

Автомобильный транспорт является самым опасным видом транспорта, о чем нам говорит статистика. По данным европейской экономической комиссии организации объединенных наций (РЭК ООН) «автомобильный транспорт в 12 раз опаснее морского и речного транспорта, в 1,5 раза опаснее воздушного транспорта» [1] а по данным всемирной организации здравоохранения (ВОЗ), «каждый год в мире при дорожно-транспортных происшествиях погибают и получают травмы более 25 миллионов человек, при этом суммарные экономические потери превышают 600 миллиардов долларов» [2].

По данным ГИБДД за 2019 год на дорогах страны было зафиксировано 164,3 тыс. дорожно-транспортных происшествий, что на 2,2 % меньше аналогичного периода 2018 года. В результате погибло почти 16,9 тысяч человек из них около 4,9 тыс. были пешеходами (в 2018 году 18,2 тыс., из которых 5,3 тыс. были пешеходами) и 210 тыс. получили травмы различных видов тяжести.

В настоящее время идет реализация второго этапа программы, в рамках которого реализуется множество мероприятий программы, направленные на повышение уровня технического состояния эксплуатируемых транспортных средств, их активной и пассивной безопасности.

«Одной из важнейших проблем, стоящих перед автомобильным транспортом, является повышение его безопасности в условиях эксплуатации. Решение этой проблемы, с одной стороны, обеспечивается автомобильной промышленностью за счет выпуска более безопасных автомобилей, с другой – совершенствованием методов технической эксплуатации и контроля систем, обеспечивающих безопасность автомобилей.

Безопасность автомобилей в значительной степени зависит от технического состояния тормозных систем и рулевого управления, по

причине неисправности которых случается около 64 % ДТП (от общего числа происшедших по техническим причинам). По данным статистики, число ДТП, обусловленных неисправностями тормозных систем автомобилей, составляет 40-50 % от общего числа происшествий по причинам, связанным с техническим состоянием автомобилей» [2].

Контроль состояния тормозных систем автомобиля в основном осуществляется на силовых стендах с беговыми барабанами, при работе на которых измеряются параметры, на основании которых судят о техническом состоянии тормозных систем.

«При очевидных преимуществах стендового метода контроля он не позволяет обеспечить требуемой ГОСТ Р 51709-2001 достоверности результатов диагностирования и контроля тормозных систем автомобилей. Результаты стендового контроля отличаются большим разбросом измеренных значений силовых параметров, характеризующих техническое состояние тормозных систем автомобилей» [2].

Известны результаты исследования, которые показывают, что «при положительных результатах испытаний автомобилей на современных силовых тормозных стендах, 50% из них не обеспечили нормативную величину замедления и превысили линейное отклонение при торможении в дорожных условиях.

В свою очередь ГОСТ Р 51709-2001 не регламентирует методик измерения силовых параметров на стендах с беговыми барабанами» [3].

«Исследования повторяемости результатов контроля тормозной системы одного и того же автомобиля на современных силовых стендах показывают, что разброс измеренных значений:

- нагрузки на его оси может достигать – 8,8 %;
- тормозных сил – 40 %;
- относительной разности тормозных сил – 20%;
- удельной тормозной силы – 20,6 %» [3].

Постоянное совершенствование методики выполнения измерения силовых параметров при диагностировании тормозных систем автомобиля на стендах с беговыми барабанами является актуальной задачей. Решение данной задачи повысит активную безопасность автомобилей, уменьшит количество дорожно-транспортных происшествий и снизит материальный ущерб от их последствий и самое главное сохранит жизни людей.

1 Определение характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме по жесткой опорной поверхности без увода

«Характеристики эластичной шины при ее качении в тормозном режиме по жесткой опорной поверхности представляются в виде зависимостей удельных или абсолютных значений силовых параметров в функции изменения проскальзывания. Поэтому для рассмотрения этих зависимостей воспользуемся схемой сил и моментов, действующих на колесо при его торможении на жесткой опорной поверхности, представленной на рисунке 1» [16].

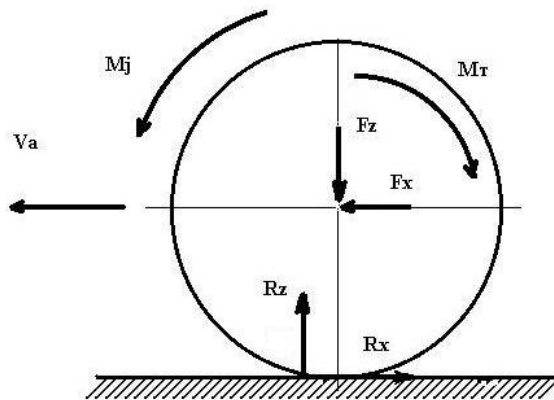


Рисунок 1 – Силы, действующие на колесо автомобиля при его торможении на жесткой опорной поверхности

В соответствии со схемой (рисунок 1), уравнение динамики качения эластичного колеса в тормозном режиме, запишем в виде:

$$F_x = M_m / r_{k0} + F_f + F_j = F_m + F_f + F_j, \quad (1)$$

где M_m – тормозной момент, действующий на колесо от тормозного механизма;

r_{k0} – радиус качения колеса в ведомом режиме (силовой радиус);

F_f – сила сопротивления качению эластичного колеса;

F_j – сила инерции колеса;

F_m – продольная сила колеса.

«Учитывая, что F_x и R_x равны, и что в режиме торможения, продольная реакция опорной поверхности ограничена сцеплением, максимальный тормозной момент, который реализуется колесом:

$$M_{m\max} = (R_x - F_f) \cdot r_{k0} + J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (2)$$

где R_x – продольная реакция опорной поверхности на действие тормозной силы;

J_k – момент инерции колеса относительно оси его вращения;

ω_k – угловая частота вращения колеса» [10].

Следует помнить, что представляет собой инерционный момент M_j , возникающий в момент изменения угловой частоты вращения колеса.

$$M_j = J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (3)$$

«Анализируя формулу (2) динамики качения эластичного колеса в тормозном режиме, отметим еще две его особенности.

Во-первых, второе слагаемое (r_{k0} и F_f) представляет собой величину второго порядка малости по сравнению с остальными слагаемыми.

Во-вторых, произведение продольной реакции опорной поверхности R_x на радиус качения колеса в ведомом режиме r_{k0} есть не что иное, как момент сцепления колеса с опорной поверхностью M_φ :» [10]

$$M_\varphi = R_k \cdot r_{k0}. \quad (4)$$

Характер изменения продольной реакции опорной поверхности определяет коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью φ , поскольку:

$$R_x = R_z \cdot \varphi. \quad (5)$$

С учетом вышеизложенного, получим упрощенное уравнение динамики качения эластичного колеса в тормозном режиме:

$$M_j = M_m - M_\varphi. \quad (6)$$

«Следует отметить, что характеристики процесса торможения колеса с целью их наглядности принято изображать в функции проскальзывания отпечатка шины относительно опорной поверхности - S :» [16]

$$S = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{ко}}{V}, \quad (7)$$

где V – линейная скорость поверхности бегового барабана относительно оси вращения колеса.

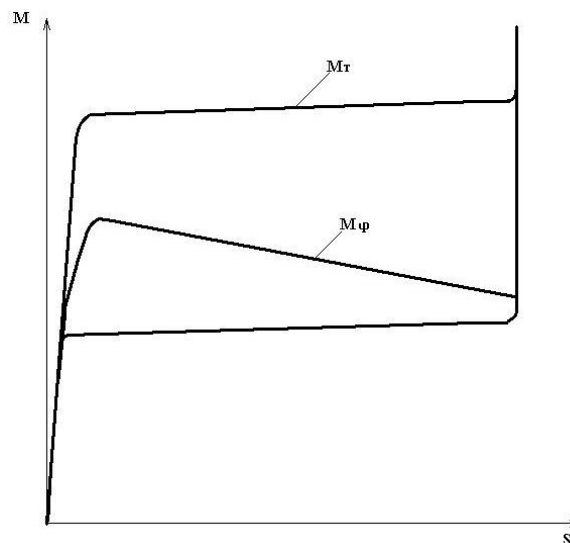


Рисунок 2 – Моменты действующие колесо при торможении

2 Конструкторская часть

2.1 Конструкция стенда с беговым барабаном для исследования выходных характеристик эластичных шин

В целях исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной разработан стенд с беговым барабаном (рисунки 3, 4), приводящийся в движение от асинхронного электродвигателя.

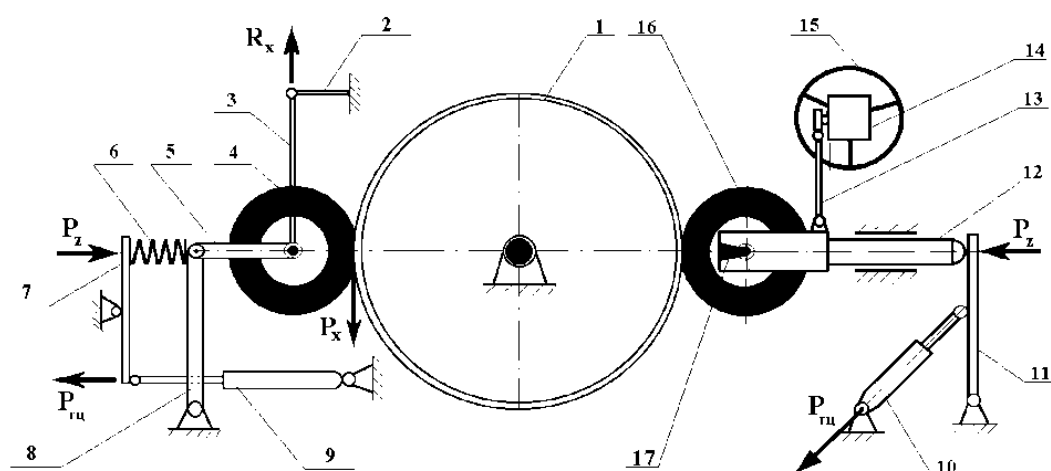


Рисунок 3 – Вид спереди стенда для исследования характеристик шин

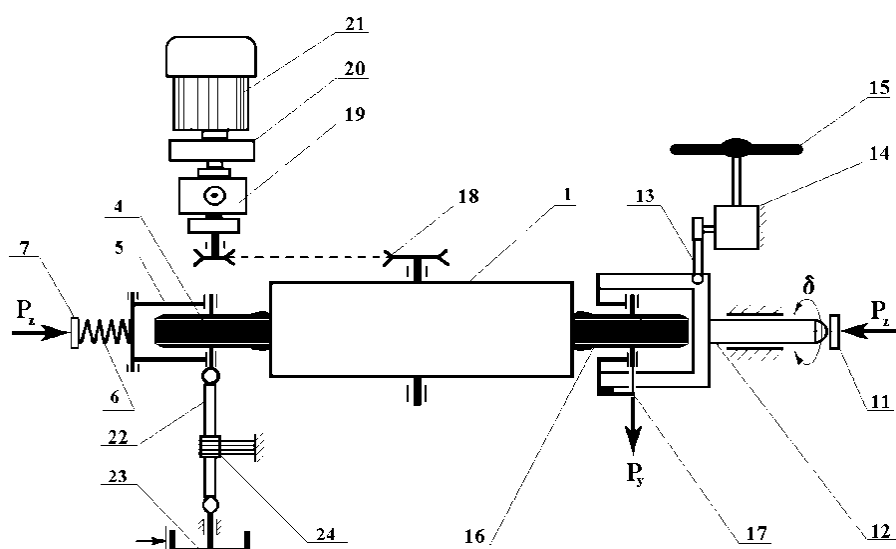


Рисунок 4 – Вид сверху стенда для исследования характеристик шин

«Основой стенда беговой барабан 1 диаметром 2,8 м. В конструкцию входят также система привода бегового барабана, система нагружения колеса нормальной нагрузкой, система измерения продольной (тормозной) реакции, а также система нагружения колеса тормозным моментом.

Система привода бегового барабана состоит из асинхронного электродвигателя 21, фрикционного сцепления 20, коробки перемены передач 19 и цепной передачи 18.

Система нагружения колеса нормальной нагрузкой состоит из направляющего аппарата (состоящего из рычагов 5,7 и 8), нагружающего гидроцилиндра 9, а также нажимной пружины 6.

При создании в гидроцилиндре давления жидкости его шток начинает перемещать нижний конец рычага 7 в направлении силы P_{cy} . При этом верхний конец рычага 7 начинает деформировать пружину 6, которая, в свою очередь, нагружает колесо 4 через рычаг 5 нормальной нагрузкой R_z . Положение рычага 5 и колеса 4 в пространстве устанавливается рычагом 8 и рамкой подвеса колеса 3, которая через подвижный шарнир жестко крепится к тензобалке 2. Система нагружения колеса тормозным моментом состоит из тормозного механизма барабанного типа, связанного с колесом карданной передачей 22. На валу карданной передачи 22 наклеены датчики измеряющие величину подводимого к колесу тормозного момента.

Система измерения продольной реакции P_x состоит из рамки подвеса колеса 3 и тензобалки 2. При возникновении в пятне контакт колеса с поверхностью бегового барабана тормозной силы F_x , в направлении оси рамки 3 возникает реакция R_x стремящаяся нагрузить защемленную тензобалку изгибающим моментом. Чувствительные тензодатчики регистрируют величину реакции R_x , а регистрирующее устройство (на рисунке не показано) позволяет наблюдать за ее изменением. Учитывая выражение (4) реакция R_x легко пересчитывается в момент сцепления колеса с опорной поверхностью M_ϕ » [4].

2.2 Расчет стенда с беговым барабаном для определения характеристик эластичной шины

2.2.1 Расчет характеристик стенда

Определяем общий КПД по формуле:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_{\text{сц.}} \cdot \eta_{\text{КПП}} \cdot \eta_{\text{кард.}} \cdot \eta_{\text{ц.п.}} \cdot \eta_{\text{п.}}, \quad (8)$$

где $\eta_{\text{сц.}}$ – коэффициент полезного действия сцепления, который принимается равным 0,98;

$\eta_{\text{КПП}}$ – коэффициент полезного действия коробки передач, который принимается равным 0,98²;

$\eta_{\text{кард.}}$ – коэффициент полезного действия карданной передачи, который принимается равным 0,99;

$\eta_{\text{ц.п.}}$ – коэффициент полезного действия цепной передачи, который принимается равным 0,95;

$\eta_{\text{п.}}$ – коэффициент полезного действия подшипников, который принимается равным 0,99³.

$$\eta_{\text{общ.}} = 0,98 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3,$$

Определяем общее передаточное число на *i*-ой передаче:

$$U_{\text{общ.}} = U_{\text{КПП}} \cdot U_{\text{ц.п.}}, \quad (8)$$

где $U_{\text{ц.п.}}$ – передаточное число цепной передачи, которое определяется как отношение числа зубьев шестерен;

$U_{\text{КПП}}$ – передаточное число коробки перемены передач:

- для первой передачи – 7,44;
- для второй – 4,10;

- для третьей – 2,29;
- для четвертой – 1,47;
- для пятой – 1;
- для заднего хода – 7,09.

И тогда получаем:

$$U_{1общ} = 7,44 \cdot 3 = 22,32,$$

$$U_{2общ} = 4,10 \cdot 3 = 12,3,$$

$$U_{3общ} = 2,29 \cdot 3 = 6,87,$$

$$U_{4общ} = 1,47 \cdot 3 = 4,41,$$

$$U_{5общ} = 1 \cdot 3 = 3,00,$$

$$U_{3Хобщ} = 7,09 \cdot 3 = 21,27.$$

Определяем скорость вращения вала бегового барабана на i – ой передаче:

$$n_{б.б.} = \frac{n_e}{U_{общ}}, \quad (9)$$

где n_e – частота вращения вала электродвигателя, принимаем равным 980 об/мин.

И тогда получаем:

$$n_{1б.б.} = \frac{980}{22,32} = 43,9 \text{ об/мин},$$

$$n_{2б.б.} = \frac{980}{12,3} = 79,7 \text{ об/мин},$$

$$n_{3б.б.} = \frac{980}{6,87} = 142,6 \text{ об/мин,}$$

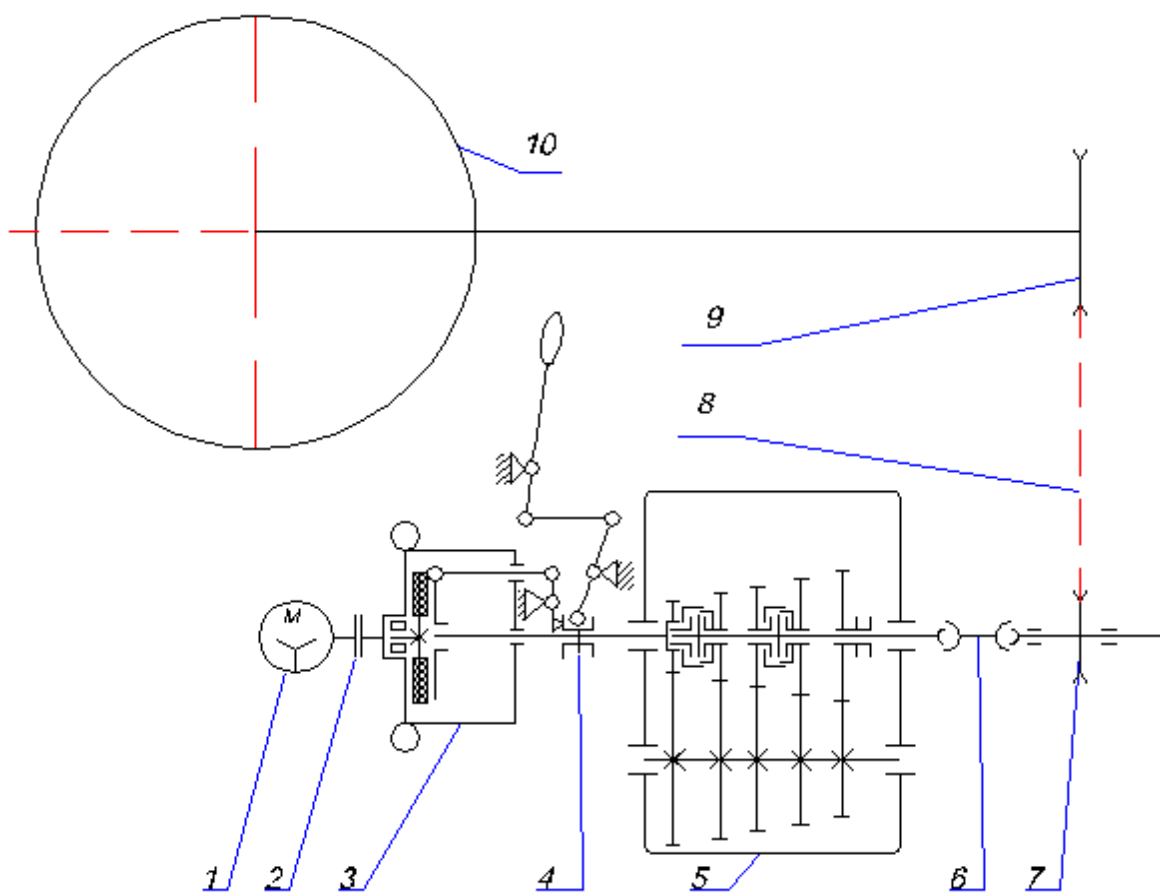
$$n_{4б.б.} = \frac{980}{4,41} = 222,2 \text{ об/мин,}$$

$$n_{5б.б.} = \frac{980}{3,00} = 326,7 \text{ об/мин,}$$

$$n_{3X б.б.} = \frac{980}{21,27} = 46,1 \text{ об/мин,}$$

$$n_{cp.б.б.} = \frac{43,9 + 79,7 + 142,6 + 222,2 + 326,7 + 46,1}{6} = 163,02 \text{ об/мин.}$$

На рисунке 5 представлена кинематическая схема бегового барабана.



1 – электрический двигатель; 2 – муфта; 3 – сцепление; 4 – муфта сцепления; 5 – коробка передач; 6 – карданный вал; 7 – ведущая звездочка; 8 – цепная передача; 9 – ведомая звездочка; 10 – беговой барабан

Рисунок 5 – Схема бегового барабана

Определяем угловую скорость бегового барабана на i – ой передаче:

$$\omega_{i\text{б.б.}} = \frac{\pi \cdot n_{i\text{б.б.}}}{30}, \quad (10)$$
$$\omega_{1\text{б.б.}} = \frac{3,14 \cdot 43,9}{30} = 4,59 \text{ рад/с},$$
$$\omega_{2\text{б.б.}} = \frac{3,14 \cdot 79,7}{30} = 8,34 \text{ рад/с},$$
$$\omega_{3\text{б.б.}} = \frac{3,14 \cdot 142,6}{30} = 14,92 \text{ рад/с},$$
$$\omega_{4\text{б.б.}} = \frac{3,14 \cdot 222,2}{30} = 23,26 \text{ рад/с},$$
$$\omega_{5\text{б.б.}} = \frac{3,14 \cdot 326,7}{30} = 34,19 \text{ рад/с},$$
$$\omega_{3X\text{б.б.}} = \frac{3,14 \cdot 46,1}{30} = 4,82 \text{ рад/с}.$$

Определяем окружную скорость бегового барабана на i -ой передаче:

$$V_{i\text{б.б.}} = \omega_{i\text{б.б.}} \cdot r_{\text{б.б.}}, \quad (11)$$

где $r_{\text{б.б.}}$ – радиус бегового барабана, принимаем 0,76 м.

$$V_{1\text{б.б.}} = 4,59 \cdot 0,76 = 3,48 \text{ м/с},$$
$$V_{2\text{б.б.}} = 8,34 \cdot 0,76 = 6,34 \text{ м/с},$$
$$V_{3\text{б.б.}} = 14,92 \cdot 0,76 = 11,32 \text{ м/с},$$
$$V_{4\text{б.б.}} = 23,26 \cdot 0,76 = 17,67 \text{ м/с},$$
$$V_{5\text{б.б.}} = 34,19 \cdot 0,76 = 25,98 \text{ м/с},$$
$$V_{3X\text{б.б.}} = 4,82 \cdot 0,76 = 3,66 \text{ м/с}.$$

2.2.2 Расчет подшипников вала бегового барабана

Вал бегового барабана оснащен двумя роликовыми радиальными сферическими двухрядными с симметричными роликами подшипниками

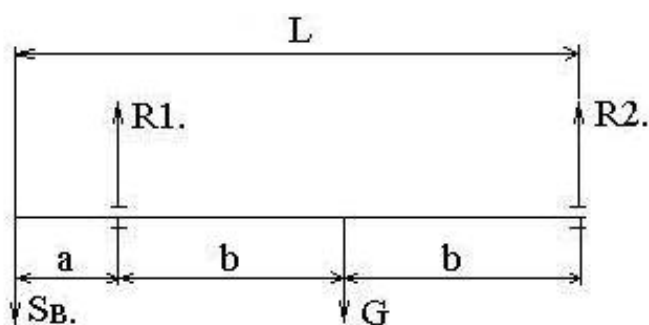
№ 153522(Н) ГОСТ 24696-81 с техническими характеристиками, представленными в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики радиального сферического двухрядного подшипника

Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Максимальные обороты, об/мин	Масса, кг
	d	D	B	C_r	C_o		
153522 (Н)	110	200	53	260000	223000	1700	5,2

Выполняем расчет подшипников вала бегового барабана.

Для начала определим реакции в опорах в соответствии с рисунком 6.



S_B – натяжение приводной цепи, Н; G – вес барабана, Н; R_1 и R_2 – реакции опор, Н;
 L, a, b – размеры вала, м

Рисунок 6 – Реакции опор вала

Реакция опоры 1 в плоскостях X определяется по формуле:

$$R_{1x} = S_B \cdot \left(\frac{b}{\sqrt{b^2 + a^2}} \right) \cdot \frac{L}{2 \cdot b}, \quad (12)$$

где S_B – сила цепи, действующая на вал, 31550,12 Н;

a – вылет вала, 0,25 м;

b – половина расстояния между опорами, 0,375 м;

L – длина вала, 1 м;

$$R_{1x} = 31550,12 \cdot 0,773 \cdot \frac{1}{0,75} = 32517,66 \text{ Н.}$$

Реакция опоры 1 в плоскостях Y определяется в соответствии с формулой (13):

$$R_{1y} = S_B \cdot \left(\frac{a}{\sqrt{b^2 + a^2}} \right) \cdot \frac{L}{2 \cdot b} + 0,5 \cdot G, \quad (13)$$

$$R_{1y} = 31550,12 \cdot 0,635 \cdot \frac{1}{0,75} + 6147,91 = 32860,34 \text{ Н.}$$

Реакция опоры 2 в плоскостях X определяется в соответствии с формулой (14):

$$R_{2x} = S_B \cdot \left(\frac{b}{\sqrt{b^2 + a^2}} \right) \cdot \frac{a}{2 \cdot b}, \quad (14)$$

$$R_{2x} = 31550,12 \cdot 0,773 \cdot \frac{0,25}{0,75} = 8129,41 \text{ Н.}$$

Реакция опоры 2 в плоскостях Y определяется в соответствии с формулой (15):

$$R_{2y} = S_B \cdot \left(\frac{a}{\sqrt{b^2 + a^2}} \right) \cdot \frac{a}{2 \cdot b} + 0,5 \cdot G, \quad (15)$$

$$R_{2y} = 31550,12 \cdot 0,635 \cdot \frac{0,25}{0,75} + 6147,91 = 12826,02 \text{ Н.}$$

Полная реакция определяется в соответствии с формулами (16, 17):

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}, \quad (16)$$

$$R_1 = \sqrt{32517,66^2 + 32860,34^2} = 46229,86 \text{ Н,}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2}, \quad (17)$$

$$R_2 = \sqrt{8129,41^2 + 12826,02^2} = 15185,32 \text{ Н.}$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка определяется в соответствии с формулой (18):

$$P_r = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T, \quad (18)$$

где V – коэффициент вращения кольца, принимаем равным 1;

X – коэффициент радиальной нагрузки, принимаем равным 1;

F_r – радиальная нагрузка, равна полной реакции для 1 опоры, то есть 46229,86 Н;

Y – коэффициент осевой нагрузки, принимаем равным 1;

F_a – осевая нагрузка, принимаем равным 0;

K_b – коэффициент безопасности, принимаем равным 1,4;

K_T – температурный коэффициент, принимаем равным 1.

$$P_r = (1 \cdot 1 \cdot 46229,86 + 0) \cdot 1,4 \cdot 1 = 64721,8 \text{ Н.}$$

Проверяем выполнение условия: эквивалентная динамическая радиальная нагрузка должна быть меньше половины максимальной грузоподъемности подшипников.

$$64721,8 \leq 0,5 \cdot 260000,$$

$$64721,8 \leq 130000.$$

Условие выполняется.

Расчетный скорректированный ресурс подшипника (долговечность) определяется по формуле:

$$L_h = a_1 \cdot a_2 \cdot \left(\frac{Cr}{P_r}\right)^a \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right), \quad (19)$$

где a_1 – коэффициент долговечности, принимаем равным 1;

a_2 – коэффициент, характеризующий влияние на долговечность, принимаем равным 0,4;

a – показатель степени, принимаем равным 10/3;

n – средняя частота вращения кольца на 1 передаче, 43,9 об/мин.

$$L_h = 1 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{260000}{64721,8}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 43,9}\right) = 14941 \text{ ч.}$$

2.2.3 Расчет вала бегового барабана

Необходимо определить критическое число оборотов вала бегового барабана, при которых может возникнуть явление резонанса по формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{c \cdot g}{G}}, \quad (20)$$

где g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с²;

G – вес барабана, 11,572 кН;

c – изгибающая жесткость вала, определяется по формуле (21).

Вал с постоянным сечением при размещении диска посередине между опорами имеет изгибающую жесткость равную:

$$c = \frac{(48 \cdot E \cdot J)}{L^3}, \quad (21)$$

где E – модуль упругости, равен $2 \cdot 10^5$ МПа;

J – осевой момент инерции, определяется по формуле (22);

L – длина вала, 1 м.

$$J = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64}, \quad (22)$$

где d_B – диаметр вала, в соответствии с таблицей 1 – 0,11 м;

$$J = \frac{3,14 \cdot 0,11^4}{64} = 0,000007183.$$

Подставляем значения в формулу (21) и получаем:

$$c = \frac{(48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,7183 \cdot 10^{-5})}{0,001331} = 68,96.$$

Подставляем значения в формулу (20) и получаем:

$$\omega = \sqrt{\frac{68,96 \cdot 9,81}{11,572 \cdot 10^{-3}}} = 241,8 \text{ рад/с} = 2310 \text{ об/мин.}$$

Касательные напряжения кручения определяется по формуле:

$$\tau = \frac{M_{кр. \max}}{W} \leq [\tau], \quad (23)$$

где $[\tau]$ – допустимое напряжение на кручение, 220 МПа;

$M_{кр. \max}$ – максимальный крутящий момент на 1 передаче, 10288,1 Н·м;

W – полярный момент инерции, определяется по формуле (24).

$$W = \frac{\pi \cdot d_B^3}{16}, \quad (24)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 0,11^3}{16} = 0,0003.$$

Подставляем значения в формулу (23) и получаем:

$$\tau = \frac{10288,1}{0,0003} = 39,4 \leq 220.$$

2.2.4 Расчет цепной передачи

Определим передаточное число зубьев быстроходной и тихоходной звездочки по формуле:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (25)$$
$$U = \frac{120}{40} = 3.$$

Средняя скорость цепи на i -ой передаче определяется по формуле:

$$V_i = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_i}{60} \cdot 1000, \quad (26)$$

где Z_1 – число зубьев быстроходной звездочки, 40;

t – шаг цепи, 19,05 мм;

n_i – число оборотов быстроходной звездочки на i -ой передаче:

- на 1 передаче – 131,7 об/мин;
- на 2 передаче – 239,02 об/мин;
- на 3 передаче – 427,9 об/мин;
- на 4 передаче – 666,6 об/мин;
- на 5 передаче – 980,0 об/мин;
- на передаче задний ход – 489,04 об/мин.

$$V_1 = \frac{40 \cdot 19,05 \cdot 131,7}{60} \cdot 1000 = 1,67 \text{ м/с},$$

$$V_2 = \frac{40 \cdot 19,05 \cdot 239,02}{60} \cdot 1000 = 3,03 \text{ м/с},$$

$$V_3 = \frac{40 \cdot 19,05 \cdot 427,9}{60} \cdot 1000 = 5,43 \text{ м/с},$$

$$V_4 = \frac{40 \cdot 19,05 \cdot 666,6}{60} \cdot 1000 = 8,46 \text{ м/с},$$

$$V_5 = \frac{40 \cdot 19,05 \cdot 980,0}{60} \cdot 1000 = 12,44 \text{ м/с},$$

$$V_{3II} = \frac{40 \cdot 19,05 \cdot 489,04}{60} \cdot 1000 = 6,21 \text{ м/с}.$$

Определяем силу натяжения цепи на i -ой передаче по формуле:

$$T_{\psi_i} = \frac{M_{кр} \cdot U_{общ} \cdot \eta_{общ}}{r_z}, \quad (27)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу двигателя, 535,97 Н·м;

r_z – радиус звездочки, 0,375 м;

$\eta_{общ}$ – коэффициент полезного действия привода, принимаем 0,86.

$$T_{\psi_1} = 27434,8 \text{ Н} = 2799,5 \text{ кг},$$

$$T_{\psi_2} = 15118,6 \text{ Н} = 1542,7 \text{ кг},$$

$$T_{\psi_3} = 8444,3 \text{ Н} = 861,7 \text{ кг},$$

$$T_{\psi_4} = 5420,6 \text{ Н} = 553,1 \text{ кг},$$

$$T_{\psi_5} = 5420,6 \text{ Н} = 553,1 \text{ кг},$$

$$T_{\psi_{3X}} = 26144,2 \text{ Н} = 2667,8 \text{ кг}.$$

Крутящий момент на валу барабана определяется по формуле:

$$M_{кр_i} = T_{\psi_i} \cdot r_z, \quad (28)$$

$$M_{кр_1} = 10288,1 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кр_2} = 5669,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кр_3} = 3166,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кр_4} = 2032,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кр_5} = 1382,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{кр_{3X}} = 9804,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим допустимую полезную силу по формуле:

$$P = \left(\frac{[p] \cdot F}{k_3} \right), \quad (29)$$

где $[p]$ – допускаемое давление в шарнирах, 50,73 МПа;

F – проекция опорной поверхности шарнира, определяется по формуле (30);

k_3 – коэффициент, характеризующий условия эксплуатации, определяется по формуле (31).

$$F = B \cdot d, \quad (30)$$

где B – ширина цепи, 54 мм;

d – диаметр валика, 12 мм.

$$F = 648 \text{ мм} = 0,0000648 \text{ м}^2,$$

$$k = k_{дин} \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_{рег} \cdot k_{см} \cdot k_{реж}, \quad (31)$$

где $k_{дин}$ – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки, 1;

k_a – коэффициент, учитывающий длину цепи, равен 0,8;

k_n – коэффициент, учитывающий наклон передачи, равен 1;

$k_{рег}$ – коэффициент, учитывающий регулировку передачи, равен 1;

$k_{см}$ – коэффициент, учитывающий характер смазки, равен 1,5;

$k_{реж}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи, 1.

$$k = 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,2.$$

Подставляем значения в формулу (29) и получаем:

$$P = \left(\frac{5,7 \cdot 648}{1,2} \right) = 3078 \text{ кг.}$$

Определим давление в шарнирах в соответствии с формулой:

$$p_i = \left(\frac{T y_i \cdot k_2}{F} \right), \quad (32)$$

$$p_1 = 50,8 \text{ МПа,}$$

$$p_2 = 27,96 \text{ МПа,}$$

$$p_3 = 15,6 \text{ МПа,}$$

$$p_4 = 10,01 \text{ МПа,}$$

$$p_5 = 6,57 \text{ МПа.}$$

Натяжение от центробежной силы определяется по формуле:

$$S_{ц_i} = \left(\frac{q \cdot V_i^2}{g} \right), \quad (33)$$

где q – вес 1 погонного метра цепи, 3,04 кг;

$$S_{ц_1} = 0,86 \text{ кг} = 8,44 \text{ Н,}$$

$$S_{ц_2} = 2,84 \text{ кг} = 27,86 \text{ Н,}$$

$$S_{ц_3} = 9,14 \text{ кг} = 89,66 \text{ Н,}$$

$$S_{ц_4} = 22,18 \text{ кг} = 217,59 \text{ Н,}$$

$$S_{Ц5} = 47,95 \text{ кг} = 470,39 \text{ Н},$$

$$S_{Цcp} = 12,07 \text{ кг} = 118,4 \text{ Н}.$$

Натяжение от провисания цепи определяется по формуле:

$$Sq = k_f \cdot q \cdot A, \quad (34)$$

где A – межосевое расстояние, 1300 мм или 1,3 м;

k_f – коэффициент, зависящий от положения линии звездочек, принимаем равным 2.

$$Sq = 2 \cdot 3,04 \cdot 1,3 = 7,9 \text{ кг} = 77,5 \text{ Н},$$

Определяем нагрузку на вал по формуле:

$$S_{Bi} = T\alpha_i \cdot k_B, \quad (35)$$

где k_B – коэффициент нагрузки, принимаем равным 1,15.

$$S_{B1} = 31550,12 \text{ Н},$$

$$S_{B2} = 17386,4 \text{ Н},$$

$$S_{B3} = 9710,94 \text{ Н},$$

$$S_{B4} = 6233,7 \text{ Н},$$

$$S_{B5} = 4240,6 \text{ Н}.$$

2.2.5 Расчет карданной передачи

Приведение сплошной части к трубчатой части или наоборот осуществляется на основании равенства критических оборотов реальной и приведенной частей (рисунок 7).

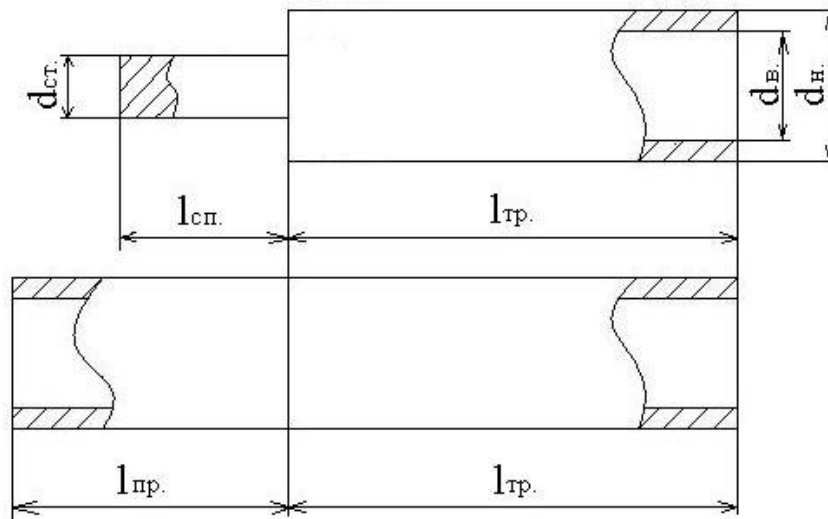


Рисунок 7 – Схема приведения сплошной части к трубчатой

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \left(\sqrt{\frac{d_H^2 + d_B^2}{L_{np.}^2}} \right) = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{d_{cm}}{L_{cn}^2} \right), \quad (35)$$

$$L_{np.} = L_{cn} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{d_{cm}}} = 100 \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{75^2 + 63^2}}{54}} = 135 \text{ мм},$$

$$L = L_{np.} + L_{cn} \cdot 135 + 220 = 355 \text{ мм}.$$

Расчет деталей карданной передачи начинается с определения исходных данных:

- d_B – внутренний диаметр вала, 63 мм;
- d_H – наружный диаметр вала, 75 мм;
- L – длина вала, 355 мм;

«Карданный вал рассчитывается на критическое число оборотов, кручение, сжатие и растяжение.

Критическое число оборотов подсчитывается по формуле:

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \left(\sqrt{\frac{d_H^2 + d_B^2}{L^2}} \right), \quad (36)$$

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \left(\sqrt{\frac{75^2 + 63^2}{355^2}} \right) = 9326 \text{ об/мин.}$$

Критическое число оборотов карданного вала должно быть в 1,5-2 раза выше максимальных эксплуатационных оборотов (980 мин^{-1}), то есть не более 5828 об/мин» [10].

Напряжение кручения определяется по формуле:

$$\tau = \frac{M_{K_{\max}} \cdot d_H}{0,2 \cdot (d_H^4 + d_B^4)}, \quad (37)$$

$$\tau = \frac{3987,62 \cdot 75}{0,2 \cdot (75^4 + 63^4)} = 94 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение кручения $[\tau]$ составляет 300-400 МПа.

Жесткость вала определяется по углу закрутки, которая не должна превышать $7-8^\circ$ на метр длины:

$$\theta = \frac{M_{K_{\max}} \cdot L}{J \cdot G} \cdot \frac{\pi}{180}, \quad (38)$$

где J – полярный момент инерции вала (формула 39);

G – модуль упругости 2-го рода, $8,1 \cdot 10^4$ МПа.

$$\theta = \frac{M_{K_{\max}} \cdot L}{J \cdot G} \cdot \frac{\pi}{180}, \quad (39)$$

$$\theta = 0,65^\circ \text{ или } 1,83 \text{ на метр длины.}$$

Сжатие – растяжение карданного вала определяется величиной осевой силы, определяющаяся в соответствии с формулой (40):

:

$$P_X = \frac{M_{K_{\max}}}{r_{cp}} \cdot \mu, \quad (40)$$

где r_{cp} – средний радиус шлицевой части, 0,036 м;

μ – коэффициент трения в шлицах, 0,2.

$$P_X = \frac{3987,62}{0,036} \cdot 0,2 = 22153,4 \text{ Н.}$$

Напряжение сжатия определяется по формуле:

$$\delta_{сж} = \frac{P_X}{F} \leq [\delta_{сж}], \quad (41)$$

где $[\delta_{сж}]$ – допускаемое напряжение, 160 МПа;

F – площадь сечения вала, которая определяется по формуле (42).

$$F = \pi \cdot \frac{d_H^2 + d_B^2}{4} = 0,00129996 \text{ м}^2, \quad (42)$$

$$\delta_{сж} = \frac{22153,4}{0,00129996} = 17,04 \leq 160 \text{ МПа.}$$

Шлицы карданного вала рассчитываются на смятие и на срез.

Напряжение смятия определяется по формуле:

$$\delta_{см} = \frac{8 \cdot M_{K_{\max}}}{(d_{ш.н.}^2 - d_{ш.в.}^2) \cdot l \cdot n} \leq [\delta_{см}], \quad (43)$$

где $[\delta_{см}]$ – допускаемое напряжение, 20 МПа;

$d_{ш.н.}$ – наружный диаметры шлиц, 62 мм;

$d_{ш.в.}$ – внутренний диаметры шлиц, 52 мм;

l – длина шлиц, 70 мм;

n – число шлиц, 22.

$$\delta_{см} = \frac{8 \cdot 3987,62}{(62^2 - 52^2) \cdot 70 \cdot 22} = 18,2 \leq 20 \text{ МПа}.$$

Напряжение среза определяется по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot M_{K_{\max}}}{(d_{ш.н.} + d_{ш.в.}) \cdot l \cdot b \cdot n} \leq [\tau_{ср}] \quad (44)$$

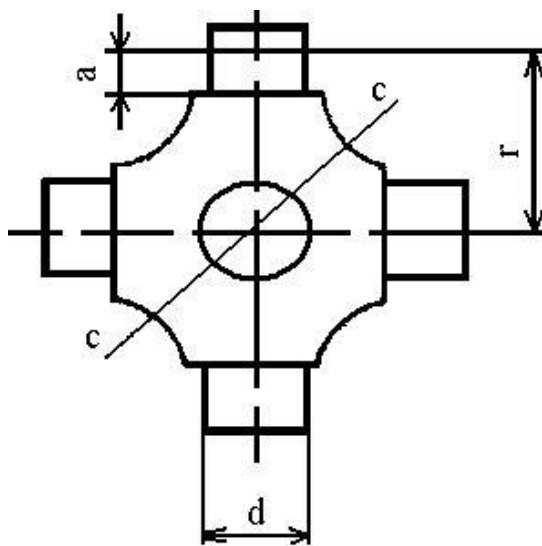
где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение, 30 МПа;

b – ширина шлиц, 5 мм.

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot 3987,62}{(62 + 52) \cdot 70 \cdot 5 \cdot 22} = 18,2 \leq 30 \text{ МПа}.$$

Расчет карданного шарнира.

Шип крестовины карданного шарнира, представленный на рисунке 8, рассчитывается на изгиб и срез.



$$a = 0,012\text{м}; r = 0,044\text{м}; d = 0,027\text{м}$$

Рисунок 8 – Схема шипа крестовины карданного шарнира

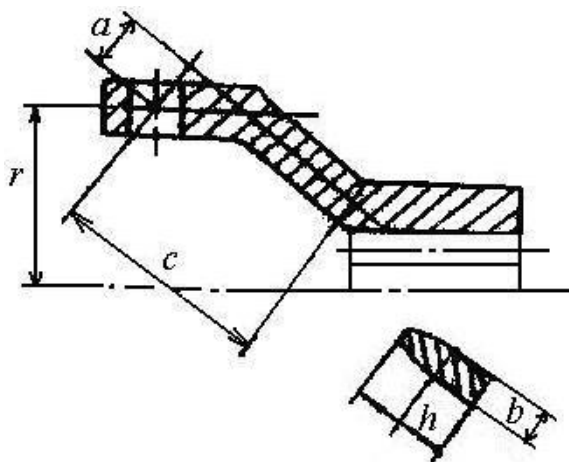
Напряжение изгиба определяется по формуле:

$$\delta_{II} = M_{K_{\max}} \cdot \frac{a}{2} \cdot 0,1 \cdot r \cdot d^3 \leq [\delta_{II}], \quad (45)$$

где $[\delta_{II}]$ – допускаемое напряжение, 300 МПа;

$$\delta_{II} = 3987,62 \cdot \frac{0,012}{2} \cdot 0,1 \cdot 0,044 \cdot 0,027^3 = 276 \leq 300 \text{ МПа}.$$

Вилка карданного шарнира, представленная на рисунке 9, рассчитывается на изгиб и кручение.



$$r = 0,044\text{м}; a = 0,012\text{м}; c = 0,058\text{м}; b = 0,018\text{м}; h = 0,06\text{м}$$

Рисунок 9 – Схема вилки карданного шарнира

Напряжение изгиба определяется по формуле:

$$\delta_{II} = M_{K_{\max}} \cdot \frac{c}{2r} \cdot W \leq [\delta_{II}], \quad (46)$$

где $[\delta_{II}]$ – допускаемое напряжение, 60-80 МПа;

$$\delta_{II} = 3987,62 \cdot \frac{0,058}{2 \cdot 0,044} \cdot 5,4 \cdot 10^{-6} = 40,5 \leq 60 - 80 \text{ МПа.}$$

Напряжение кручения определяется по формуле:

$$\tau_{кр} = M_{K_{\max}} \cdot \frac{a}{2 \cdot r} \cdot W \leq [\tau_{кр}] \quad (47)$$

$[\tau_{кр}]$ – допускаемое напряжение, 150 МПа.

$$\tau_{кр} = 3987,62 \cdot \frac{58}{2 \cdot 0,044} \cdot 3,9 \cdot 10^{-6} = 139,8 \leq 150 \text{ МПа.}$$

2.2.6 Расчет массы и момента инерции бегового барабана

Масса бегового барабана рассчитывается как сумма масс составных элементов бегового барабана (рисунок 10).

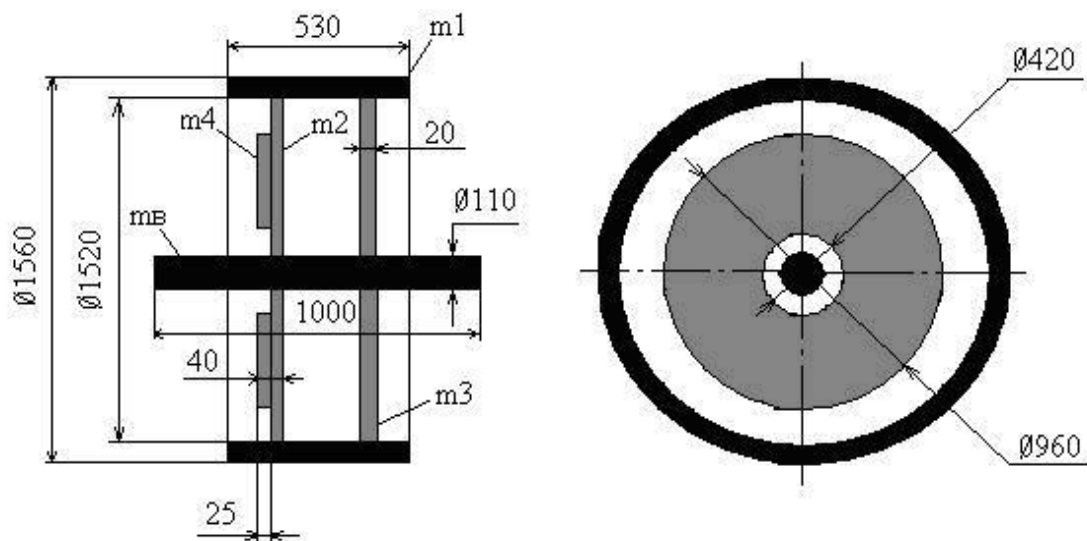


Рисунок 10 – Схема бегового барабана

$$m_{кр} = \sum m_i, \quad (48)$$

$$m_i = \rho \cdot V_i, \quad (49)$$

где ρ – плотность стали, $7,82 \text{ г/см}^3$;

V_i – объем тела (формула 49).

$$V_i = S_i \cdot h_i, \quad (50)$$

где h_i – толщина тела;

S_i – площадь тела (кольца):

$$- S_1 = 967,12 \text{ см}^2;$$

$$- S_2 = S_3 = 22983 \text{ см}^2;$$

$$- S_4 = 7452 \text{ см}^2.$$

Объем составных элементов бегового барабана:

$$V_1 = 967,12 \cdot 53 = 51257,36 \text{ см}^3,$$

$$V_2 = 22983 \cdot 1,5 = 34474,5 \text{ см}^3,$$

$$V_3 = 22983 \cdot 2 = 45966 \text{ см}^3,$$

$$V_4 = 7452 \cdot 2,5 = 18630 \text{ см}^3.$$

Таким образом, масса составных элементов бегового барабана:

$$m_1 = 7,85 \cdot 51257,36 = 402,37 \text{ кг},$$

$$m_2 = 7,85 \cdot 34474,5 = 270,625 \text{ кг},$$

$$m_3 = 7,85 \cdot 45966 = 360,833 \text{ кг},$$

$$m_4 = 7,85 \cdot 18630 = 146,245 \text{ кг}.$$

Масса бегового барабана:

$$m_{\text{кр}} = 402,37 + 270,625 + 360,833 + 146,245 = 1180,073 \text{ кг}.$$

Момент инерции бегового барабана рассчитывается как сумма моментов инерции составных элементов бегового барабана:

$$J_{\text{б.б.}} = \sum J_i. \quad (51)$$

Момент инерции кольца определяется по формуле:

$$J_i = \frac{m \cdot R^2}{2}, \quad (52)$$

$$J_{\text{б.б.}} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4,$$

$$J_{\text{б.б.}} = \frac{m_1 \cdot (0,78^2 + 0,755^2)}{2} + \frac{m_2 \cdot 0,755^2}{2} + \frac{m_3 \cdot 0,755^2}{2} + \frac{m_4 \cdot 0,055^2}{2},$$

$$J_{\text{б.б.}} = 298,165 + 79,67 + 119,5 + 0,124 = 497,46 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

2.2.7 Определение напряжения в ободе бегового барабана

«Для определения напряжения в ободе бегового барабана считаем, что все его точки находятся на одинаковом расстоянии от оси вращения, равном его среднему радиусу r , силы инерции направлены от оси вращения. На элемент кольца действует сила инерции в виде центробежной силы, величина которой (интенсивность):» [10]

$$q = \frac{\gamma \cdot F}{g} \cdot \omega^2 \cdot r_{cp}, \quad (53)$$

где r_{cp} – средний радиус кольца, 0,75 м;

γ – вес единицы объема материала, 78 кН/м³;

F – площадь поперечного сечения

«Таким образом, действие на кольцо центробежных сил аналогично действию равномерного внутреннего давления интенсивностью q . Вследствие круговой симметрии системы и нагрузки в поперечных сечениях изгибающие моменты и поперечные силы во всех сечениях равны нулю.

Для определения продольных усилий N действующих в поперечных (радиальных) сечениях кольца, рассмотрим равновесие половины кольца (рисунок 11). На половину кольца действуют две силы N , приложенные в проведенных сечениях, и силы инерции интенсивностью q [10].

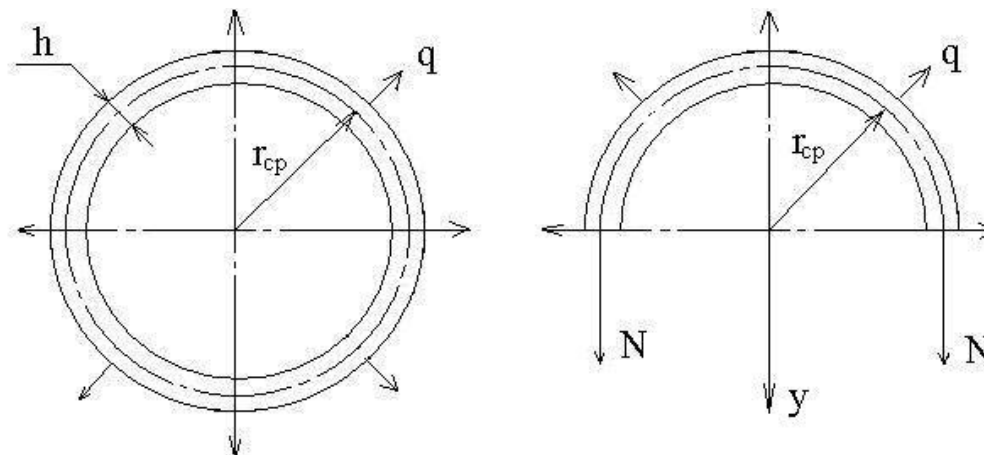


Рисунок 11 – Схема бегового барабана

«Равнодействующая распределенной нагрузки интенсивностью q равна произведению q на диаметр, перпендикулярна к диаметру и действует по оси, проходящей через его середину, то есть по оси y . Условие равновесия половины кольца при проецировании сил на ось y запишется следующим образом:» [12]

$$2N - q \cdot 2 \cdot r = 0, \quad (54)$$

$$N = q \cdot r.$$

Нормальное напряжение в поперечном сечении кольца определяется по формуле:

$$\delta = \frac{N}{F} \text{ или } \delta = \frac{q \cdot r}{F}, \quad (55)$$

Подставляя значение произведения q и r получим:

$$\delta = \frac{\gamma}{g} \cdot r_{cp}^2 = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot r_{cp}^2, \quad (56)$$

или учитывая, что скорость равна произведению угловой скорости на радиус, то получим:

$$\delta = \frac{\gamma}{g} \cdot V^2 \leq [\delta], \quad (57)$$

где $[\delta]$ – допускаемое напряжение, для стали 25 – 460 МПа.

На стенде максимальное напряжение будет на 5 передаче при скорости 26,67 м/с.

$$\delta = \frac{78 \cdot 10^3}{9,81} \cdot 26,67^2 = 5,66 \leq 460 \text{ МПа.}$$

Из условия прочности определим допускаемую величину окружной скорости по формуле:

$$V \leq \delta = \frac{[\delta] \cdot g}{\gamma} = 240 \text{ м/с,} \quad (58)$$

$$\frac{V}{r_{б.б.}} \cdot 30 = 3017 \text{ об/мин.} \quad (59)$$

что является меньше эксплуатационной величины.

2.2.8 Расчет карданного вала нагружаемого колеса

«Приведение сплошной части к трубчатой части или наоборот осуществляется на основе равенства критических оборотов реальной и приведенной частей (рисунок 12)» [12].

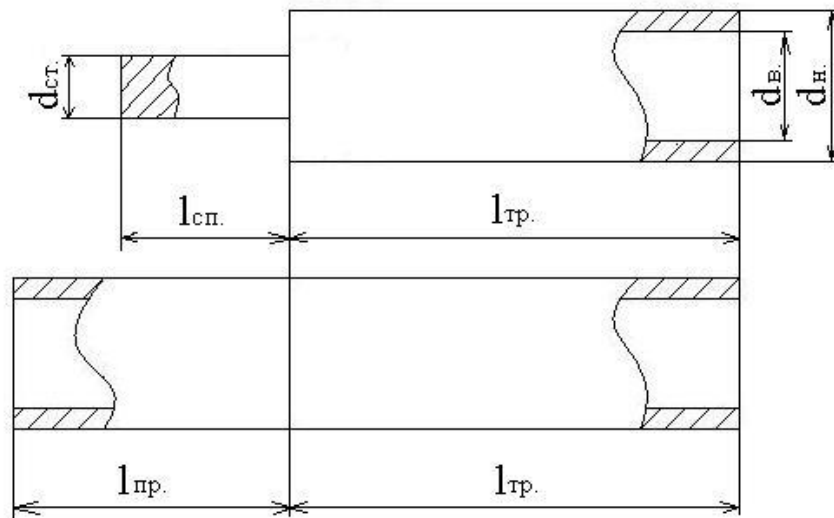


Рисунок 12 – Приведение сплошной части к трубчатой части

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{d_n^2 + d_e^2}}{L_{np}^2} = 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{d_{cm}}{L_{cn}^2}, \quad (60)$$

$$L_{np} = L_{cn} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{d_n^2 + d_e^2}}{d_{cm}}}, \quad (61)$$

$$L_{np} = 80 \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{75^2 + 63^2}}{54}} = 108 \text{ мм},$$

$$\sum L_{np} = L_{np} + L_{mp},$$

$$\sum L_{np} = 108 + 240 = 348 \text{ мм}.$$

Для проведения расчета деталей карданного вала необходимо иметь исходные данные:

- d_e – внутренний диаметр вала, 63 мм;
- d_n – наружный диаметр вала, 75 мм;
- l – длина вала, 348 мм.

$$M_{к\max} = M_{T\max} = F_{T\max} \cdot r_k, \quad (62)$$

где $M_{T\max}$ – максимальный тормозной момент на колесе;

$F_{T\max}$ – максимальная тормозная сила на колесе, определяется по формуле (63);

r_k – радиус качения колеса, определяется по формуле (64);

$$F_{T\max} = m_H \cdot \varphi \cdot g, \quad (63)$$

где m_H – прижимная сила, приложенная к колесу, кг;

φ – коэффициент сцепления колеса с поверхностью барабана.

$$F_{T\max} = 500 \cdot 0,7 \cdot 9,81 = 3434 \text{ Н.}$$

$$r_k = 1,04 \cdot r_k = 1,04 \cdot 0,275 = 0,286 \text{ м,} \quad (64)$$

$$M_{к\max} = 3434 \cdot 0,286 = 982 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

«Карданный вал рассчитывается на критическое число оборотов, кручение, сжатие и растяжение. Критическое число оборотов подсчитывается по формулам:» [12]

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{d_n^2 + d_e^2}}{L^2}, \quad (65)$$

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{75^2 + 63^2}}{348^2} = 9705 \text{ об/мин,}$$

«Критическое число оборотов карданного вала должно быть в 1,5-2 раза выше максимальных эксплуатационных оборотов, то есть не более 4853 об/мин» [12].

Для данного карданного вала максимальные обороты составят:

$$n_{\max} = \frac{30 \cdot V}{\pi \cdot r}, \quad (66)$$

$$n_{\max} = \frac{30 \cdot 25,98}{3,14 \cdot 0,76} = 326,6 \text{ об/мин.}$$

Напряжение кручения определяется по формуле:

$$\tau = \frac{(M_{K \max} \cdot d_n)}{0,2 \cdot (d_n^4 + d_e^4)},$$

$$\tau = \frac{(982 \cdot 75)}{0,2 \cdot (75^4 + 63^4)} = 7,8 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение кручения $[\tau]$ 300-400 МПа.

Жесткость вала определяется по углу закрутки (допустимая 7-8°) по формуле:

$$\theta = \frac{M_{K \max} \cdot L}{J \cdot G} \cdot \frac{\pi}{180}, \quad (67)$$

где J – полярный момент инерции вала;

G – модуль упругости 2го рода, равен $8,1 \cdot 10^4$ МПа.

$$\theta = \frac{982 \cdot 10^{-6} \cdot 0,342 \cdot 32}{3,14 \cdot (75^4 - 63^4) \cdot 8,1 \cdot 10^4} \cdot \frac{3,14}{180} = 0,16^\circ.$$

Сжатие – растяжение карданного вала определяется величиной осевой силы, которая вычисляется по формуле:

$$P_x = \frac{M_{K \max}}{r_{cp}} \cdot \mu, \quad (68)$$

где r_{cp} – средний радиус шлицевой части, 0,036 м;

μ – коэффициент трения в шлицах, 0,2.

$$P_x = \frac{982}{0,036} \cdot 0,2 = 5455 \text{ Н.}$$

Напряжение сжатия определяется по формуле:

$$\delta_{сж} = \frac{P_x}{F} \leq [\delta_{сж}], \quad (69)$$

где $[\delta_{сж}]$ – допускаемое напряжение, 160 МПа;

F – площадь сечения вала, которая определяется по формуле (42).

$$F = \pi \cdot \frac{d_H^2 + d_B^2}{4} = 0,00129996 \text{ м}^2, \quad (70)$$

$$\delta_{сж} = \frac{5455}{0,00129996} = 4,20 \leq 160 \text{ МПа.}$$

Шлицы карданного вала рассчитываются на смятие и на срез.

Напряжение смятия определяется по формуле:

$$\delta_{см} = \frac{8 \cdot M_{K_{\max}}}{(d_{ш.н.}^2 - d_{ш.в.}^2) \cdot l \cdot n} \leq [\delta_{см}] \quad (71)$$

где $[\delta_{см}]$ – допускаемое напряжение, 20 МПа;

$d_{ш.н.}$ – наружный диаметры шлиц, 62 мм;

$d_{ш.в.}$ – внутренний диаметры шлиц, 52 мм;

l – длина шлиц, 70 мм;

n – число шлиц, 22.

$$\delta_{см} = \frac{8 \cdot 982}{(62^2 - 52^2) \cdot 70 \cdot 22} = 4,48 \leq 20 \text{ МПа.}$$

Напряжение среза определяется по формуле:

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot M_{K_{max}}}{(d_{ш.н.} + d_{ш.в.}) \cdot l \cdot b \cdot n} \leq [\tau_{cp}] \quad (72)$$

где $[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение, 30 МПа;

b – ширина шлиц, 5 мм.

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot 982}{(62 + 52) \cdot 70 \cdot 5 \cdot 22} = 4,48 \leq 30 \text{ МПа.}$$

2.3 Расчет объемного гидропривода стенда для испытания эластичных шин

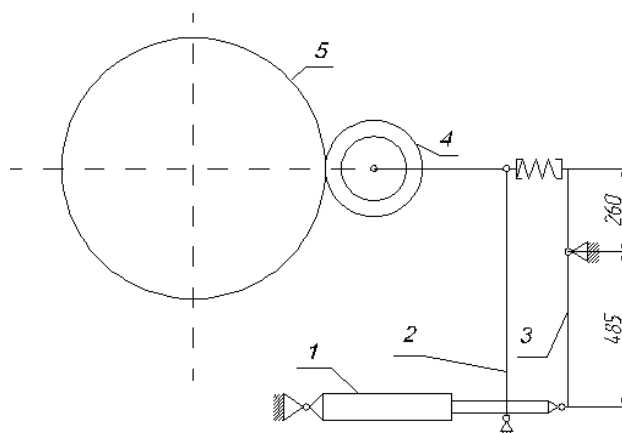
2.3.1 Расчет мощности и подачи насоса

«Полезная мощность на штоке гидроцилиндра для прижатия колеса к барабану:

$$N_u = \frac{F \cdot V}{1000}, \quad (73)$$

где F – усилие на штоке;

V – скорость перемещения колеса 0,2 м/с» [10].



1 – гидроцилиндр; 2 – поддерживающий рычаг; 3 – нагруженный рычаг;
4 – колесо; 5 – беговой барабан

Рисунок 13 – Схема рычагов для нагружения колеса
 Определяем усилие на штоке гидроцилиндра в соответствии с формулой (74):

$$\ll F = \frac{G \cdot L}{l} \cdot g, \quad (74)$$

где G – сила прижатия колеса, 500 кг;

L – расстояние от оси крепления рычага до оси колеса, м;

l – расстояние от оси крепления рычага до крепления гидроцилиндра, м» [12].

$$F = \frac{500 \cdot 0,26}{0,485} \cdot 9,81 = 2680 \text{ Н,}$$

$$N_{\text{ц}} = \frac{2680 \cdot 0,2}{1000} = 0,54 \text{ кВт.}$$

Определяем мощность насосной установки в соответствии с формулой (75):

$$\ll N_{n,y} = K_{z,c} \cdot K_{z,y} \cdot Z_{\text{ц}} \cdot N_{\text{ц}}, \quad (75)$$

где $K_{z,c}$ – коэффициент запаса по скорости, 1,2;

$K_{z,y}$ – коэффициент запаса по устойчивости, 1,1;

$Z_{\text{ц}}$ – число одновременно работающих гидроцилиндров, 1» [12].

$$N_{n,y} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,54 = 0,8 \text{ кВт.}$$

Расход рабочей жидкости в гидросистеме определяется по формуле:

$$Q_{z,n} = \frac{N_{n,y}}{P_{\text{ном}}}, \quad (76)$$

где $P_{ном}$ – номинальное давление, 6,3 МПа;

$$Q_{з.п} = \frac{0,8}{6,3} = 0,13 \text{ л.}$$

Усилие на штоке гидроцилиндра поворотного колеса станда:

$$F = \frac{500 \cdot 0,5}{0,4} \cdot 9,81 = 6250 \text{ Н,}$$

Полезная мощность на штоке гидроцилиндра для перемещения поворотного колеса определяется в соответствии с формулой (73):

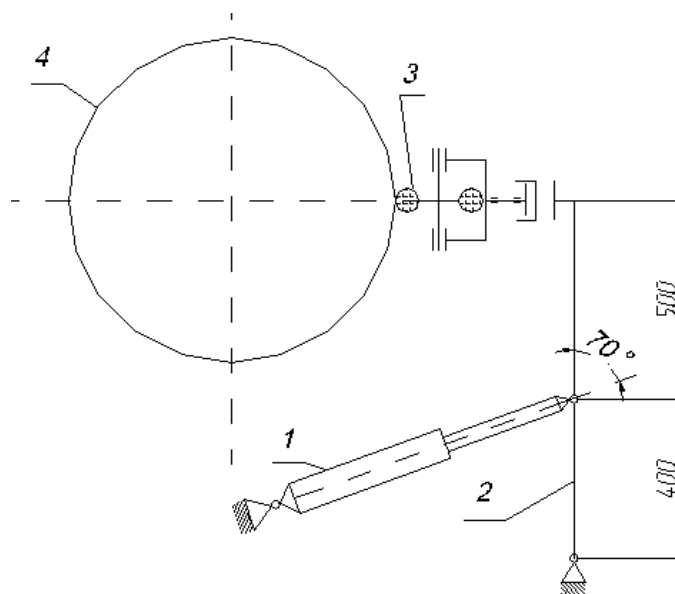
$$N_{п} = \frac{6250 \cdot 0,2}{1000} = 1,25 \text{ кВт.}$$

Мощность насосной установки определим в соответствии с формулой (75):

$$N_{н.у} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,65 \text{ кВт.}$$

Расход рабочей жидкости в гидросистеме определим в соответствии с формулой (76):

$$Q_{з.п} = \frac{1,65}{6,3} = 0,26 \text{ л.}$$



1 – гидроцилиндр; 2 – нагружающий рычаг; 3 – колесо; 4 – беговой барабан

Рисунок 14 – Схема нагружения поворотного колеса стенда

2.5.2 Подбор насоса

Определение рабочего объема насоса осуществляется в соответствии с формулой (77):

$$q_{н.р} = 10^3 \cdot \frac{Q}{n_{ном} \cdot \eta_{об.н}}, \quad (77)$$

где Q – общий расход, 8,89 л/мин;

$n_{ном}$ – номинальное число оборотов вала насоса об/мин 1100;

$\eta_{об.н}$ – объемный коэффициент полезного действия, 0,9.

$$q_{н.р} = 10^3 \cdot \frac{8,89}{1100 \cdot 0,95} = 8,8 \text{ см}^3.$$

По данным каталога подбираем насос с ближайшим значением рабочего объема. Насос с рабочим объемом 11,6 см³.

Действительная подача насоса определяется в соответствии с формулой (77):

$$Q_H = 10^{-3} \cdot q_H \cdot n_{\text{юм}} \cdot \eta_{\text{об.н}}, \quad (77)$$

$$Q_H = 10^{-3} \cdot 11,6 \cdot 1100 \cdot 0,9 = 11,48 \text{ л/мин.}$$

Максимальное давление 35 МПа

Мощность потребная в целях привода насоса, определяется по формуле (78):

$$N = \frac{P \cdot Q}{1000 \cdot \eta_H}, \quad (78)$$

$$N = \frac{35 \cdot 11,6}{1000 \cdot 0,9} = 0,45 \text{ кВт.}$$

2.5.3 Подбор и расчет гидроцилиндров

«Расчет давления жидкости для создания необходимого заданного усилия в 5000 Н для прижатия тормозящего колеса.

Гидроцилиндр типа 032.125.80.630 с диаметром поршня 75 мм, диаметр штока 40 мм, длина корпуса 890 мм, длина штока 630 мм, общая длина составляет 1520 мм» [10].

$$f = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (79)$$

$$f = \frac{3,14 \cdot 0,075^2}{4} = 0,0044 \text{ м}^2,$$

$$P_{\text{ч.р.}} = \frac{5000}{0,0044} = 1,14 \text{ МПа},$$

Давление слива равна 0,4 МПа, коэффициент полезного действия – 0,96.

Отношение между диаметрами штока и поршня:

$$\frac{d}{D} = \frac{0,0040}{0,0075} = 0,53. \quad (80)$$

«Расчет давления жидкости для создания необходимого заданного усилия в 5000Н для прижатия тормозящего колеса.

Два распределители золотникового типа трехпозиционные трехходовые для управления гидроцилиндрами.

В гидросистемах оборудования применяют, в основном применяют в основном линейные фильтры (ОСТ 22-883-75) с бумажным фильтроэлементом, обеспечивающим тонкость фильтрации 40 мкм. Фильтр включен в сливную магистраль» [10].

Внутренний диаметр трубы на выходе из гидронасоса определяется по формуле:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{V}}, \quad (80)$$

где Q – расход жидкости на участке, 11,48 л/мин;

V – средняя скорость рабочей жидкости 5 м/с.

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{11,48}{5}} = 6,97 \text{ мм.}$$

«По ГОСТ 8732-78 и ГОСТ 8734-75 (размер стальных бесшовных труб) принимаем ближайшее значение диаметра – 7 мм.

Внутренний диаметр трубы на входе в гидронасос:» [12]

По формуле (80) также рассчитываем внутренний диаметр, учитывая, что средняя скорость рабочей жидкости 0,8 м/с.

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{11,48}{0,8}} = 17,4 \text{ мм.}$$

«По ГОСТ 8732-78 и ГОСТ 8734-75 (размер стальных бесшовных труб) принимаем ближайшее значение диаметра – 17,5 мм.

Внутренний диаметр трубы на участке до опорных гидроцилиндров» [10].

По формуле (80) рассчитываем внутренний диаметр, учитывая, что средняя скорость рабочей жидкости 4,0 м/с.

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{11,48}{4}} = 3,02 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 4$ мм.

Внутренний диаметр трубы на участке до гидроцилиндра выдвижения стрелы рассчитывается по формуле (80), учитывая, что средняя скорость рабочей жидкости 4,0 м/с и расхода жидкости на участке 0,88 л/мин.

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{0,8}{4}} = 2,15 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 4$ мм.

Внутренний диаметр трубы на участке до гидроцилиндра поднятия стрелы рассчитывается по формуле (80), учитывая, что средняя скорость рабочей жидкости 4,0 м/с и расхода жидкости на участке 6,28 л/мин.

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{6,28}{4}} = 5,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 6$ мм.

«Расчет потерь давления в гидросистеме.

Суммарные потери давления в гидросистеме складываются из потерь давления в отдельных элементах.

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_l + \sum \Delta P_m + \sum \Delta P_{z.a}, \quad (81)$$

где $\sum \Delta P_l$ – суммарные потери давления на трение по длине всех участков трубопровода;

$\sum \Delta P_m$ – суммарные потери давления в местных сопротивлениях трубопровода;

$\sum \Delta P_{z.a}$ – суммарные потери давления в гидроаппаратурах.

$$\Delta P_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f} \right)^2, \quad (82)$$

$$\Delta P_m = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f} \right)^2, \quad (83)$$

где λ – коэффициенты гидравлического трения, равен 0,45;

ζ – коэффициенты местного сопротивления, равен 0,5.

Q – расход жидкости;

l , d и f – длина, диаметр и площадь сечения потока на расчётном участке трубопровода;

ρ – плотность рабочей жидкости» [12].

Промежуток от гидронасоса до распределителей:

$$\Delta P_l = 0,45 \cdot \frac{500}{7} \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{11,48}{38,4} \right)^2 = 1235 \text{ Па},$$

$$\Delta P_m = 0,5 \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{11,48}{38,4} \right)^2 = 19,21 \text{ Па}.$$

Промежуток от распределителя до опорных гидроцилиндров.

$$\Delta P_l = 0,45 \cdot \frac{1500}{4} \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{1,73}{12,56} \right)^2 = 1376 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_M = 0,5 \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{1,73}{12,56} \right)^2 = 4,07 \text{ Па.}$$

Промежуток от распределителя до гидроцилиндров выдвижения стрелы:

$$\Delta P_l = 0,45 \cdot \frac{2000}{4} \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{0,88}{12,56} \right)^2 = 474 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_M = 0,5 \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{0,88}{12,56} \right)^2 = 1,05 \text{ Па.}$$

Промежуток от распределителей до гидроцилиндра поднятия стрелы:

$$\Delta P_l = 0,45 \cdot \frac{1000}{6} \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{6,28}{28,26} \right)^2 = 1592 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_M = 0,5 \cdot \frac{860}{2} \cdot \left(\frac{6,28}{28,26} \right)^2 = 10,6 \text{ Па.}$$

Напорная линия

$$\sum \Delta P_{ин} = 1235 + 19,21 + 1376 + 4,07 + 474 + 1,05 + 1592 + 10,6 = 4711 \text{ Па}$$

Рабочая жидкость ВМГЗ с плотностью 860 кг/м³, температура застывания минус 60 град.

3 Технологический процесс

3.1 Определение радиуса качения колеса для случая его качения в ведомом режиме без увода

«Радиус качения колеса очень близок по своему абсолютному значению, к силовому радиусу качения колеса, определяемому в свободном режиме.

Воспроизвести ведомый режим качения колеса значительно проще, чем свободный, и сам процесс определения радиуса качения не представляет особых сложностей. Для этого обычно пользуются зависимостью:

$$r_{ко} = \frac{S_k}{2\pi \cdot n}, \quad (84)$$

где S_k – путь, пройденный колесом за n оборотов при фиксированном значении нормальной нагрузки R_z » [14].

«Определим значения радиуса $r_{ко}$ для случая качения колеса по жесткой поверхности бегового барабана без увода.

Для определения радиуса качения колеса необходимо выполнить следующие действия:

1. Установить в шине давление воздуха 0,19 МПа;
2. При помощи гидроцилиндра нагрузить шину нормальной нагрузкой 500 Н (контроль нагрузки осуществлять по измерителю прогиба нажимной пружины);
3. Измерить свободный радиус колеса линейкой;
4. В центре пятна контакта шины мелом нанести на боковую поверхность шины риску начала отсчета пути пройденного колесом;
5. Напротив, на поверхности бегового барабана нанести вторую риску;

6. Медленно вращая руками беговой барабан повернуть колесо вокруг оси вращения ровно 10 раз;
7. Во время поворота колеса считать количество оборотов барабана;
8. Определить радиус качения колеса $r_{ко}$, учитывая, что путь, пройденный колесом по поверхности бегового барабана определяется по формуле:

$$S_k = 2\pi \cdot n_o \cdot r_o \quad (85)$$

где n_o – количество оборотов сделанных беговым барабаном;
 r_o – радиус бегового барабана, 0,8 м.

С учетом выражений (84) и (85) найти радиус качения $r_{ко}$.

9. Значение рассчитанного радиуса качения $r_{ко}$ занести в отчет;
10. Последовательно определить значения радиуса качения $r_{ко}$ для следующих значений нормальной нагрузки на колесо: 1000 Н, 1500 Н, 2000 Н, 2500 Н, 3000 Н, 3500 Н;
11. Используя полученные значения построить график зависимости радиуса качения $r_{ко}$ от нормальной нагрузки на колесо R_z [10].

3.2 Определение выходных характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме без увода

«С целью экспериментального определения выходных характеристик эластичной шины в функции проскальзывания S сначала необходимо получить зависимости двух силовых (M_m и R_x), а также двух кинематических (ω_k и ω_o) параметров в функции времени. (В данном случае ω_o - угловая частота бегового барабана).

Для этого необходимо:

- установить в шине давление воздуха 0,19 МПа;

- подготовить к работе, тарировать и прогреть измерительную аппаратуру;
- при помощи гидроцилиндра нагрузить шину заданной величиной нормальной нагрузки;
- пустить двигатель привода бегового барабана;
- выжать сцепление и включить третью передачу в КПП привода бегового барабана (что соответствует линейной скорости 20 м/с);
- плавно отпуская рычаг сцепления привести во вращение беговой барабан с прижатым колесом;
- включить измерительную аппаратуру в режим регистрации параметров и, с интервалом в долю секунды, выполнить пункт 8;
- при помощи рычага главного тормозного цилиндра, расположенного в пультовой выполнить экстренное торможение колеса до полного блокирования и последующее его растормаживание;
- выполнить пересчет зависимостей $R_x = f(t)$, $\omega_k = f(t)$, в зависимость $M_\varphi = f(S)$, а зависимости $M_m = f(t)$ и $\omega_k = f(t)$, в зависимость $M_m = f(S)$ и полученные зависимости построить в виде графика» [10].

Для обработки полученных зависимостей выразим линейную скорость V через угловую частоту вращения бегового барабана:

$$V = \omega_\delta \cdot r_\delta \quad (86)$$

где ω_δ и r_δ соответственно угловая частота и радиус бегового барабана.

Теперь подставим выражение для V в (1.7):

$$S = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{к0}}{\omega_\delta \cdot r_\delta}. \quad (87)$$

«Входящие в выражение (87) радиусы r_δ и $r_{к0}$ в условиях стенда можно считать константами. Угловая частота бегового барабана ω_δ в процессе

торможения колеса также меняется очень мало и ее тоже можно считать константой. Из выражения (87) видно, что областью допустимых значений S для режима торможения является:» [10]

$$I \Rightarrow S \Rightarrow 0$$

причем, для случая качения колеса в ведомом режиме S близко к нулю, а для случая полного блокирования колеса (когда $\omega_k = 0$) $S = 1$.

4 Безопасность и экологичность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

4.1 Конструктивно-технологическая и организационно техническая характеристики стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Паспорт безопасности предназначен для обеспечения потребителя достоверной информацией по безопасности применения, хранения, транспортирования и утилизации материалов, изделий, устройств а также их использования в бытовых целях.

Паспорт безопасности должен содержать изложенную в доступной и краткой форме достоверную информацию, достаточную для принятия потребителем необходимых мер по обеспечению защиты здоровья людей и их безопасности на рабочем месте, охране окружающей среды на всех стадиях жизненного цикла вещества, в том числе утилизацию.

В таблице 2 представлен паспорт безопасности на стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной.

Таблица 2 – Паспорт безопасности на стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Технологический процесс	Наименование и содержание операций и переходов	Должность работника, выполняющего операцию, процесс, согласно Приказа Росстандарта от 12.12.2014 N 2020-ст	Оборудование и приспособления	Перечень веществ и материалов, используемых при выполнении технологического процесса
1	2	3	4	5
Исследование динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной	1 Подготовка стенда к работе. 2 Проведение испытания. 3 Завершение испытания	Слесарь по ремонту автомобилей 5 разряда	Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной	Перчатки, защитные очки

4.2 Определение профессиональных рисков

Определение профессиональных рисков подразумевает под собой процедуру обнаружения, выявления опасных и вредных производственных факторов и установления их временных, количественных и других характеристик, в целях выработки пакета предупреждающих мероприятий для обеспечения безопасности труда.

Сводная информация по идентификации профессиональных рисков при использовании стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной представлена в таблице 3.

Таблица 3 – Идентификация профессиональных рисков

Наименование выполняемых работ	Наименование О и ВПФ согласно ГОСТ 12.0.003-2015	Источник происхождения О и ВПФ
1	2	3
1 Подготовка стенда к работе	Возможность поражения электрическим током	Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной
2 Тарировать и прогреть измерительную аппаратуру	Возможность поражения электрическим током	Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной
	Монотонность труда, вызывающая монотонию	
	Напряжение зрительных анализаторов	
3 Нагрузить шину заданной величиной нормальной нагрузки при помощи гидроцилиндра	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части стенда	Гидроцилиндр
4 Включить электродвигатель привода бегового барабана	Возможность поражения электрическим током	Электродвигатель, беговой барабан
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части стенда	
5 Выжать сцепление и включить третью передачу в коробке передач привода бегового барабана	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной
	Напряжение зрительных анализаторов	
	Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	

Продолжение таблицы 3

1	2	3
6 Привести во вращение беговой барабан с прижатым колесом	Возможность поражения электрическим током	Беговой барабан, электродвигатель
	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части стенда	
7 Включить измерительную аппаратуру стенда в режим регистрации параметров	Монотонность труда, вызывающая монотонию	Измерительная аппаратура
	Напряжение зрительных анализаторов	
8 Выполнить экстренное торможение колеса до полного блокирования и последующее его растормаживание	Движущиеся машины и механизмы, подвижные части стенда	Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной
	Статические нагрузки, связанные с рабочей позой	
9 Завершение испытания	Возможность поражения электрическим током	

4.3 Способы снижения профессиональных рисков

Работодатель обязан ежегодно обеспечивать реализацию мероприятий, направленных на улучшение условий труда, в том числе разработанных по результатам специальной оценки условий труда и оценки профессиональных рисков, и направлять на эти цели, согласно ст. 226 Трудового кодекса РФ, не менее 0,2 % суммы затрат на производство продукции (работ, услуг).

Типовой перечень мероприятий по улучшению условий и охраны труда и снижению уровней профессиональных рисков (далее – Перечень) утвержден Приказом Минздравсоцразвития России от 01.03.2012 № 181н (в ред. от 16.06.2014).

Основные мероприятия, включаемые в Перечень:

- а) Проведение специальной оценки условий труда (далее – СОУТ). СОУТ позволяет оценить условия труда на рабочих местах и выявить вредные и (или) опасные производственные факторы и тем самым выполнить некоторые обязанности работодателя, предусмотренные Трудовым кодексом РФ:

- информировать работников об условиях и охране труда на рабочих местах, о риске повреждения здоровья, предоставляемых им гарантиях, полагающихся им компенсациях и средствах индивидуальной защиты;
 - разработать и реализовать мероприятия по приведению условий труда в соответствие с государственными нормативными требованиями охраны труда;
 - установить работникам компенсации за работу с вредными и (или) опасными условиями труда.
- б) Обеспечение работников, занятых на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, а также на работах, производимых в особых температурных и климатических условиях или связанных с загрязнением, средствами индивидуальной защиты, смывающими и обезвреживающими средствами.
- в) Организация обучения и проверки знаний по охране труда работников.
- г) Проведение обязательных медицинских осмотров и психиатрических освидетельствований.
- д) Устройство новых и (или) модернизация имеющихся средств коллективной защиты работников от воздействия опасных и вредных производственных факторов.
- е) Приведение уровней естественного и искусственного освещения на рабочих местах, в бытовых помещениях, местах прохода работников в соответствие с действующими нормами.
- ж) Устройство новых и (или) реконструкция имеющихся мест организованного отдыха, помещений и комнат релаксации, психологической разгрузки, мест обогрева работников, а также укрытий от солнечных лучей и атмосферных осадков при работах на открытом воздухе; расширение, реконструкция и оснащение санитарно-бытовых помещений.

- з) Обеспечение хранения средств индивидуальной защиты, а также ухода за ними (своевременная химчистка, стирка, дегазация, дезактивация, дезинфекция, обезвреживание, обеспыливание, сушка), проведение ремонта и замена СИЗ.
- и) Приобретение стендов, тренажеров, наглядных материалов, научно-технической литературы для проведения инструктажей по охране труда, обучения безопасным приемам и методам выполнения работ, оснащение кабинетов (учебных классов) по охране труда компьютерами, теле-, видео-, аудиоаппаратурой, лицензионными обучающими и тестирующими программами, проведение выставок, конкурсов и смотров по охране труда.
- к) Обучение лиц, ответственных за эксплуатацию опасных производственных объектов.
- л) Оборудование по установленным нормам помещения для оказания медицинской помощи и (или) создание санитарных постов с аптечками, укомплектованными набором лекарственных средств и препаратов для оказания первой помощи.
- м) Организация и проведение производственного контроля.
- н) Издание (тиражирование) инструкций по охране труда.

Сводная информация по способам снижения профессиональных рисков представлена в таблице 4.

Таблица 4 – Способы снижения профессиональных рисков

О и ВПФ	Организационно-технические методы и технические средства защиты, снижения, устранения О и ВПФ	СИЗ
1	2	3
Возможность поражения электрическим током	Оформление допуска по электробезопасности, проведение инструктажа по работе с электрическими установками, применение заземляющего устройства	Индивидуальные защитные и экранирующие комплекты для защиты от электрических полей

Продолжение таблицы 4

1	2	3
Движущиеся машины и механизмы, подвижные части стенда	<p>Организационно-технические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> – инструктажи по охране труда; – содержание технических устройств в надлежащем техническом состоянии 	Оборудование стенда защитными кожухами, спецодежда в зависимости от условий труда (респиратор, защитные перчатки)
<p>Напряжение зрительных анализаторов. Статические нагрузки, связанные с рабочей позой. Монотонность труда, вызывающая монотонию</p>	<p>Оздоровительно-профилактические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> – медицинские осмотры согласно ст. 212 ТК РФ – рационализация режимов труда и отдыха в соответствии с действующим законодательством РФ; – устройство комнат психологической разгрузки; занятия различными видами физической культуры, санаторно-курортное оздоровление, физиотерапевтические медицинские мероприятия 	–

4.4 Пожарная безопасность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Пожарная безопасность – состояние защищенности личности, имущества, общества и государства от пожаров.

Требования пожарной безопасности – специальные условия социального и (или) технического характера, установленные в целях обеспечения пожарной безопасности законодательством Российской Федерации, нормативными документами или уполномоченным государственным органом.

Каждый работник обязан:

- знать и соблюдать требования правил пожарной безопасности и инструкций о мерах пожарной безопасности, действующих на предприятии;
- при приеме на работу пройти вводный противопожарный инструктаж;
- до начала самостоятельной работы пройти первичный противопожарный инструктаж на рабочем месте;
- не реже одного раза в полугодие проводить повторный противопожарный инструктаж;
- при необходимости проводить внеплановый и целевой противопожарные инструктажи;
- соблюдать меры предосторожности при использовании средств бытовой химии, газовых приборов, проведении работ с легковоспламеняющимися и горючими веществами, материалами и оборудованием;
- при возникновении пожара немедленно сообщить об этом в пожарную охрану, непосредственному или вышестоящему руководителю, принять все меры к эвакуации людей, тушению пожара и сохранности материальных ценностей;
- при нарушениях пожарной безопасности на участке работы, использовании но по прямому назначению пожарного оборудования, указать об этом нарушителю и сообщить лицу, ответственному за пожарную безопасность.

Сводная информация по мероприятиям, направленным на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной представлена в таблице 5.

Таблица 5 – Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности	Предъявляемые требования к обеспечению пожарной безопасности, эффекты от реализации
1	2
Наличие сертификата соответствия продукции требованиям пожарной безопасности	Все приобретаемое оборудование должно в обязательном порядке иметь сертификат качества и соответствия
Обучение правилам и мерам пожарной безопасности в соответствии с Приказом МЧС России 645 от 12.12.2007	Проведение обучения, а также различных видов инструктажей по тематике пожарной безопасности под роспись
Проведение технического обслуживания, планово-предупредительных ремонтов, модернизации и реконструкции оборудования	Выполнение профилактики оборудования в соответствии с утвержденным графиком работ. Назначение приказом руководителя лица, ответственного за выполнение данных работ
Наличие знаков пожарной безопасности и знаков безопасности по охране труда по ГОСТ	Знаки пожарной безопасности и знаки безопасности по охране труда, установленные в соответствии с нормативно-правовыми актами РФ
Рациональное расположение производственного оборудования без создания препятствий для эвакуации и использованию средств пожаротушения	Эвакуационные пути в пределах помещения должны обеспечивать безопасную, своевременную и беспрепятственную эвакуацию людей
Обеспечение исправности, проведение своевременного обслуживания и ремонта источников наружного и внутреннего противопожарного водоснабжения, средств пожаротушения	Не допускается использование неисправных средств пожаротушения также средств с истекшим сроком действия
Разработка плана эвакуации при пожаре в соответствии с требованиями статьи 6.2 ГОСТ Р 12.2.143–2009, ГОСТ 12.1.004–91 ССБТ «Пожарная безопасность Общие требования»	Наличие действующего плана эвакуации при пожаре, своевременное размещение планов эвакуации в доступных для обозрения местах
Размещение информационного стенда по пожарной безопасности	Наличие средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности

4.5 Экологическая безопасность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Сводная информация по идентификации экологических факторов технологического процесса исследования динамики торможения

автомобильного колеса с эластичной шиной представлена в таблице 6.

Таблица 6 – Идентификация экологических факторов технологического процесса исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Структурные составляющие (оборудование) технологического процесса	Антропогенное воздействие на окружающую среду:		
	атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3	4
Стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной	Частицы пыли, резины	Не обнаружено	Спецодежда пришедшая в негодность, твердые бытовые / коммунальные отходы (ТБО, ТКО, коммунальный мусор), металлический лом

Сводная информация по мероприятиям, направленным на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной представлена в таблице 7.

Таблица 7 – Мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

Мероприятий, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной на:		
атмосферу	гидросферу	литосферу
1	2	3
Использование фильтрующих элементов в имеющихся на участке отсасывающих устройствах. Контроль воздушной среды должен проводиться по методикам, утвержденным Министерством здравоохранения РФ, ГОСТ 12.1.005-76, ГОСТ 12.1.014-79 и ГОСТ 12.1.016-79	Соблюдение мер по предотвращению загрязнения почв. Контроль за утилизацией и захоронением выбросов, стоков и осадков сточных вод. Персональная ответственность за охрану окружающей среды	Изношенная спецодежда используется как вторсырье при производстве ветоши. Вывоз отходов осуществляется на основании заключенного договора с региональным оператором по вывозу мусора

Заключение по разделу «Безопасность и экологичность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной».

В разделе «Безопасность и экологичность технического объекта стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной»:

- составлен паспорт безопасности на стенд для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной (таблица 2);
- определены профессиональные риски при использовании стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной (таблица 3) и способы их снижения (таблица 4);
- рассмотрены мероприятия, направленные на предотвращение пожарной опасности и обеспечению пожарной безопасности при технологическом процессе исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной (таблица 5, 6);
- рассмотрены мероприятия, направленные на снижение негативного антропогенного воздействия технологического процесса исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной (таблица 7).

5 Расчет экономической эффективности стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной

5.1 Расчет себестоимости проектируемого стенда

В таблице 8 представлены исходные данные для проведения расчета проектируемого стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной с целью определения экономического эффекта от внедрения данного узла на производство.

Таблица 8 – Исходные данные

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
«Годовая программа выпуска изделия	$V_{год}$	шт.	25
Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС	$E_{соц.н.}$	%	30
Коэффициент общезаводских расходов	$E_{общзав}$	%	197
Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	$E_{ком.}$	%	0,3
Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	$E_{обор.}$	%	19
Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	$K_{тпр.}$	%	1,4
Коэффициент цеховых расходов	$E_{цех.}$	%	17
Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	$E_{инстр.}$	%	3
Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	$K_{рент.}$	%	30
Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	$K_{вып.}$	%	14
Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	$K_{прем.}$	%	12
Коэффициент возвратных отходов	$K_{вот.}$	%	1
Часовая тарифная ставка 5-го разряда	C_{p5}	руб.	95,29
Часовая тарифная ставка 6-го разряда	C_{p6}	руб.	99,44
Часовая тарифная ставка 7-го разряда	C_{p6}	руб.	103,53
Коэффициент капиталообразующих инвестиций» [36]	$K_{инв.}$	%	0,086

Расчет статьи затрат «Сырьё и материалы» выполняется по формуле (88):

$$\sum M = \sum C_{Mi} \cdot Q_{Mi} + \left(\frac{K_{мзр.}}{100} - \frac{K_{вот.}}{100} \right), \quad (88)$$

где C_{Mi} – оптовая цена материала i -го вида, р.;

Q_{Mi} – норма расхода материала i -го вида, кг;

$K_{мзр.}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов;

$K_{вот.}$ – коэффициент возвратных отходов.

В таблице 9 представлены исходные данные для расчета затрат на сырье и материалы.

Таблица 9 – Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование	Единица измерения	Цена за единицу измерения, руб.	Норма расхода	Сумма, руб.
Круг горячекатаный	кг	120,0	25,0	3000,0
Лист холоднокатаный 1260x2520x1,5	шт.	3375,0	1	3375,0
Швеллер 14П	м	87,25	12,0	1047,0
Трубный прокат	м	79,0	20	1580,0
Грунтовка	кг	75	5	375,0
Краска	кг	120	5	600,0
Уголок металлический 50x50x3	м	215,0	10	2150,0
Прочее	–	–	–	5500
Итого:	–	–	–	16580,0

Расчет статьи затрат «Покупные изделия» выполняется по формуле (89):

$$\sum \Pi_u = \sum C_i \cdot n_i + \frac{K_{мзр.}}{100}, \quad (89)$$

где C_i – оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб.;

n_i – количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт.».

В таблице 10 представлены исходные данные для расчета затрат на покупные изделия.

Таблица 10 – Расчет затрат на покупные изделия

Наименование	Единица измерения	Цена за единицу, руб.	Количество, шт.	Сумма, руб.
Регулятор расхода масла МПГ55	шт.	780,0	2	1560,0
Электродвигатель 4А160L26У3 ГОСТ 19523-81	шт.	15850,0	1	15850,0
Манжета ГОСТ 8752-79	шт.	35,0	4	140,0
Муфта МУВП ГОСТ 13254-75	шт.	300,0	1	300,0
Масленный насос НШ-32	шт.	7350,0	2	14700,0
Манометр МП 2-У	шт.	690,0	2	1380,0
Карданный вал в сборе	шт.	4200,0	1	4200,0
Вал ШРУС	шт.	1250,0	2	2500,0
Электрокабель	м	150,0	6	900,0
Подшипник	шт.	320,0	6	1920,0
Метизы	шт.	5,0	80	400,0
Болт фундаментный	шт.	250,0	6	1500,0
Прочее	шт.	500,0	1	1500,0
Итого:	–	–	–	46850,0

Расчет статьи затрат «Основная заработная плата производственных рабочих» выполняется по формуле (90):

$$Z_o = Z_m \cdot \left(1 + \frac{K_{прем}}{100} \right), \quad (90)$$

где Z_m – тарифная заработная плата, руб. (формула 91);

$K_{прем}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве.

$$Z_T = C_{p.i} \cdot T_i, \quad (91)$$

где $C_{p.i}$ – часовая тарифная ставка, руб.;

T_i – трудоемкость выполнения операции, ч.

В таблице 11 представлены исходные данные для расчета затрат на выполнение операций.

Таблица 11 – Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудоемкость, ч./час	Часовая тарифная ставка, руб.	Тарифная зарплата, руб.
Заготовительная	3	12,0	42,2	506,0
Сварочная	5	12,0	50,5	606,1
Токарная	5	6,0	50,5	303,1
Фрезерная	5	4,0	50,5	202,0
Сверлильная	4	2,5	45,0	112,6
Слесарная	4	6,0	45,0	270,2
Сборочная	5	20,0	50,5	1010,2
Окрасочная	4	2,5	45,0	112,6
Испытательная	4	8	45,0	360,3
Итого:	–	–	–	2977,2
Премия, доплаты	12	–	–	595,4
Итого:	–	–	–	3572,6

Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих» выполняется по формуле (92):

$$Z_{доп} = Z_o \cdot K_{вып}, \quad (92)$$

где $K_{вып}$ – коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве.

$$Z_{доп} = 3572,6 \cdot 0,14 = 500,2 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС» выполняется по формуле (93):

$$C_{соц.н.} = (Z_o + Z_{доп}) \cdot E_{соц.н.}, \quad (93)$$

где $E_{соц.н.}$ – коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС.

$$C_{соц.н.} = (3572,6 + 500,2) \cdot 0,3 = 1221,8 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования» выполняется по формуле (94):

$$C_{\text{сод.обор.}} = Z_O \cdot E_{\text{обор.}}, \quad (94)$$

где $E_{\text{обор.}}$ – коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования.

$$C_{\text{сод.обор.}} = 3572,6 \cdot 1,9 = 6930,8 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Цеховые расходы» выполняется по формуле (95):

$$C_{\text{цех.}} = Z_O \cdot E_{\text{цех.}}, \quad (95)$$

где $E_{\text{цех.}}$ – коэффициент цеховых расходов.

$$C_{\text{цех.}} = 3572,6 \cdot 1,7 = 6073,4 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку» выполняется по формуле (96):

$$C_{\text{инстр.}} = Z_O \cdot E_{\text{инстр.}}, \quad (96)$$

где $E_{\text{инстр.}}$ – коэффициент расходов на инструмент и оснастку.

$$C_{\text{инстр.}} = 3572,6 \cdot 0,03 = 107,2 \text{ р.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле (97):

$$C_{\text{цех.себ.}} = M + \Pi_u + Z_o + C_{\text{соц.н.}} + Z_{\text{доп}} + C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{цех.}} + C_{\text{инстр.}} \quad (97)$$

$$C_{цех.себ.} = 16580,0 + 46850,0 + 3572,6 + 1221,8 + 500,2 + 6930,8 + \\ + 6073,4 + 107,2 = 171836,0 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы» выполняется по формуле (98):

$$C_{об.зав.} = Z_o \cdot E_{об.зав.}, \quad (98)$$

где $E_{об.зав.}$ – коэффициент общезаводских расходов.

$$C_{об.зав.} = 3572,6 \cdot 1,9 = 6787,9 \text{ р.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле (99):

$$C_{об.зав.себ.} = C_{об.зав.} + C_{цех.себ.}, \quad (99)$$

$$C_{об.зав.себ.} = 6787,9 + 171836,0 = 178623,9 \text{ р.}$$

Расчет статьи затрат «Коммерческие расходы» выполняется по формуле (100):

$$C_{ком.} = C_{об.зав.себ.} \cdot E_{ком.}, \quad (100)$$

где $E_{ком.}$ – коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов.

$$C_{ком.} = 178623,9 \cdot 0,0029 = 518,0 \text{ р.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле (101):

$$C_{полн.себ.} = C_{об.зав.себ.} + C_{ком.}, \quad (101)$$

$$C_{полн.себ.} = 178623,9 + 518,0 = 179141,9 \text{ р.}$$

Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия выполняется по формуле (102):

$$C_{отп.б.} = C_{полнсеб.} \cdot \left(1 + \frac{K_{рент.}}{100} \right), \quad (102)$$

$$C_{отп.б.} = 179141,9 \cdot (1 + 0,3) = 232884,5 \text{ р.}$$

В таблице 12 представлена сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия.

Таблица 12 – Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия

Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия	
		покупное изделие	разрабатываемое изделие
Стоимость основных материалов	M	–	16580,0
Стоимость покупных изделий	P_u	–	46850,0
Основная заработная плата производственных рабочих	Z_o	–	3572,6
Дополнительная заработная плата производственных рабочих	$Z_{дон}$	–	500,2
Страховые взносы	$C_{соц.н.}$	–	121,8
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	$C_{сод.обор.}$	–	6930,8
Цеховые расходы	$C_{цех.}$	–	6073,4
Расходы на инструмент и оснастку	$C_{инстр.}$	–	107,2
Цеховая себестоимость	$C_{цех.себ.}$	–	171836,0
Общезаводские расходы	$C_{об.зав.}$	–	6787,9
Общезаводская себестоимость	$C_{об.зав.себ.}$	–	178623,9
Коммерческие расходы	$C_{ком.}$	–	518,0
Полная себестоимость	$C_{полн.себ.}$	–	179141,9
Отпускная цена	$C_{отп.}$	500000	232884,5

Выполняем расчет безубыточного объема продаж.

Расчет переменных затрат на единицу изделия выполняется по формуле:

$$Z_{\text{перем.уд.}} = M + \Pi_u + Z_o + Z_{\text{дон}} + C_{\text{соц.н.}}, \quad (103)$$

$$Z_{\text{перем.уд.}} = 16580,0 + 46580,0 + 3572,6 + 500,2 + 1221,8 = 68724,6 \text{ р.}$$

Расчет переменных затрат на единицу изделия выполняется по формуле:

$$Z_{\text{перем.}} = Z_{\text{перем.уд.}} \cdot V_{\text{год}}, \quad (104)$$

где $V_{\text{год}}$ – объем производства.

$$Z_{\text{перем.}} = 68724,6 \cdot 25 = 1718115 \text{ р.}$$

Расчет постоянных затрат на единицу изделия выполняется по формуле:

$$Z_{\text{пост.уд.}} = C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{инстр.}} + C_{\text{цех.}} + C_{\text{об.зав.}} + C_{\text{ком.}}, \quad (105)$$

$$Z_{\text{пост.уд.}} = 6930,8 + 107,2 + 6073,4 + 6787,9 + 518,0 = 20417,3 \text{ р.}$$

Расчет постоянных затрат на годовую программу выпуска выполняется по формуле:

$$Z_{\text{пост.}} = Z_{\text{пост.уд.баз.}} \cdot V_{\text{год}}, \quad (106)$$

$$Z_{\text{пост.}} = 20417,3 \cdot 25 = 510432,5 \text{ р.}$$

Расчет амортизационных отчислений выполняется по формуле (107):

$$A_{\text{м.уд.}} = (C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{инстр.}}) \cdot H_A, \quad (107)$$

где H_A – доля амортизационных отчислений.

$$A_{\text{м.уд.}} = (6930,8 + 107,2) \cdot 0,12 = 844,6 \text{ р.}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия выполняется по формуле (108):

$$C_{\text{полн.год.}} = C_{\text{полн.с.с.}} \cdot V_{\text{год}}, \quad (108)$$
$$C_{\text{полнгод.}} = 179141,9 \cdot 25 = 4478547,5 \text{ р.}$$

Расчет выручки от реализации изделия выполняется по формуле (109):

$$\text{Выручка} = C_{\text{отп.}} \cdot V_{\text{год}}, \quad (109)$$
$$\text{Выручка} = 232884,5 \cdot 25 = 5822112,5 \text{ р.}$$

Расчет маржинального дохода выполняется по формуле (110):

$$D_{\text{марж}} = \text{Выручка} - Z_{\text{перем.}}, \quad (110)$$
$$D_{\text{марж}} = 5822112,5 - 4478547,5 = 1343565 \text{ р.}$$

Расчет критического объема продаж выполняется по формуле (111):

$$A_{\text{крит}} = \frac{Z_{\text{пост.}}}{(C_{\text{отп.}} - Z_{\text{перем.уд.}})}, \quad (111)$$
$$A_{\text{крит}} = \frac{510432,5}{(232884,5 - 68724,6)} = 3,1 \approx 3.$$

5.2 Расчет коммерческой эффективности проекта

Срок эксплуатации стенда определяем в 5 лет. Следовательно, объем продукции увеличивается равномерно с каждым годом нарастающим итогом на (112):

$$\Delta = \frac{V_{\max} - A_{\text{крит}}}{(n - 1)}, \quad (112)$$

где V_{\max} – максимальный объем продукции, шт.;

$A_{\text{крит}}$ – критический объём продаж проектируемого изделия, шт.;

n – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{25 - 3}{(6 - 1)} = 4,4 \text{ шт.}$$

Расчет объема продаж по годам выполняется по формуле (113):

$$V_{\text{прод}i} = A_{\text{крит}} + i\Delta, \quad (113)$$

$$V_{\text{прод}1} = 3 + 1 \cdot 4,4 = 7,4 \text{ шт.},$$

$$V_{\text{прод}2} = 3 + 2 \cdot 4,4 = 11,8 \text{ шт.},$$

$$V_{\text{прод}3} = 3 + 3 \cdot 4,4 = 16,2 \text{ шт.},$$

$$V_{\text{прод}4} = 3 + 4 \cdot 4,4 = 20,6 \text{ шт.},$$

$$V_{\text{прод}5} = 3 + 5 \cdot 4,4 = 25 \text{ шт.}$$

Расчет выручки по годам выполняется по формуле (114):

$$\text{Выручка}_i = C_{\text{отн.}} \cdot V_{\text{прод}i}, \quad (114)$$

$$\begin{aligned} \text{Выручка}_1 &= 232884,5 \cdot 7,4 = 1723345,3 \text{ р.}, \\ \text{Выручка}_2 &= 232884,5 \cdot 11,8 = 2748037,1 \text{ р.}, \\ \text{Выручка}_3 &= 232884,5 \cdot 16,2 = 3772728,9 \text{ р.}, \\ \text{Выручка}_4 &= 232884,5 \cdot 20,6 = 4797420,7 \text{ р.}, \\ \text{Выручка}_5 &= 232884,5 \cdot 25 = 5822112,5 \text{ р.} \end{aligned}$$

Расчет переменных затрат по годам для базового варианта выполняется по формуле (115):

$$\begin{aligned} Z_{\text{перем.}i} &= Z_{\text{перем.уд.б.}} \cdot V_{\text{прод}i}, & (115) \\ Z_{\text{перем.}1} &= 68724,6 \cdot 7,4 = 508562,0 \text{ р.}, \\ Z_{\text{перем.}2} &= 68724,6 \cdot 11,8 = 810950,3 \text{ р.}, \\ Z_{\text{перем.}3} &= 68724,6 \cdot 16,2 = 1113338,5 \text{ р.}, \\ Z_{\text{перем.}4} &= 68724,6 \cdot 20,6 = 1415726,8 \text{ р.}, \\ Z_{\text{перем.}5} &= 68724,6 \cdot 25 = 1718115,0 \text{ р.} \end{aligned}$$

Расчет амортизации (только для проектного варианта) выполняется по формуле (116):

$$\begin{aligned} A_m &= A_{m,\text{уд.}} \cdot V_{\text{год}}, & (116) \\ A_m &= 844,6 \cdot 25 = 21115 \text{ р.} \end{aligned}$$

Расчет полной себестоимости по годам для базового варианта выполняется по формуле (117):

$$\begin{aligned} C_{\text{полн.}i} &= Z_{\text{перем.}i} + Z_{\text{пост.}}, & (117) \\ C_{\text{полн.}1} &= 508562,0 + 510432,5 = 1018994,5 \text{ р.}, \end{aligned}$$

$$C_{полн.2} = 810950,3 + 510432,5 = 1321382,8 \text{ р.},$$

$$C_{полн.3} = 1113338,5 + 510432,5 = 1623771,0 \text{ р.},$$

$$C_{полн.4} = 1415726,8 + 510432,5 = 1926159,3 \text{ р.},$$

$$C_{полн.5} = 1718115,0 + 510432,5 = 2228547,5 \text{ р.}$$

Расчет налогооблагаемой прибыли по годам выполняется по формуле (118):

$$Pr_{обл.i} = (Выручка - C_{полн.i}), \quad (118)$$

$$Pr_{обл.1} = (1723345,3 - 1018994,5) = 704350,8 \text{ р.},$$

$$Pr_{обл.2} = (2748037,1 - 1321382,8) = 1426654,3 \text{ р.},$$

$$Pr_{обл.3} = (3772728,9 - 1623771,0) = 2148957,9 \text{ р.},$$

$$Pr_{обл.4} = (4797420,7 - 1926159,3) = 2871261,4 \text{ р.},$$

$$Pr_{обл.5} = (5822112,5 - 2228547,5) = 3593565,0 \text{ р.}$$

Расчет налога на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам выполняется по формуле (119):

$$H_{np.i} = Pr_{обл.i} \cdot 0,2, \quad (119)$$

$$H_{np.1} = 704350,8 \cdot 0,2 = 140870,2 \text{ р.},$$

$$H_{np.2} = 1426654,3 \cdot 0,2 = 285330,9 \text{ р.},$$

$$H_{np.3} = 2148957,9 \cdot 0,2 = 429791,6 \text{ р.},$$

$$H_{np.4} = 2871261,4 \cdot 0,2 = 574252,3 \text{ р.},$$

$$H_{np.5} = 3593565,0 \cdot 0,2 = 718713,0 \text{ р.}$$

Расчет чистой прибыли по годам выполняется по формуле (120):

$$Пр.ч_i = Пр_{облi} - H_{прi}, \quad (120)$$

$$Пр.ч_1 = 704350,8 - 140870,2 = 143788 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_2 = 1426654,3 - 285330,9 = 286213 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_3 = 2148957,9 - 429791,6 = 428638 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_4 = 2871261,4 - 574252,3 = 571063 \text{ р.}$$

$$Пр.ч_5 = 3593565,0 - 718713,0 = 713488 \text{ р.}$$

Расчет экономии от повышения надежности и долговечности проектируемого узла конструкции выполняется по формуле (121):

$$Пр_{ож.д} = Ц_{отн.} \cdot \frac{Д_2}{Д_1} - Ц_{отн.}, \quad (121)$$

где $Д_1$ и $Д_2$ – долговечность изделия соответственно по базовому и проектируемому варианту, предполагается, что долговечность разрабатываемого стенда выше, чем у предлагаемого к приобретению за счет применения более жесткой конструкции 1 млн. циклов, 1,1 млн. циклов, соответственно.

$$Пр_{ож.д} = 232884,5 \cdot \frac{1100000}{1000000} - 232884,5 = 23288,5 \text{ р.}$$

Расчет текущего чистого дохода (накопленное сальдо) выполняется по формуле (122):

$$ЧД_i = Пр_{ч.i} + A_m + Пр_{ож.д} \cdot V_{продi}, \quad (122)$$

$$ЧД_1 = 143788 + 21115,0 + 23288,5 \cdot 7,4 = 756930,5 \text{ р.}$$

$$ЧД_2 = 286213 + 21115,0 + 23288,5 \cdot 11,8 = 1437242,8 \text{ р.}$$

$$ЧД_3 = 535797,5 + 21115,0 + 23288,5 \cdot 16,2 = 2117555 \text{ р.}$$

$$ЧД_4 = 571063 + 21115,0 + 23288,5 \cdot 20,6 = 2797867,3 \text{ р.}$$

$$ЧД_5 = 713488 + 21115,0 + 23288,5 \cdot 25 = 3478179,5 \text{ р.}$$

Осуществляется дисконтирование путем умножения значения денежного потока на коэффициент дисконтирования, который рассчитывается по формуле (123):

$$\alpha_i = \frac{1}{(1 + E_{cm.i})^t}, \quad (123)$$

где $E_{cm.i}$ – процентная ставка на капитал, $E_{cm.i} = 5\%$;

t – год приведения затрат и результатов.

$$\alpha_1 = 0,952, \alpha_2 = 0,907, \alpha_3 = 0,864, \alpha_4 = 0,823, \alpha_5 = 0,783.$$

Для оценки эффективности инвестиционного проекта по шагам расчетного периода используется дисконтированное сальдо суммарного потока реальных денег по шагам (текущий чистый дисконтированный доход), который рассчитывается по формуле (124):

$$ДСП_i = ЧД_i \cdot \alpha_i, \quad (124)$$

$$ДСП_1 = 756930,5 \cdot 0,952 = 720597,8 \text{ р.},$$

$$ДСП_2 = 1437242,8 \cdot 0,907 = 1303579,2 \text{ р.},$$

$$ДСП_3 = 2117555 \cdot 0,864 = 1829567,5 \text{ р.},$$

$$ДСП_4 = 2797867,3 \cdot 0,823 = 2302644,7 \text{ р.},$$

$$ДСП_5 = 3478179,5 \cdot 0,783 = 2723414,5 \text{ р.}$$

Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока за расчетный период выполняется по формуле (125):

$$\sum ДСП = ДСП_i, \quad (125)$$
$$\sum ДСП = 720597,8 + 1303579,2 + 1829567,5 + 2302644,7 +$$
$$+ 2723414,5 = 8879803,8 \text{ р.}$$

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях выполняется по формуле (126):

$$J_0 = K_{инв} \cdot \sum C_{полнпр_i}, \quad (126)$$

где $K_{инв}$ – коэффициент капиталобразующих инвестиций.

$$J_0 = 0,086 \cdot (1018994,5 + 1321382,8 + 1623771,0 +$$
$$+ 1926159,3 + 2228547,5) = 698221,5 \text{ р.}$$

Расчет чистого дисконтированного дохода выполняется по формуле (127):

$$ЧДД = \sum ДСП - J_0, \quad (127)$$
$$ЧДД = 8879803,8 - 698221,5 = 8181582,3 \text{ р.}$$

Расчет индекса доходности выполняется по формуле (128):

$$JD = \frac{ЧДД}{J_0}, \quad (128)$$

$$JD = \frac{8181582,3}{698221,5} = 11,7.$$

Расчет срока окупаемости проекта выполняется по формуле (129):

$$T_{\text{окуп.}} = \frac{J_0}{\text{ЧДД}}, \quad (129)$$
$$T_{\text{окуп.}} = \frac{698221,5}{8181582,3} = 0,09.$$

Выводы и рекомендации.

Выполнение модернизации позволило увеличить ресурс проектируемого стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса эластичной шины по отношению к предлагаемому к приобретению при одновременном положительном экономическом эффекте $JD = 11,7$.

При расчете экономических показателей по внедрению стенда в массовое производство было определено, что стоимость проектного варианта гораздо ниже себестоимости покупного варианта, и в результате увеличения ресурса проектной конструкции ожидается увеличение продаж, что является положительным экономическим показателем. Для этого произведен расчет на общую эффективность стенда и была вычислена ожидаемая прибыль от внедрения стенда в производство.

Чистый дисконтированный доход от внедрения стенда составляет 8181582,3 р.

Срок окупаемости данного стенда согласно вычислениям равен 0,09 года, что говорит о минимальном риске проекта. По полученным данным можно говорить о его применении в автотранспортных предприятиях, хозяйствах и станциях технического обслуживания.

Заключение

В целях выполнения поставленной цели работы ВКР была выполнена разработка конструкции стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной:

Для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной был разработан стенд с беговым барабаном

В процессе выполнения работы были решены следующие задачи:

- рассмотрены теоретические сведения по определению характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме по жесткой опорной поверхности без увода;
- выполнена конструкторская разработка стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной, проведены расчеты стенда с беговым барабаном и расчет объемного гидропривода стенда;
- рассмотрены методики экспериментального определения радиуса качения колеса для случая его качения в ведомом режиме без увода и определение выходных характеристик эластичной шины при ее качении в тормозном режиме без увода;
- рассмотрена безопасность и экологичность стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной;
- определена экономическая эффективность спроектированной конструкции стенда для исследования динамики торможения автомобильного колеса с эластичной шиной. Срок окупаемости данного стенда согласно вычислениям равен 0,09 года, что говорит о минимальном риске проекта. По полученным данным можно говорить о его применении в автотранспортных предприятиях и БЦТО, имеющих разномарочный подвижной состав, самостоятельно выполняющих различные виды ремонта.

Список используемой литературы и используемых источников

1. Аринин И. Н. и др.. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. - Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
2. Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.
3. Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
4. Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 217 с.
5. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
6. Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.
7. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
8. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
9. Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Колос, 1973. – 195 с.
10. Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89.
11. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.

12. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.

13. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.

14. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. [Текст]. – М. Транспорт. 1970.

15. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.

16. ГОСТ 15150-69 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды; введ. 1971-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 58 с.

17. ГОСТ 25478-91. Автотранспортные средства. Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения. Методы проверки, введ. 01-01-93. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 32 с.

18. ГОСТ 380-98. Сталь углеродистая обыкновенного качества, введ. 01-01-98. – М.: Изд-во стандартов, 1998 – 21 с.

19. ГОСТ 577-68. Индикаторы часового типа с ценой деления 0,01мм. Технические условия, введ. 01-07-68. – М.: Изд-во стандартов, 1998 – 12 с.

20. ГОСТ Р 51709-2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки; введ. 2002-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 28 с.

21. Грачев Ю. П. Математические методы планирования эксперимента / Ю. Л. Грачев. – М., 1979. – 195 с.

22. Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля: дис. ... докт. техн. наук / А. Б. Гредескул. – Харьков, 1963. – 271 с.

23. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.
24. Гуревич Л. В., Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
25. Гурьянов С. И. Повышение точности диагностирования тормозных свойств автопоездов на стенде / С. И. Гурьянов. // Диагностика автомобилей: III всесоюзная научно-техническая конференция: тезисы докладов. - Улан-Удэ, 1989. – с. 147-148.
26. Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон, Ф. М. Лион. – Мир, 1981. – 610 с.
27. Дик А. Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса / А. Б. Дик // Надежность и активная безопасность автомобиля : сб. науч. тр. / МАМИ. – М, 1985. – с. 205-216.
28. Димов Н. Н. Оценка возможности воспроизведения реальных режимов торможения автомобиля на стендах с беговыми барабанами : автореферат / Н. Н. Димов. - Харьков, 1987. – 20 с.
29. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
30. Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и её приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
31. Ечеистов Ю. А. Неустановившееся торможение автомобильного колеса / Ю. А. Ечеистов, В. В. Бернацкий // Безопасность и надежность автомобиля : сб. науч. тр. – М: МАМИ, 1981. – с. 16-23.
32. Стенды тормозные малогабаритные «СТМ-3500 М». Методика поверки М 020.000.00.00-01. - Жигулевск, 2005. – с. 11.
33. Стенды тормозные малогабаритные «СТМ-3500 М». Руководство по эксплуатации М 220.000.00.00. - Жигулевск, 2005. – с. 49.
34. Стенды тормозные силовые «СТС». Руководство по эксплуатации 10У. 14.00.00.000. - Великий Новгород, 2007. – с. 52.

35. Горина Л. Н. Раздел выпускной квалификационной работы "Безопасность и экологичность технического объекта". Учеб.-метод. пособие / Л. Н. Горина, М. И. Фесина ; ТГУ ; Ин-т машиностроения ; каф. "Управление промышленной и экологической безопасностью" . - ТГУ. - Тольятти : ТГУ, 2018. - 41 с.
36. Чумаков, Л. Л. Раздел выпускной квалификационной работы «Экономическая эффективность проекта». Уч.-методическое пособие / Л. Л. Чумаков. - Тольятти: изд-во ТГУ, 2016. – 37 с.
37. Konig, R. Schmiertechnik / R. Konig. – Springer, 1972. – p.164.
38. Bergmann W., Clemett H. Tire Cornering Properties// Tire Science and Technology.- 1975.- Vol.3. - №3.- pp. 135-163.
39. Mikell, P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.
40. Morales, F. A review of dynamic CVT-IVT transmissions [Text] / F. Morales, F. Benitez // SAE Technical Paper 2014-01-1734. - 2014. - 11 p
41. Joubert, P., Sweatman, P. Detection of changes in automobile steering sensitivity // Human factors. - 1974. - № 16.
42. West J.P., Hydraulically damped engine - mounting / Automotive Engineer. 1987.- V/12, №1. - P 17-19.
43. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. -New - York - London, 1974.

Приложение А
Спецификация

Перв. примен.	Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					<i>Документация</i>		
	A4			20.ДП.ПЭА.137.6.100.000.ПЗ	Пояснительная записка	1	
	A1			20.ДП.ПЭА.137.6.100.000.В0	Чертеж общего вида	5	
Справ. №					<i>Сборочные единицы</i>		
			1	20.ДП.ПЭА.137.6.101.000	Безовой барабан	1	
			2	20.ДП.ПЭА.137.6.102.000	Гидростанция		
			3	20.ДП.ПЭА.137.6.103.000	Гидроцилиндр	1	
			4	20.ДП.ПЭА.137.6.104.000	Колесо с испытуемой шиной	1	
			5	20.ДП.ПЭА.137.6.105.000	Коробка перемены передач ЭМ-130	1	
			6	20.ДП.ПЭА.137.6.106.000	Механизм нагружения поворотного колеса	1	
			7	20.ДП.ПЭА.137.6.107.000	Механизм нагружения тормозящего колеса	1	
			8	20.ДП.ПЭА.137.6.108.000	Механизм поворота колеса	1	
			9	20.ДП.ПЭА.137.6.109.000	Механизм торможения колеса с тензовалом	1	
			10	20.ДП.ПЭА.137.6.110.000	Пульт управления	1	
			11	20.ДП.ПЭА.137.6.111.000	Рама двигателя и КПП	1	
			12	20.ДП.ПЭА.137.6.112.000	Рама стенда	1	
			13	20.ДП.ПЭА.137.6.113.000	Сцепление	1	
			14	20.ДП.ПЭА.137.6.114.000	Тензодалка	1	
			15	20.ДП.ПЭА.137.6.115.000	Тензовал	1	
			16	20.ДП.ПЭА.137.6.116.000	Цепная передача	1	
		17	20.ДП.ПЭА.137.6.117.000	Электродвигатель АИР 280М	1		
				20.ДП.ПЭА.137.6.100.000			
Инд. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.		Миранов В.А.			Лит.	Лист
	Пров.		Бабровский А.В.				Листов
	Исполн.		Бабровский А.В.			1	
	Утв.		Бабровский А.В.			ТГУ, ИМ, гр. АТ-1501	
						Формат А4	

Копировал