

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 испытаний тормозов легковых автомобилей

Обучающийся

Е.С. Балякин

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук И.В. Турбин

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук А.В. Бобровский

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Д.А. Романов

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. экон. наук Л.Л. Чумаков

(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Тольятти 2023

## Аннотация

Название дипломной работы: «Стенд для испытаний тормозов легковых автомобилей».

Выпускная работа состоит из введения, шести глав, заключения, таблиц, списка литературы, включая зарубежные источники, и графической части на 10 листах формата А1.

Ключевым вопросом дипломной работы является разработка стенда проекта для испытаний тормозов легковых автомобилей [4] при условии осуществления деятельности при 3 категории эксплуатации в умеренных климатических условиях.

Целью дипломной работы является разработка проекта стенда для испытаний тормозов, предназначенного для легковых автомобилей.

Дипломная работа разделена на следующие логически взаимосвязанные части: технологический расчет стенда, по результатам которого были определены размеры, форма конструкции: разработка планировочного места для размещения оборудования в производственном корпусе, предназначенного для выполнения работ по сборке и ремонту.

В конструкторской части выполнен проект стенда для испытаний тормозов легковых автомобилей.

В конце исследования проведен анализ вредных и опасных производственных факторов, определен перечень мероприятий по» [1] минимизации издержек производства. Рассмотрены вопросы техники безопасности по осуществлению действий законодательства в сфере охраны труда и здоровья персонала.

Отдельно необходимо отметить, что результаты выполненной бакалаврской работы имеют не только теоретическое, но также обладают и практическим значением. Разработанная конструкция может быть реализована в рамках серийного производства и использована для испытаний тормозов легковых автомобилей.

## **Abstract**

Title of the thesis: "Test bench for passenger car brakes".

The final work consists of an introduction, six chapters, a conclusion, tables, a list of references, including foreign sources, and a graphic part on 10 sheets of A1 format.

The key issue of the thesis is the development of a design of a test bench for passenger car brakes [4], provided that activities are carried out under 3 categories of operation in moderate climatic conditions.

The purpose of the thesis is to develop a design of a brake test bench designed for passenger cars.

The thesis is divided into the following logically interrelated parts: technological calculation of the stand, according to the results of which the dimensions and shape of the structure were determined: development of a planning place for placing equipment in a production building designed to perform assembly and repair work.

A design of a test bench for passenger car brakes has been completed in the design part. [24]

At the end of the study, an analysis of harmful and dangerous production factors was carried out, a list of measures for " [1] minimizing production costs was determined. The issues of safety measures for the implementation of legislation in the field of occupational safety and health of personnel are considered.

Separately, it should be noted that the results of the bachelor's work performed are not only theoretical, but also have practical significance. The developed design can be implemented as part of mass production and used for testing passenger car brakes.

## Содержание

Введение .....	6
1 Технический проект .....	8
1.1 Торможение автомобиля .....	8
1.2 Тормозные силы, действующие на автомобиль .....	12
1.3 Объемно-планировочное решение.....	15
2 Тяговый расчет автомобиля .....	18
2.1 Общие положения .....	18
2.2 Масса автомобиля .....	18
2.3 Силы сопротивления движению автомобиля .....	19
2.4 Сила сопротивления воздуха .....	20
2.5 Сила сопротивления подъему.....	25
2.6 Сила инерции автомобиля .....	26
3 Проектирование стенда для проверки тормозов .....	28
3.1 Техническое задание на разработку .....	28
3.2 Техническое предложение на разработку конструкции стенда.....	29
3.3 Расчет основных элементов конструкции .....	32
3.4 Оценка технико-экономических характеристик проекта.....	41
4. Технологический процесс операций проверки тормозов.....	44
4.1 Общие положения .....	44
4.2 Требования к исполнителям операции.....	44
4.3 Разработка технологической карты на диагностику.....	45
5 Безопасность и экологичность технического объекта.....	49
5.1 Конструктивно-технологическая характеристика объекта .....	49
5.2 Движение автомобиля .....	50
5.3 Мероприятия по охране труда.....	53
5.4 Обеспечение пожарной безопасности на предприятии .....	54
5.5 Функционирование объекта в чрезвычайных и аварийных ситуациях .....	55

6 «Экономическая эффективность проекта.....	58
6.1 Исходные данные для экономического расчета .....	58
6.2 Расчет Фонда времени работы оборудования .....	59
6.3 Калькуляция и структура себестоимости внедрения стенда.....	59
6.4 Расчет необходимого количества оборудования и коэффициента его загрузки .....	60
6.5 Расчет прямых и сопутствующих капитальных вложений по базовому и проектному варианту .....	61
6.6 Калькуляция и структура полной себестоимости эксплуатации базовой и проектируемой конструкции и цена оказания услуги .....	62
6.7 Расчет показателей экономической эффективности новой техники .	63
Заключение .....	65
Список используемых источников .....	66
Приложение А.Спецификация.....	70

## Введение

Для оценки характеристик автомобилей, в действительных условиях работы автомобиль весьма часто изменяет скорость движения, точно так же часто изменяется сопротивление дороги, в результате автомобильный двигатель работает на весьма переменном режиме, особенно в условиях городского движения. Между тем, при быстром изменении режима работы двигателя (открытие дросселя, скорость вращения коленчатого вала) его экономичность уже не сохраняется в точности той, которая получается при установившемся режиме, и которая характеризовалась полученными значениями удельного расхода топлива. Однако экономические характеристики, полученные для случая установившегося движения автомобиля с некоторым приближением, могут быть использованы и для оценки движения автомобиля при разгоне.

Для получения хорошей динамичности автомобиля без ухудшения его экономических качеств можно пойти двумя путями: во-первых, путем применения конструкции двигателя, которая обеспечивала бы ему высокую экономичность при работе на прикрытом дросселе, во-вторых, путем применения бесступенчатой коробки передач. Как выяснено, экономичность автомобильного двигателя зависит от его нагрузки. При малом использовании мощности двигателя удельный расход топлива заметно повышается. Так как степень использования двигателя определяется запасом его мощности, то отсюда следует, что автомобиль, снабженный чрезвычайно мощным двигателем, должен быть менее экономичным в отношении расхода топлива, чем автомобиль, снабженный двигателем меньшей мощности. Большой запас мощности двигателя обеспечивает автомобилю более высокие динамические качества; таким образом, повышение динамических качеств автомобиля увеличением мощности его двигателя должно вызвать некоторое снижение экономичности автомобиля. [7]

Это справедливо лишь в том случае, когда динамические качества автомобиля не ниже некоторого минимума, определяющегося конструкцией

автомобиля и регулированием двигателя. Если же динамические качества автомобиля особенно плохи, то экономичность при их сравнении будет уже не возрастать, а падать. Прямая передача окажется слишком слабой даже для нормальных условий движения, и придется часто применять более сильные передачи, на которых экономичность автомобиля ухудшится. [8]

При исследовании вопроса о том, как влияет динамичность автомобиля на его экономичность, в качестве примера рассматриваем легковой автомобиль, для которого уже было проведено исследование влияния конструкции на динамику. Имея экономические характеристики автомобильного двигателя, можно построить экономические характеристики автомобиля. Построение таких характеристик выполнено в графической части работы. При увеличении передаточного числа резко повышаются динамические качества автомобиля, но одновременно с этим ухудшается его экономичность.

Применяемые измерители и показатели автомобилей характеризуют свойства с качественной стороны. Для получения хорошей динамичности автомобиля без ухудшения его экономических качеств можно обеспечить повышение динамических качеств автомобиля увеличением мощности его двигателя. По мере увеличения передаточного числа, автомобиль в состоянии преодолевать более значительные подъемы, что и требует при той же скорости движения значительного увеличения расхода топлива. В связи с резким увеличением автомобильного парка вопрос об экономичности автомобиля по расходу топлива приобретает все большее значение[14]

Темой данной выпускной квалификационной работы является разработка стенда, анализ и подбор рабочих параметров, разработка технологии.

## **1 Технический проект**

### **1.1 Торможение автомобиля**

Чем быстрее может быть произведено торможение автомобиля, то есть чем на меньшем расстоянии он может быть остановлен, тем выше безопасная максимальная скорость движения и тем выше, получается его средняя скорость; поэтому быстрота (или скорость) торможения автомобиля также должна быть отнесена к динамическим, или тяговым его качествам. Для торможения автомобиля необходимо иметь опору, внешнюю по отношению к автомобилю. К этой опоре и должна быть приложена тормозная сила сопротивления движения автомобиля. Такую опору в процессе торможения представляет собой дорога, а тормозной силой является сила трения между колесами и дорогой.

Второй опорой при торможении автомобиля является воздух. Однако сила сопротивления воздуха значительно меньше, чем та максимальная сила трения, которая может быть получена между колесами автомобиля и дорогой. В соответствии с этим сила сопротивления воздуха мало влияет на процесс торможения. Согласно схемы автомобильного колеса, на который установлен тормоз, тормозной барабан укреплен на колесе. Тормозные колодки установлены на оси, жестко укрепленной во фланце задней оси или передней оси автомобиля. Колодки разводятся посредством тормозного кулака. При повороте кулака колодки раздвигаются и прижимаются к барабану. Вследствие этого на тормозном барабане создается момент трения, а между колесом и дорогой возникает реакция силы трения. Кроме того, от поверхности качения на колесо действует момент, обусловленный потерей на качение колеса. Для того чтобы найти точное соотношение между тормозной силой и тормозным моментом, для случая ведущей оси, необходимо учесть еще момент, подводимый к колесу через полуось. При торможении автомобиля дроссель всегда прикрывается, в соответствии с этим момент двигателя имеет весьма малое значение. Но одновременно с этим на процесс



торможения оказывает влияние, во-первых, трение в отдельных механизмах автомобиля, в частности, в двигателе и замедленное движение вращающихся частей двигателя, что в результате создает определенный инерционный момент на полуосях.

Если учесть этот инерционный момент и момент трения  $M_{\tau}$ , то в результате для момента  $M_{\kappa}$ , передаваемого от полуоси к тормозному колесу, получим выражение:

$$M_{\kappa} = \sum J \cdot \frac{d\omega_r}{dt} \cdot -M_{\tau} \quad (1)$$

Первый член в правой части уравнения представляет собой инерционный момент всех вращающихся частей, связанных с полуосью колеса. Этот момент действует в направлении вращения колеса. Второй член в правой части уравнения представляет собой момент трения отдельных механизмов автомобиля (главным образом двигателя), приведенный к полуоси. Этот момент действует против направления вращения колеса. На рисунке 1 представлена схема роликового стенда для замеров тормозных сил.

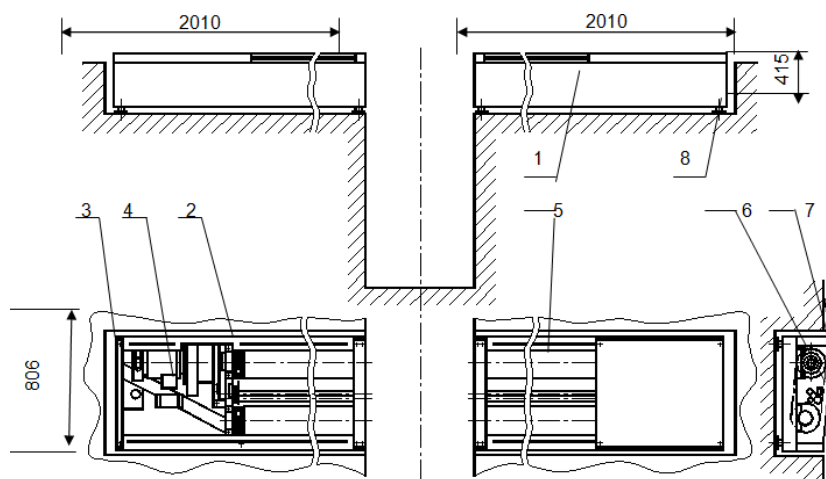


Рисунок 1 – Схема стенда роликового типа

Влияние момента инерции всех вращающихся частей трансмиссии сравнительно мало и проявляется лишь при очень резком торможении автомобиля. Наибольшее значение имеет инерция маховика, которую и надо

учитывать в том случае, когда торможение производится с не выключенным сцеплением. Момент трения  $M_T$  обуславливается главным образом трением частей двигателя. В автомобилях современной конструкции (при многоцилиндровых двигателях) при плавном и не очень резком их торможении момент трения  $M_T$  получается больше инерционного момента  $\sum J \cdot \frac{d\omega_r}{dt}$ , поэтому плавное торможение автомобиля (притормаживание) следует производить без выключения сцепления. Это же следует делать при торможении автомобиля на скользкой дороге, так как торможение без выключения сцепления, во-первых, обеспечивает более равномерное распределение приводного усилия к тормозам, расположенным на правых и левых колесах (что, правда, важно лишь при механическом приводе к тормозам) и, во-вторых, предотвращает резкое возрастание приводного усилия. Кроме того, в этом случае не получается блокировки колес, что при пользовании тормозами на скользкой дороге почти неизбежно.

Однако при очень интенсивном торможении автомобиля инерционный момент  $\sum J \cdot \frac{d\omega_r}{dt}$  может быть больше момента  $M_T$  и в этом случае при торможении автомобиля целесообразно сцепление выключить. Его, конечно, следует выключать также при торможении автомобиля до полной остановки. Если рассматривать этот случай торможения автомобиля, то уравнение 2:

$$P_{KT} \cdot r_D = M_{KT} + M_J = M_{KT} + j \cdot Z_K \cdot r_D \quad (2)$$

Максимальное значение тормозной силы определится из выражения (3):

$$P_{KT} = \varphi \cdot Z_K \quad (3)$$

где  $Z_K$  - радиальная реакция, приходящаяся на данное колесо;

$\varphi$  - коэффициент сцепления.

Помимо возникающей при воздействии на педаль тормозной силы  $P_{KT}$ , получающейся на радиусе колеса  $r_D$ , на скорость торможения автомобиля

влияет уклон дороги, определяемый величиной  $i$ . Наконец, на быстроту торможения автомобиля влияет еще сила сопротивления воздуха,  $P_w$ , равная  $W \cdot v^2$ . В дальнейшем при исследовании процесса торможения автомобиля вводим коэффициент  $\gamma_T$  удельной тормозной силы, определяющий собой отношение тормозной силы на ободе всех тормозных колес к полному весу  $G$  автомобиля. [34]

Так как  $\Sigma M_{KT}$  прямо пропорциональна приводному усилию, то коэффициент  $\gamma_T$  определяет интенсивность торможения автомобиля водителем. Этот коэффициент аналогичен коэффициенту  $\gamma_P$  тяговой силы. Если дополнительно учесть тот путь, который проходит автомобиль за время разгона или, как его называют, путь разгона. Подобно этому может быть определено и время разгона автомобиля и на других передачах. Получим выражение для полной тормозной силы:

$$P_T = \gamma_T \cdot G + j \cdot G \pm i \cdot G + W \cdot v^2 \quad (4)$$

Под влиянием полной тормозной силы автомобиль получает отрицательное ускорение  $\frac{dv}{dt}$ , которое приближенно (без учета влияния вращающихся масс) может быть определено:

$$\frac{dv}{dt} = g \frac{P_T}{G} = (\gamma_T + f \pm i + \frac{W \cdot v^2}{G}) \cdot g \quad (5)$$

Сила  $W \cdot v^2$  сопротивления воздуха при торможении автомобиля со средних скоростей движения является весьма малой. Коэффициент сопротивления качению  $f$  точно также является малой величиной, если движение автомобиля происходит по хорошей дороге. Если пренебречь указанными выше величинами, то получим выражение для отрицательного ускорения при торможении автомобиля:

$$\frac{dv}{dt} = (\gamma_T + f \pm i) \cdot g \quad (6)$$

Коэффициент  $\gamma_T$  в уравнении (6) определяется величиной полной тормозной силы на тормозных колесах автомобиля. Выражение для этой силы в случае одного колеса и с учетом коэффициента  $f$  приведено выше [уравнение

3]. Выражение для максимального значения коэффициента  $\gamma_T$  (без учета коэффициента сопротивления качению  $f$  имеет вид:

$$\gamma_{T\max} = \frac{mG_{cw}}{G} \varphi \quad (7)$$

где  $G_{cw}$  - вес автомобиля, приходящийся на тормозные колеса;

$m$  - коэффициент изменения веса автомобиля, приходящегося на тормозные колеса. [41]

В современных двухосных автомобилях тормозными выполняются все четыре колеса. Однако бывают случаи, когда тормоза установлены только на задних колесах автомобиля.

## 1.2 Тормозные силы, действующие на автомобиль

В случае установки тормозов на все четыре колеса, коэффициент  $\gamma_{T\max}$  в ределится из уравнения (7), если величину  $m \cdot G_{cw}$  в числителе принять равной  $G \cdot \cos\alpha$ , т.е. в этом случае:

$$\gamma_{T\max} = \varphi \cdot \cos\alpha \quad (8)$$

На основании уравнений (7) и (8) определяются максимальные значения отрицательных ускорений автомобиля в случае расположения тормозов только на задних колесах, или «на всех четырех колесах. Обозначая соответственно, при определении максимальных значений тормозной силы  $P_{T\max}$  и максимальных значений отрицательного ускорения  $\frac{dv}{dt}$ , уравнения, предполагалось, что все тормозные колеса автомобиля достигают предельного сцепления с дорогой. При задних тормозных колесах (и прямолинейном движении автомобиля) оба колеса одновременно достигают предельного сцепления с дорогой,»[8] если только тормозной привод равномерно распределяет приводные силы между правыми и левыми колесами и если для обоих этих колес коэффициент сцепления  $\varphi$  имеет одинаковое значение. При всех тормозных колесах для одновременной блокировки передних и задних

колес необходимо соответственно распределить приводную силу к этим колесам. Конечно, после того как заблокированы колеса одной оси, можно при дальнейшем нажатии на тормозную педаль вызвать блокировку колес и другой оси. Но это будет сопровождаться нарушением устойчивости движения автомобиля, поэтому при торможении автомобиля рекомендуется не доводить колеса передней и задней осей до блокировки. Поэтому же максимальная тормозная сила  $P_T$ , допустимая по условию устойчивости автомобиля, зависит от распределения приводных усилий между передними и задними тормозами и достигает своего максимального значения и в том случае, когда блокировка передних и задних колес происходит одновременно.

«Максимальное значение отрицательного ускорения при торможении автомобиля является измерителем быстроты торможения автомобиля, однако этот измеритель не дает достаточно полного представления о скорости торможения автомобиля, поэтому дополнительно приняты следующие измерители:

- время торможения автомобиля от некоторой скорости  $v$  до полной остановки;

- путь торможения автомобиля от некоторой скорости  $v$  до полной остановки.

Определение быстроты торможения автомобиля длиной пути, необходимой для остановки автомобиля, а не временем, является практически более удобным и заслуживает наибольшего внимания, так как при торможении автомобиля водителю обычно приходится соизмерять интенсивность торможения с имеющимся перед автомобилем»[8] свободным расстоянием.

Произведение пути  $S_T$  торможения на тормозное усилие  $P_T$  определяет работу торможения. Эта работа примерно равна живой силе, затраченной автомобилем за процесс торможения. Живая сила автомобиля при некоторой скорости  $v$  равна  $\frac{\sigma \cdot G \cdot v^2}{2g}$ , где коэффициент  $\sigma$  учитывает влияние

вращающихся масс автомобиля. Если торможение происходит при включенном сцеплении, то для коэффициента  $\sigma$  сохраняется то же выражение, которое было приведено выше. Если же торможение происходит при выключенном сцеплении, то коэффициент  $\sigma$  определится уравнением:

$$\sigma = 1 + \sigma_2 \quad (9)$$

В этом случае коэффициент  $\sigma$  может быть приближенно принят равным единице. В дальнейшем рассмотрен этот случай.

Приравнивая работу торможения потерянной живой силе автомобиля, получим для случая «движения автомобиля по горизонтальной дороге: »[3]

$$S_T \cdot \gamma_T \cdot G = G \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (10)$$

или

$$S_T \cdot \gamma_T = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (11)$$

где  $v_1$  – скорость автомобиля в момент начала торможения;

$v_2$  – скорость автомобиля в конце торможения.

Если принять, что торможение производится до полной остановки автомобиля, то скорость  $v_2=0$ . В этом случае получим выражение для пути торможения: [18]

$$S_T \cdot \gamma_T = \frac{v_1^2}{2g} \quad (12)$$

где скорость  $v$  выражена в м/сек.

Выражения (11) и (12) определяют путь торможения без учета подъема дороги  $i$ . При учете сопротивления подъема дороги, но без учёта сопротивления воздуха вместо коэффициента  $\gamma_T$  в уравнение (12) необходимо подставить сумму  $\gamma_T \pm i$ . При этом получаем

$$S_T \cdot \gamma_T = \frac{v_1^2}{2g \cdot (\gamma_T \pm i)} \quad (13)$$

Это уравнение дает общее выражение для определения пути торможения без учета сопротивления воздуха, которое оказывает весьма малое влияние на

путь торможения, если только торможение автомобиля не производится с очень высокой скоростью. Перед  $i$  следует брать знак плюс в том случае, когда автомобиль движется на подъем, и минус – когда автомобиль движется под уклон.

Упрощенная схема нагруженного колеса при торможении на роликах стенда приведена на рисунке 2[3].

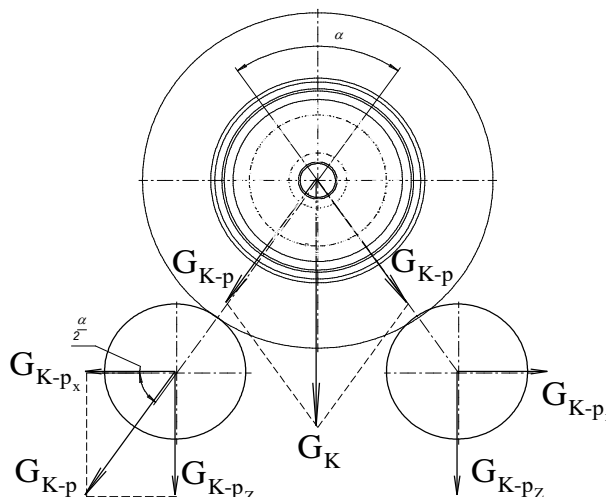


Рисунок 2 – Расчетная схема сил в контакте колеса

При помощи полученных уравнений может быть найдена зависимость между путем торможения  $S_T$  и скоростью  $v$  автомобиля при различных уклонах дороги. Кроме того, при помощи этих же уравнений можно определить величину уклона дороги  $i$ , на котором автомобиль уже не может быть заторможен, и значение начальной скорости автомобиля, при которой на заданном уклоне дороги он может остановиться на определенном расстоянии.

### 1.3 Объемно-планировочное решение

«На основании выше проведенных расчетов, в результате которых были определены основные технологические параметры проектируемого отделения, разработаем планировочное решение производственного корпуса проектируемого предприятия. Во-первых, определимся с этажностью. Обычно

транспортные предприятия размещаются на окраинах городской застройки, где стоимость земельных участков не слишком высока, и следовательно, нет необходимости бороться за уменьшение занимаемой корпусом площади путем наращивания этажности. С другой стороны, размещение производственных подразделений предприятия на разных этажах приведет к значительным технологическим сложностям при транспортировке узлов и агрегатов на другой уровень по высоте. Поэтому наиболее эффективным будет выполнение производственного корпуса СТО в виде одноэтажного здания.

Если посты технического обслуживания, диагностики и текущего ремонта размещать в один ряд, то производственный корпус получается достаточно длинным, что приведет к увеличению расстояния транспортировки узлов, агрегатов и запасных частей от ремонтных отделений и складов до рабочих постов. Для обеспечения возможности размещения постов технического обслуживания, диагностики и текущего ремонта в два ряда с центральным проездом выполним один пролет корпуса шириной 24 метра. Второй пролет корпуса под размещение ремонтных отделений, складов и вспомогательных помещений выполним шириной 18 метров.

Линию косметической мойки разместим в отдельно стоящем корпусе. Такое решение уменьшит влажность в производственном корпусе.

Используем принцип «сквозного проезда» организации движения обслуживаемых автомобилей в производственном корпусе. Это упрощает [1] буксировку неисправных автомобилей по корпусу до постов обслуживания, «упрощает маневрирование и исключает проблемы встречного движения в проездах.

Въезд автомобилей в производственный корпус на обслуживание осуществляется через два въезда. Один происходит через участок углубленной мойки с проведением соответствующей операции, второй въезд располагается рядом, и через него удобно проводить буксирование неисправного автомобиля. Кроме этого второй въезд используется как зона ожидания и место температурного прогрева в период отрицательных температур. Для



этого эта зона оборудуется системой сбора воды, с отводом ее в контур очистки, и усиленной системой вентиляции. [28]

Далее по направлению движения слева расположены посты диагностики Д-1 и Д-2, а за ними два универсальных поста текущего ремонта. Справа размещаются два поста для проведения работ по ТО-1 и ТО-2. Все посты выполнены канавного типа и оборудованы канавными подъемниками, причем канавы объединены перекрытыми переходами с двумя выходами. Над постами диагностики,»[8]. технического обслуживания и текущего ремонта «размещаем кран-балку грузоподъемностью 3 тонны, ее использование повышает уровень механизации при перемещении тяжелых агрегатов. В корпусе имеется один выезд для прошедших обслуживание автомобилей.»[1].

Вывод по разделу:

«В производственном корпусе размещаются ремонтные отделения и другие вспомогательные помещения. Для автомобилей имеются двое ворот для въезда-выезда. На предприятии имеется возможность размещения легкогрузовых автомобилей, которым требуется регулярное техническое обслуживание и ремонт. На основании имеющегося автопарка предприятия данная тема является актуальной, учитывая рост прибыли, материальная база позволяет проводить модернизацию на производстве.»[3]

## 2 Тяговый расчет автомобиля

### 2.1 Общие положения

Полная суммарная окружная (тяговая) сила  $P_p$ , развиваемая на ведущих колесах автомобиля, равна сумме полных окружных сил  $P_{ко}$ , отдельных колес; она затрачивается на преодоление сил сопротивления движению автомобиля на подъем (общий случай движения). Имеются следующие силы сопротивления: сила сопротивления качению колес  $P_f$ ; сила сопротивления воздуха  $P_w$ , сила сопротивления подъему  $P_i$  и сила инерции автомобиля  $P_j$ . Схема сил, действующих на автомобиль представлена на рисунке 3.

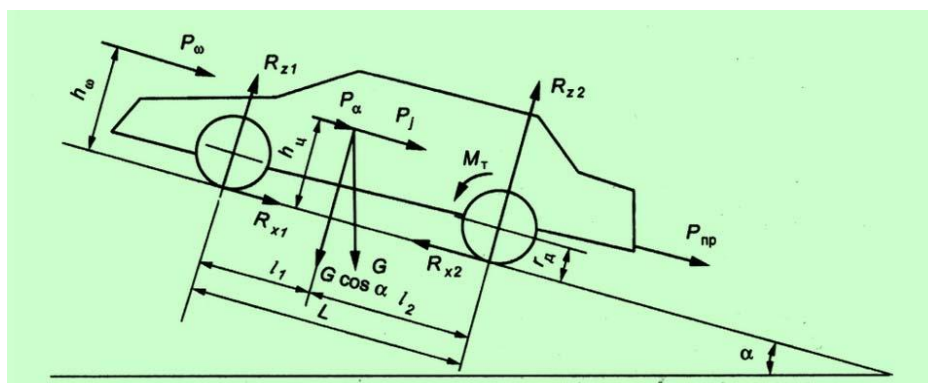


Рисунок 3 – Схема действия сил при прямолинейном «движении»

Сила сопротивления качению  $P_f$ ; и сила сопротивления воздуха  $P_w$ , всегда действуют на автомобиль при его движении, а силы сопротивления подъему  $P_i$  и сила инерции  $P_j$  автомобиля могут отсутствовать (равномерное движение автомобиля по горизонтальной дороге) или изменять свой знак на обратный (движение под гору, замедленное движение.) [16]

### 2.2 Масса автомобиля

«Масса сухого автомобиля  $m_c$  - масса автомобиля без снаряжения, т.е. без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования (например,

радиоприемника, кондиционера и др.) и заправки (топлива. Жидкого смазочного материала и воды). Сухая масса автомобиля включает массу жидкости в амортизаторах, смазочного материала в агрегатах и шарнирах, а также электролита в аккумуляторной батарее.

Масса снаряженного автомобиля  $m_0$  - масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без водителя и пассажиров.»[20]

«Полная масса  $m_a$  - суммарная масса снаряженного автомобиля, полезной нагрузки ( $m_r$ ), снаряжения, водителя и пассажиров.

Масса автомобильного поезда ( $m_{a.n}$ ) – суммарная полная масса тягача,»[9] и прицепа (полуприцепа). Полную массу легкового автомобиля можно найти по формуле:

$$m_a \cdot = m_0 + m_q \cdot n + m_b \quad (14)$$

где  $m_q$  - масса водителя или пассажира.

При расчетах принимают  $m_q = 75$  кг;  $n$  – число мест для сидения пассажиров;  $m_b$  - масса багажа.

В «число мест для сидения в легковых автомобилях включается место водителя. Массу багажа водителя и пассажира,»[3] легковых автомобилей принимают равной 10 кг на одного человека.

### 2.3 Силы сопротивления движению автомобиля

Сила сопротивления качению ( $P_t$ ). Эта сила вызывается деформацией шин и дороги. При движении же по жесткой дороге она определяется потерей на трение в шинах, что уже было выяснено выше. Сила сопротивления качению автомобиля  $P_t$  определяется по выражению:

$$P_t = \sum Z_{ki} = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \approx f \cdot G_a \quad (15)$$

где  $Z_K$  - сумма радиальных реакций, действующих на колеса автомобиля.»[16]

При движении автомобиля по горизонтальной плоскости сумма

радиальных реакций  $\sum Z_{ki}$  равна весу автомобиля  $G_a$  автомобиля. При этом

$$P_t = f \cdot G_a \cdot \quad (16)$$

При движении автомобиля в гору или под гору сумма радиальных реакций  $\sum Z_{ki}$  равна весу  $G_a$  автомобиля, умноженному на  $\cos \alpha$ , где  $\alpha$  – угол наклона дороги к горизонтали. При этом:

$$P_t = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \quad (17)$$

Методы экспериментального определения коэффициента  $f$  сопротивления качению автомобильного колеса были описаны выше.

## 2.4 Сила сопротивления воздуха

Сила сопротивления воздуха  $P_w$ , получающаяся при движении автомобиля, обуславливается следующими причинами: во-первых, встречные частицы воздуха давят на переднюю часть автомобиля; во-вторых, при движении автомобиля сзади него образуется некоторое разрежение; в-третьих, частицы воздуха трутся о поверхность автомобиля, тем самым создавая также некоторую силу сопротивления движению. [38]

На основании многочисленных опытов, проведенных для определения силы сопротивления воздуха движению в нем какого-либо тела, сила  $P_w$  может быть выражена при помощи уравнения:

$$P_w = C_x \cdot \rho \frac{v^2}{2} \cdot A_B \quad (18)$$

где  $v$  – скорость движения тела;

$C_x$  – коэффициент, зависящий от формы тела и качества поверхности;

$\rho$  – плотность воздуха;

$A_B$  – площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную направлению его движения, или лобовая площадь сопротивления.

Так как в средних условиях эксплуатации автомобиля плотность воздуха  $\rho$  может быть принята постоянной (если не учитывать работы автомобиля в

горных местностях), то произведение  $C_x \rho$  объединяется одним коэффициентом  $K$ . Таким образом,

$$P_w == K \cdot F \cdot v^2 \quad (19)$$

где  $v$  – скорость движения автомобиля, выраженная в м/сек; [5]

$F$  - площадь проекции автомобиля в направлении его движения, выраженная в  $m^2$ ;

$K$  – коэффициент сопротивления воздуха.

Согласно уравнению (19), коэффициент сопротивления воздуха  $K$  представляет собой силу, выраженную в килограммах и приходящуюся на квадратный метр площади  $F$  лобового сопротивления при скорости движения автомобиля 1 м/сек.

Так как скорость  $v$  входит в уравнение (19) в квадрате, то коэффициент  $K$  имеет размерность в  $кг \cdot сек^2 / м^4$ .

Примем  $KF = W$ , при этом

$$P_w == W \cdot v^2 \quad (20)$$

где  $W$  – фактор сопротивления воздуха, зависящий как от абсолютного размера автомобиля (площадь лобового сопротивления), так и от его формы (коэффициент  $K$ ).

Коэффициент сопротивления воздуха  $K$  в основном зависит от формы автомобиля и его обтекаемости. Автомобили обтекаемой формы имеют меньшее сопротивление воздуха движению, чем автомобили с кузовом, имеющим резкие углы. [27]

Площадь проекции автомобиля в направлении его движения (лобовая площадь) приближенно может быть принята равной произведению колеи и высоты автомобиля. Получающаяся при этом ошибка не превосходит 3-5 %.

Кроме сопротивления поступательному движению автомобиля, воздух оказывает еще сопротивление вращению колес. Эта величина является сравнительно малой по отношению к сопротивлению воздуха поступательному движению автомобиля и поэтому может быть учтена

небольшим увеличением коэффициента сопротивления воздуха  $K$  в уравнении (19).

Выше предполагалось, что автомобиль движется в спокойной среде. При наличии ветра в уравнении (19) должна быть введена относительная скорость автомобиля. При встречном ветре скорость  $v$ , входящая в уравнение (19) определяется как сумма  $v + v_I$ , при попутном ветре – как разность  $v - v_I$ , где  $v_I$  – скорость ветра. [35]

Коэффициент сопротивления воздуха  $K$  для заданной формы автомобиля определяется экспериментально – чаще всего при помощи продувки небольшой модели этого автомобиля в аэродинамической трубе. При продувке в трубе модели автомобиля с точки зрения соответствия опыта действительным условиям работы автомобиля получается следующая неточность. При своем движении по дороге автомобиль имеет снизу неподвижную твердую поверхность – дорогу. Очевидно, это же условие необходимо сохранить и при продувке модели автомобиля в аэродинамической трубе. Если установить модель автомобиля непосредственно в середине трубы таким образом, чтобы пространство окружало ее со всех сторон, то образование воздушных вихрей будет не тождественно тому, которое имеет место в условиях движения автомобиля по дороге. Для получения условий, более соответствующих действительности, в аэродинамической трубе обычно устанавливаются две совершенно одинаковые модели, причем одна из них опрокидывается относительно другой. На рисунке 4 представлен процесс обтекания кузова автомобиля потоками при продувке в аэродинамической трубе. Благодаря этому одинаковые воздушные вихри, возникающие от каждой модели, дают, между ними как бы плоскость раздела, соответствующую плоскости дороги. Однако точных результатов здесь все же получиться не может, так как не будет полного единообразия вихрей от верхней и нижней моделей. [23]

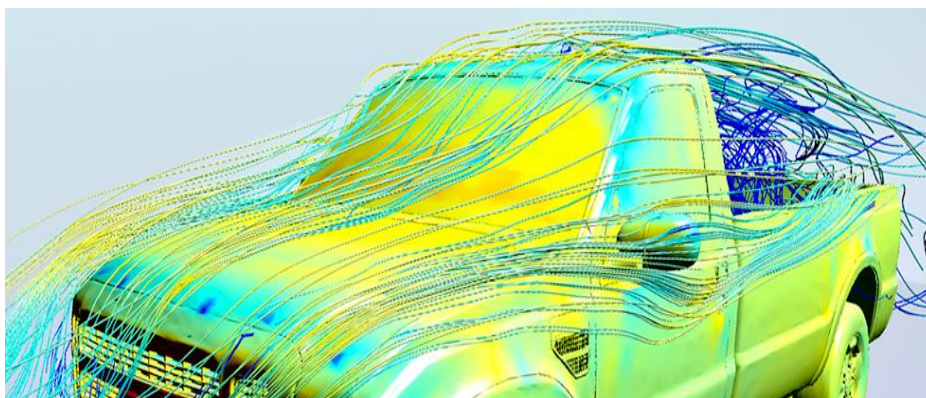


Рисунок 4 – Направление потоков воздуха

Для современных легковых автомобилей нормального типа коэффициент сопротивления воздуха  $K$  колеблется примерно от 0,025 до 0,04, а для грузовых автомобилей – от 0,05 до 0,07  $кг \cdot сек^2 / м^4$ . Фактор же сопротивления воздуха  $W$  для легковых автомобилей может быть принят в среднем равным 0,05 – 0,1, а для грузовых – 0,15-0,3  $кг \cdot сек^2 / м^4$ .

Сила сопротивления воздуха, представляющая собой равнодействующую элементарных сил, действующих на отдельные элементы поверхности автомобиля, приложена к последнему на определенной высоте от опорной плоскости. Точка приложения этой силы часто называется центром парусности. [12]

Ввиду того, что автомобиль имеет симметричную форму, центр парусности расположен в плоскости симметрии автомобиля. Высота  $h_w$  приложения силы  $P_w$  имеет определенное значение в отношении устойчивости автомобиля на высоких скоростях движения. Чем выше расположен центр парусности, т.е. чем больше отрезок  $h_w$ , тем на большую величину облегчается передняя часть автомобиля при большей скорости его движения, что может в отдельных случаях повести к потере автомобилем управления. Кроме того, повышение центра парусности при боковом ветре заметно снижает устойчивость автомобиля против бокового заноса.

Высота  $h_w$  приложения силы  $P_w$  сопротивления воздуха определяется

при помощи продувки модели автомобиля в аэродинамической трубе. При этом определяется момент  $M$ , поворачивающий одну из моделей автомобиля около оси, проходящей через точки опоры задних колес. Высота равна отношению этого момента к силе  $P_w$ . Весьма большое влияние на сопротивление воздуха (как представлено на рисунке 5), оказывает форма автомобиля.

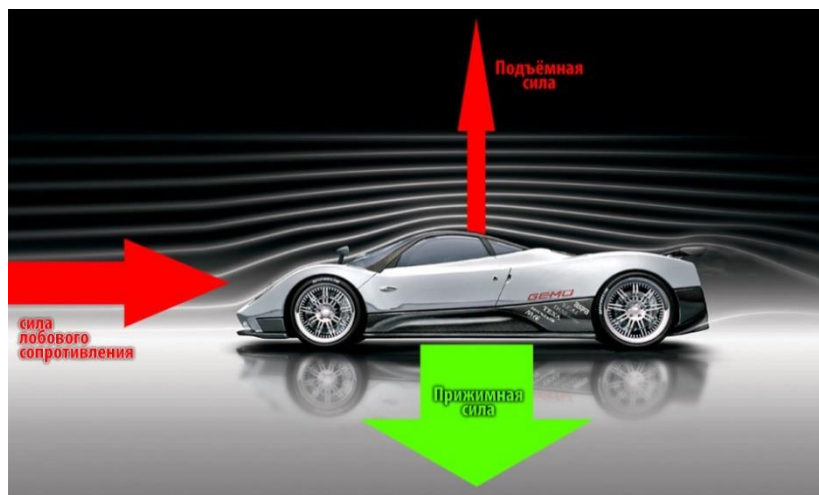


Рисунок 5 – Обтекание кузова потоками воздуха

Наилучшая (с точки зрения сопротивления воздуха) форма автомобиля отличается от формы воздухоплавательного аппарата – симметричной сигарообразной формы. Это объясняется тем, что условия воздухоплавательного аппарата, с одной стороны, и автомобиля, - с другой, не являются тождественными. В то время как первый движется в однородной среде, последний движется по твердой неподвижной поверхности – дороге. Воздух, попадая в пространство между кузовом автомобиля и дорогой и не имея возможности расширяться в сторону дороги, приобретает значительные вихревые движения и вызывает дополнительное сопротивление. [13]

Поэтому для максимального уменьшения сопротивления воздуха целесообразно перекрывать всю переднюю часть автомобиля кожухом так, чтобы зазор между ним и землей был минимальным. Все выступающие части,



как, например, колеса и крылья, создают дополнительное сопротивление и вызывают значительное завихривание воздуха; поэтому целесообразно и их также перекрывать одним общим кожухом. При этом определяется специальная наивыгоднейшая в смысле «автомобильная» форма, которая с нижней стороны должна быть ограничена плоскостью, возможно близко подходящей к земле. [29]

## 2.5 Сила сопротивления подъему

Сила сопротивления подъему  $P_i$  зависит от веса автомобиля и от угла подъема (рисунок 1). Она определяется из выражения:

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha \quad (21)$$

где  $\alpha$  - угол подъема.

Принимая  $\sin \alpha = i$ , получим:

$$P_i = G_a \cdot i \quad (22)$$

Суммарная сила  $P_{f+i}$ , затрачиваемая на преодоление сопротивления качению и подъема, определится из выражения:

$$P_{f+i} = P_f + P_i = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (23)$$

Если пренебречь влиянием изменения реакции, нормальной к дороге, на силу сопротивления качению, т.е. принять  $\cos \alpha$  равным единице, то выражение для суммарной силы  $P_{f+i}$  примет вид:

$$P_{f+i} = G \cdot (f + \sin \alpha) \quad (24)$$

Такое значение для суммарной силы сопротивления качению и подъему будет использоваться в дальнейшем. Результаты подсчета по упрощенному и полному выражениям мало отличаются между собой.

Приняв сумму  $f + \sin \alpha = \psi$ , получим:

$$P_{f+i} = P_\psi = (f + i) \cdot G_a = \psi \cdot G_a \quad (25)$$

где  $\psi$  - коэффициент сопротивления дороги, учитывающий силу, затрачиваемую на преодоление сопротивления качению и подъема ( $\psi = f + \sin \alpha$ ).»[45]

## 2.6 Сила инерции автомобиля

Эта сила затрачивается на ускорение поступательно движущейся массы автомобиля  $M$ , равной  $G/g$ .

где  $g$  – ускорение силы тяжести, равное  $9,81 \text{ м/сек}^2$ , и на ускорение вращательного движения свободных (ведомых) колес автомобиля.

Обозначая ускорение автомобиля производной  $\frac{d\omega}{dt}$ , получим выражение для силы  $P_j$ , затрачиваемой на ускорение поступательно движущейся массы автомобиля:

$$P_{j0} = M \frac{d\omega}{dt} = \frac{G}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (26)$$

Момент, затрачиваемый на ускорение вращения деталей двигателя, трансмиссии и ведущих колес автомобиля, учитывается соответствующим уменьшением величины вращающего момента на ведущих колесах, в связи с «чем полная суммарная окружная сила  $P_p$ , развиваемая на ведущих колесах автомобиля,»[3] расходуется лишь на ускорение вращения ведомых колес и на ускорение поступательно движущейся массы автомобиля. Момент, затрачиваемый на ускорение ведомых колес автомобиля, определяется из выражения  $2J_{r1} \frac{d\omega_k}{dt}$ , где  $J_{kl}$  – момент инерции колеса относительно его оси,

$\frac{d\omega_k}{dt}$ , - угловое ускорение колеса. [15]

Окружная сила, необходимая для создания этого момента, равна

$$2 \frac{1}{r_k} J_{r1} \frac{d\omega_k}{dt}, \text{ где } r_k \text{ - радиус качения колес.}$$

Угловое ускорение колеса  $\frac{d\omega_K}{dt}$  может быть выражено через линейное ускорение автомобиля  $\frac{d\omega}{dt}$ . Принимая радиус качения  $r_K$  примерно постоянным, получаем:  $v = r_K \cdot \omega_K$ ;  $\frac{d\omega_K}{dt} = \frac{1}{r_K} \cdot \frac{dv}{dt}$ .

В результате сила  $P_j$ , инерции автомобиля определится из выражения (без учета влияния вращающихся деталей двигателя и трансмиссии автомобиля). [22]

$$P_j = \left( \frac{G}{g} + 2 \frac{1}{r_K^2} \cdot J_{K1} \right) \frac{d\omega}{dt} \quad (27)$$

Результаты определения сил, действующих в трансмиссии, представлены в виде таблиц и графиков.

Вывод:

Кривые показывают зависимость механического к.п.д.  $\eta_K$  коробки передач от числа оборотов  $n_m$  при постоянной нагрузке в 10 кгм и при двух значениях температуры масла (трансмиссионного) - 30 и 70°. Из графика видно, что к.п.д.  $\eta_K$  коробки передач заметно увеличивается с повышением температуры масла, что обусловливается уменьшением потери на взбалтывание масла.

### **3 Проектирование стенда для проверки тормозов**

#### **3.1 Техническое задание на разработку**

«Согласно задания выпускной квалификационной работы, необходимо провести конструкторскую разработку стенда для диагностики тормозов легковых автомобилей. Проведем конкретизацию ограничений, которых необходимо придерживаться при проектировании стенда.

Во-первых, проектирование надо проводить под условие единичного производства стенда силами производственных мощностей проектируемой СТО. Это обусловлено тем, что проектирование изделия под серийное производство это более сложный процесс проектирования, который должен опираться на уже хорошо проработанные технические решения отдельных узлов изделия, и на конкретные условия производства, которые даже специально изменяются для организации серийного производства изделия. Задачу такого объема крайне затруднительно решить в рамках выпускной работы. [9]

Во-вторых, в проекте надо как можно шире применять существующие готовые изделия, практически исключая сложные технологические операции на специализированном оборудовании. Одновременно следует учитывать существующее в настоящее время секционное давление со стороны западных стран на РФ, и в связи с этим желательно при возможности использовать в проекте комплектующие и материалы изготавливаемые в РФ или в дружественных странах. [39]

Далее определим технические ограничения связанные с условиями эксплуатации проектируемого стенда.

Стенд для диагностики тормозов будет применяться в помещениях с твердым покрытием пола. Желательно предусмотреть возможность кратковременной эксплуатации стенда диагностики на улице недалеко от»[1] «производственного корпуса. Поэтому температурный диапазон эксплуатации стенда следует принять в интервале  $0...+50^{\circ}\text{C}$ .

Назначение стенда – снижение физических нагрузок рабочих при диагностике тормозной системы легковых автомобилей, и повышение уровня травмобезопасности данных работ. [10]

Также стенд может использоваться в ремонтном отделении при снятии и установке колес на автомобиль, а также на стенд динамической балансировки и шиномонтажный стенд. Габариты стенда должны позволять ему свободно проходить в проем шириной 2,4 м. При эксплуатации стенда необходимо исключить ее присоединение к любым коммуникациям, так как это ограничивает зону эксплуатации и уменьшает удобство эксплуатации.

Размеры колес, которые гарантировано допускаются на обслуживаемый стенд, приведены в таблице 16.

### **3.2 Техническое предложение на разработку конструкции стенда**

Для выработки концепции конструкции стенда рассмотрим варианты существующих стендов для диагностики тормозов, предлагаемые на рынке. Поиск проведем в поисковых системах Google и Яндекс. Одной из найденных конструкций является стенд СНТ-2.0 для легковых автомобилей, представленный на рисунке 6. Данный стенд имеет следующие характеристики: [6]

- перемещение и обслуживание колес 1 оси одновременно;
- грузоподъемность 3150 кг;
- опоры для колес диаметром 545 - 1278 мм;
- высота подъема 330 мм;
- удобное расположение цилиндра - не препятствует обслуживанию и работе; »[1]
- «двойные ролики, установленные на каждой из 2-х опор для обслуживаемых колес позволяют вращать и позиционировать отдельно каждое из колес, размещенных на опорах;
- вес стенда 1154 кг; цена 1254000 рублей.[5]



Рисунок 6 – Испытательный стенд СНТ-2.0

В поиске была найдена еще одна интересная конструкция стенда, а именно К-208М. Внешний вид стенда представлен на рисунке 7.



Рисунок 7 – Испытательный стенд модели К-208М» [1]

«Представленный на рисунке 8 стенд также имеет гидравлический привод и может обслуживать сразу два колеса. [2]

Данный стенд имеет следующие характеристики:

- грузоподъемность 3100 кг;
- диаметр снимаемого колеса 800-1100 мм;

- высота подъема 890 мм;
- габариты 770x1480x875 мм;
- масса 869,3 кг;
- цена 845400 рублей.

Были найдены еще несколько вариантов конструкций стенов, но их функциональные возможности уступают выше представленным вариантам стенов. Были варианты с меньшей ценой, но у них были не удобные подьёмники, или подьёмников не было вовсе.



Рисунок 8 – Стенд К-486

Выявим удачные конструкторские решения в выбранных образцах, и построим свою конструкцию на базе этих решений. Стенд имеет несущую основную раму на четырёх опорах, задние из которых являются «управляемыми». Такое решение повышает маневренность, и облегчат позиционирование под снимаемым/устанавливаемым колесом. Для обеспечения возможности проворачивания колес во время установки колеса поднимаются на проворачиваемых роликах. В первом варианте стенда проворачиваемые ролики установлены на подъемной раме, во втором случае ролики поднимаются поворотным механизмом. Решение с подъемной рамой

более сложное, но с его помощью получается реализовать большую высоту подъема колес, что и необходимо по заданию. Оба варианта стенда имеют привод подъема в виде гидроцилиндра приводимым в действие ручным гидронасосом. Решение достаточно рациональное, такая конструкция может работать мобильно и не требует подключения к энергоснабжению.[27].

Таким образом, проведем конструирование стенда в котором основная рама имеет 4 опоры (две из которых управляемые и расположены ближе к оператору). На подвижную раму устанавливаем конвейерные ролики, как опору для поднимаемых колес. Это обеспечит возможность проворота колес на некоторый угол в поднятом состоянии. Подъем подвижной рамы будем проводить с помощью гидроцилиндра под действием ручного гидронасоса. Движение подвижной рамы по основной раме реализуем движением роликов по направляющим. Для уменьшения стоимости гидронасоса используем гидронасос одностороннего действия, а для надежного опускания, особенно ненагруженной рамы, обеспечим давление в штоковой полости от сжатого воздуха в ресивере. Обеспечим такое крепление гидронасоса, что его поворот позволит удобно работать. [11]

### **3.3 Расчет основных элементов конструкции**

#### **3.3.1 Определение базовых размеров конструкции проектируемого стенда**

Определить основные конструктивные размеры стенда можно из анализа объекта транспортировки, которым является колесо грузового «автомобиля». Размеры колес, используемые на автомобилях, приведены в таблице 1. Конструкция должна быть реализована так, чтобы перечисленные размеры колес можно было обслуживать, при этом естественно возникнет возможность работы с колесами меньшего и большего размера. Построения будут вестись на виде сбоку (рисунок 9).



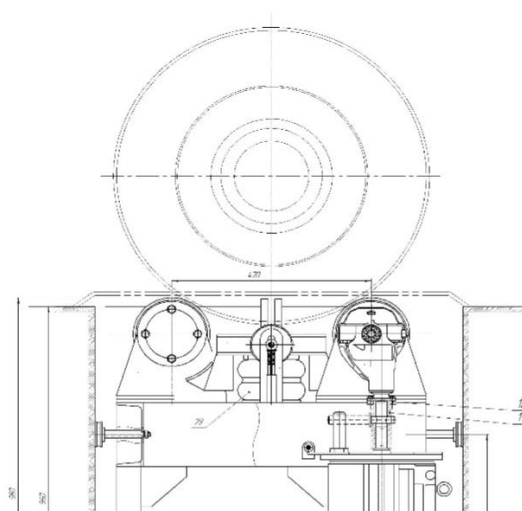


Рисунок 9 - Графические построения для определения базовых размеров и характеристик проектируемого гонда

После выбора несущих колес, имеется возможность (задавшись предварительным размером сечения основной рамы) разместить по высоте положение сечения основной рамы. Верхнюю плоскость основной рамы размещаем на высоте 80 мм. Задавшись максимальным возможным диаметром обслуживаемых колес в 980 мм, получаем, что расстояние между сечениями основной рамы должно быть не менее 786 мм. Закладываем этот размер 790 мм, что обеспечит некоторый зазор между колесом и рамой. Полученный размер так же вполне приемлем для определения ширины тележки с точки зрения прохождения тележки в двери шиноремонтного отделения и склада шин.»[1]

Высота подъема определяется характеристиками гидроцилиндра. Длинноходовые гидроцилиндры достаточно дороги, поэтому выбираем длину хода в 950 мм. Построим положение роликов в поднятом положении, разместим на них диаметры обслуживаемых колес, и получим реализуемые тележкой высоты подъемов колес. Высоты подъема колес приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Типоразмеры обслуживаемых колес и высоты подъема» [1]

Обозначение шины	Ширина профиля	Профиль шины %	Диаметр обода, мм	Диаметр колеса, мм	Высота подъема, мм	Число транспорт. колес
175/70 R14	175	70	508	962	447	2
185/60R14	185	60	508	838	430	2
175/60R15	175	60	529	866	434	2
R max	-	-	-	980	450	2

«Отображаем на схеме диаметры обслуживаемых колес и определяем положение осей конвейерных роликов, на которых будем поднимать колеса. Оси роликов разместим на высоте 64 мм, и тогда расстояние между осями получим 590 мм. [21]

### 3.3.2 Выбор сечения подвижной рамы

«Наиболее тяжелый режим нагружения происходит на подвижной раме, которая имеет пространственную конструкцию. На нее воздействуют нагрузки от веса двух колес на каждую сторону рамы, и случайное воздействие на одну сторону рамы. Реакции опор на подвижную раму, следующие: четыре силы от направляющих роликов (в общем случае реакции в двух плоскостях) и направленная вверх сила от штока гидроцилиндра. Таким образом, в общем виде это пространственная задача с 9 неизвестными (две из которых равны нулю), и в итоге имеем одну степень неопределенности в системе уравнений. Для решения такой задачи необходимо вводить учет прочности сечений конструкции. Это невозможно на начальном этапе проектирования, поэтому сведем задачу к плоской. Поэтому» [1] будем считать равными усилия в правой и левой сторонах рамы. Полученная упрощенная схема нагружений приведена на рисунке 10.

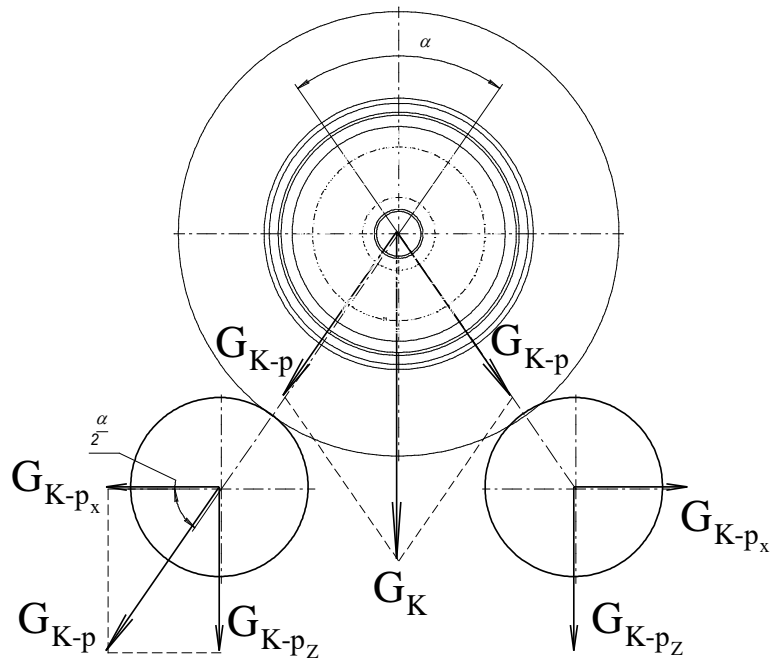


Рисунок 10 – Расчетная схема сил в контакте колеса

Такая задача решается стандартными методами теоретической механики, путем составления системы уравнений равновесия сил и моментов (25).[13].

$$\sum F_x=0, \sum F_y=0, \sum M_i=0 \quad (28)$$

Решая представленную систему, получаем значения реакций:

$$R=F+F+F1=600+600+1000=2200 \text{ Н}$$

$$R1=R2=(1000 \cdot 0,575+600 \cdot 0,435+600 \cdot 0,175+2200 \cdot 0,09)/0,48=2373 \text{ Н}$$

«Определив реакции опор, построим эпюры сил сжатия, среза и изгибающих моментов в сечениях подвижной рамы тележки, смотри рисунки 11 и 12.»[1]

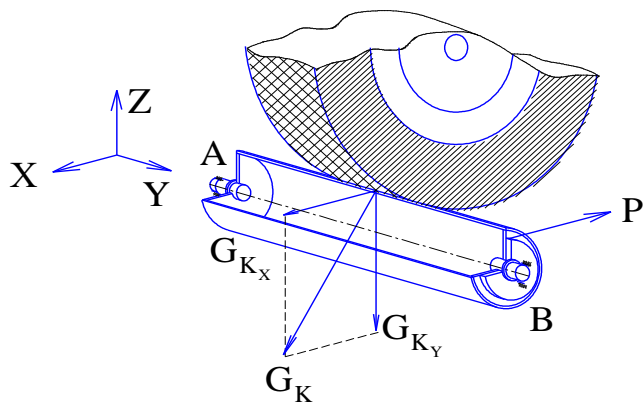


Рисунок 11 –Схема сил сжатия и конструкция ролика

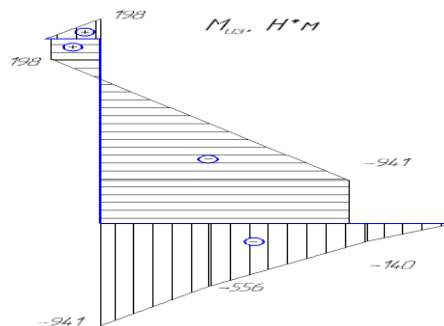


Рисунок 12 –Эпюра изгибающих моментов в раме стэнда

«Из анализа эпюр получаем расчетные усилия в роликах 2373 Н, а максимальный изгибающий момент в сечениях рамы 941 Н·м. [19]

Зная максимальные нагрузки, из условия достаточной прочности конструкции, определим необходимое сечение ви́л подвижной рамы.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \geq [\delta] \quad (29)$$

Откуда получаем:

$$W \geq \frac{M_{\max}}{[\delta]} = \frac{941}{140 \cdot 10^6} = 6,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (30)$$

где  $[\sigma]$  – максимальнодопустимое напряжение изгиба в сечении подвижной рамы, согласно справочных данных для Ст5  $[\sigma]=140\text{МПа}$ »[1]

«Сечение вил подвижной рамы должно иметь момент сопротивления не меньше  $6,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ . Конструктивно это должен быть равнополочный уголок. Из таблиц справочника [2] выбираем равнополочный уголок 7х6 ГОСТ 8509-97, что обеспечит необходимую прочность сечения.

Сечение вертикальной стойки подвижной рамы испытывает такую же нагрузку на изгиб, и следовательно должно иметь момент сопротивления не меньше  $6,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ . Конструктивно это должна быть прямоугольная труба. Из таблиц справочника [24] выбираем профиль 60х40х3 ГОСТ 30245-2003. Данное соединение является наиболее нагруженным и поэтому в этом месте необходимо применить локальное усиление в виде треугольной накладки (ребро жесткости).

### 3.3.3 Выбор необходимого пневмоцилиндра

Рабочее усилие на подъем равно весу двух самых тяжелых колес из обслуживаемых, плюс вес подвижной рамы, и составляет 120 кг. Это соответствует усилию в 1177 Н. [37]

Введя ограничение на максимальное рабочее давление ( $P_{\max}$ ) в 1,2 МПа площадь поршня можно определить по формуле:

$$F = F_{\text{пр}} / P_{\max} \quad (31)$$

Минимальный диаметр цилиндра можно определить по формуле:

$$D = 2 \sqrt{\frac{F}{\pi}} \quad (32)$$

Зная минимальный диаметр поршня, выбираем для стенда гидроцилиндр компании GIDROLAST MF4-40/22 с диаметром поршня  $D = 60$  мм. Эти гидроцилиндры выпускает завод гидравлического оборудования [1] «Гидроласт». «Точно не известно, насколько велика у завода локализация производства, но гидроцилиндр не импортный и производится в РФ.

Рабочее давление для гидроцилиндров MF4-40/22 составляет, по данным сайта завода изготовителя [15], 16 – 35 МПа. Габаритные и присоединительные размеры гидроцилиндра приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Величины размеров гидроцилиндра GIDROLASTMF4-40/22

D, мм	d, мм	K, дюйм	X, мм	A, мм	L2, мм	L1, мм	E, мм	N, мм	M мм
40	22	G 3/8	M16*1,5	126	17	20	9	82	100

Определим объем поршневой полости гидроцилиндра, используя формулу расчета объема цилиндра:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \quad (33)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,04^2 \cdot 0,45}{4} = 0,565 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Объем штоковой (обратного хода) полости гидроцилиндра составляет:

$$V_{ox} = V - \frac{\pi \cdot D_{ш}^2 \cdot L}{4} \quad (34)$$

$$V_{ox} = 0,565 \cdot 10^{-3} - \frac{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 0,45}{4} = 0,394 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Зная рабочий объем гидроцилиндра, назначаем рабочий объем бака гидронасоса не меньше чем  $0,565 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$  или 0,565 л. [17]

Для выбранного гидроцилиндра максимальное давление подъема, с учетом случайного воздействия, составит:» [1]

$$P_{\max} = \frac{4 \cdot (F_{np} + F_g)}{\pi \cdot D^2} \quad (35)$$

$$P_{\max} = \frac{4 \cdot (1177 + 1000)}{3,14 \cdot 0,04^2} = 1,72 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Рабочее давление подъема равно:

$$P = \frac{4 \cdot 1177}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,94 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

«При опускании ненагруженной подвижной рамы в нижнее положение, из-за малого веса этой рамы, может возникнуть зависание. Для исключения этого явления подадим воздух под давлением в штоковую полость гидроцилиндра. Такое решение снимает жесткое ограничение по размещению бака с маслом ниже нижнего присоединительного патрубка гидроцилиндра.

Зададим величину возвратного усилия, создаваемого давлением в штоковой полости, равным  $F_b=100$  Н. Тогда необходимое давление можно определить по формуле:

$$P_s = \frac{F_s}{S_{ш}} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot (D^2 - D_{ш}^2)} = \frac{4 \cdot 100}{3,14 \cdot (0,04^2 - 0,022^2)} = 0,11 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (36)$$

Для выбора конкретного ресивера необходимо определиться с его объемом. При выполнении операции подъема колес, воздух из штоковой полости вытесняется в ресивер, суммарный объем, занимаемый воздухом, уменьшается, и в результате этого давление увеличивается. Примем условие, что давление может увеличиться на более чем на 15%. Используя закон Бойля — Мариотта, запишем соотношение объемов и давлений в штоковой полости и ресивере в крайних положениях поршня. [36]

$$P \cdot (V_{ox} + V_p + V_{ш}) = P \cdot 1,15 \cdot (V_p + V_{ш}), \quad (37)$$

где  $V_{ш}$ - внутренний объем присоединительного шланга;»[1]

$V_p$ - объем ресивера.

«Преобразуя уравнение 57, определим минимальный объема ресивера.

$$V_p \geq \frac{V_{ox}}{0,15} - V_{ui} \quad (38)$$

Если диаметр шланга будет 5 мм, а длина не менее 300 мм, то внутренний объем будет  $5,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ . Тогда объем ресивера должен быть не менее:[23].

$$V_p \geq \frac{150 \cdot 10^{-6}}{0,15} - 5,9 \cdot 10^{-6} = 994 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Допустимое рабочее давление ресивера 1МПа.Ресивер изготавливается в РФ, комплектующие из недружественных стран для его изготовления не требуются. Возможны только ограничения на использование интеллектуальной собственности, т.к. конструкция возможно запатентована итальянскими разработчиками. [25]

### **3.3.4 Выбор насоса для привода гидроцилиндра**

Для подъема подвижной рамы надо создать давление в поршневой полости гидроцилиндра (согласно расчета 0,94 МПа). Объем бака в гидросистеме должен быть минимум на 20% больше чем рабочая полость гидроцилиндра. Исходя из этих ограничений, выбираем ручной насос для гидроинструмента марки НРГ-7010 производства СТС-Холдинг. Это широко используемый насос, выпускаемый по ТУ»[1] 28.12.16-001-18942352-2019.

В «насосеНРГ-7010 имеется встроенный бак с маслом. Рабочий объем этого встроенного бака 0,8 л. Внутри бака установлен масляный фильтр и клапан сброса.Скорость сброса масла регулируетсядросселем, согласно основных характеристик насоса и данным инструкции по эксплуатации. [15]»[1]

«Зная производительность 1 ступени насоса ( $V_n$ ) и объем поршневой полости гидроцилиндра ( $V_{ц}$ ) определим число ходов насоса для подъема колес на максимальную высоту:



$$N=V_{ц}/V_{н}=565 \cdot 10^{-6}/13 \cdot 10^{-6}=42 \quad (39)$$

Таким образом, для подъема колес на максимальную высоту оператору потребуется не более одной минуты работы с насосом. Необходимое прилагаемое усилие на рукоятку насоса можно определить по известной производительности насоса за одно движение ( $Q_n$ ) и ходу рычага на середине рукоятки ( $L_n=0,131$ м):

$$F_n = \frac{P_{\max} \cdot Q_n}{L_n} = \frac{(P + P_e \cdot 1,15) \cdot Q_n}{L_n} \quad (40)$$

$$F_n = \frac{(0,94 \cdot 10^6 + 0,11 \cdot 10^6 \cdot 1,15) \cdot 13 \cdot 10^{-6}}{0,131} = 105 \text{ Н}$$

Следовательно, при подъеме двух колес максимальной массы рабочему необходимо прикладывать усилие к рукоятке насоса 105 Н. При других нагрузках необходимое усилие будет меньше.[18].

Таким образом, прилагаемое рабочим усилие к рукоятке насоса составляет не более 94 Н. [26]

### 3.4 Оценка технико-экономических характеристик проекта

Проведем сравнение спроектированного стенда для диагностики колес с стендами близкими по характеристикам. Это описанные в пункте 3.2 стенды СНТ-2.0 и К-208М. Сравнение будем проводить по следующим параметрам:

- Цена (себестоимость);
- Грузоподъемность; »[1]
- Максимальный диаметр колеса;
- Максимальная высота подъема;
- Масса.

Для анализа и оценки информации с помощью методов инженерного

прогнозирования составлена таблица, в которой указаны основные сравниваемые характеристики для специальной оценки оборудования. Характеристики всех стендов заносим в таблицу 3.

«Параметры цена и масса при анализе обрабатываются как обратные, так как эти параметры желательно иметь меньше, а не больше. [17]

Таблица 3 – Анализ технико-экономических параметров стендов для проверки тормозов

Наименование параметра	Ед. изм.	СНТ-2.0	К-208М	Проект
Цена (себестоимость)	руб	1350000	875600	650000
	о.е.	0,32	1,00	1,11
Грузоподъемность	кг	2800	2600	2500
	о.е.	1,33	1,00	0,20
Максимальный диаметр колеса	мм	1278	1100	980
	о.е.	1,16	1,00	0,89
Максимальная высота подъема	мм	665	290	450
	о.е.	2,29	1,00	1,55
Масса стенда	кг	1136	869,3	576
	о.е.	0,51	1,00	0,91

\*- данный стенд выбран в качестве базового.

По полученным в таблице 3 относительным характеристикам построим циклограмму сравнения, смотри рисунок 13.

Проведем анализ полученной циклограммы. Следовательно, выполненный проект стенда может рекомендоваться для изготовления единичных образцов для использования на предприятиях. »[1]

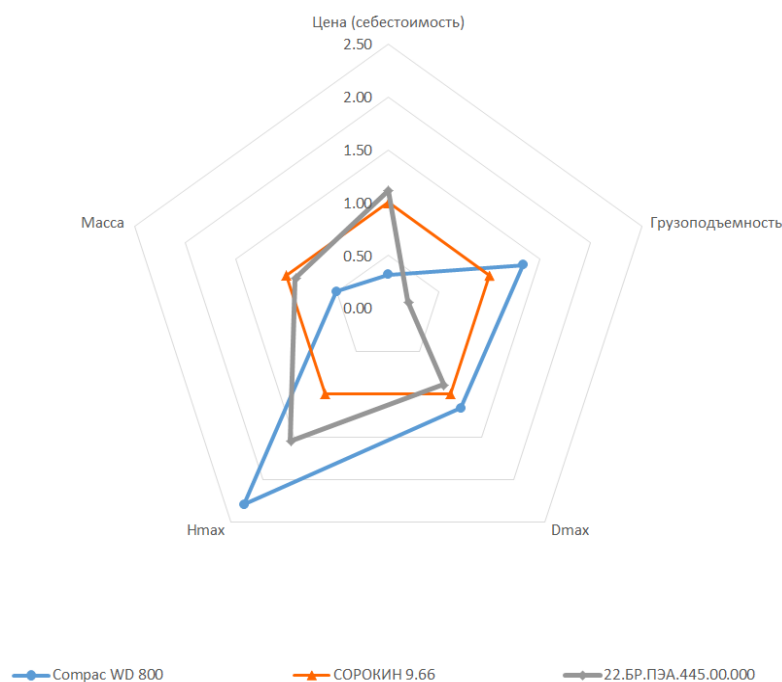


Рисунок 13- Циклограмма технико-экономических характеристик

Выводы по разделу:

Когда при торможении колесо автомобиля начинает катиться с проскальзыванием, частота его вращения падает, и система приостанавливает подачу давления в его тормозной механизм, растормаживая колесо и не допуская его полной блокировки. При возрастании частоты вращения колеса и восстановлении его нормального качения (без проскальзывания) система возобновляет подачу давления в его тормозной механизм, затормаживая колесо до начала его качения с проскальзыванием, и процесс повторяется.

Спроектированный стенд «по сравнению с базовой моделью (СНТ-2.0), имеет близкие показатели по характеристикам «грузоподъемность», «масса» и «цена», и значительно превосходит по показателю «максимальный диаметр колеса.»[1]

## **4 Технологический процесс операций проверки тормозов**

### **4.1 Общие положения**

«Тормозные стенды широко распространены на СТО и других предприятиях автомобильного транспорта. Стенды серийно выпускаются многими зарубежными производителями. Как правило, это роликовые стенды и площадочные проездные стенды. Автомобильные заводы, выпускающие автомобили с АБС имеют инерционные стенды.» [12]

«В конструкции роликовых стендов для контроля тормозной силы могут использоваться планетарные редукторы с балансирным креплением корпуса. В этом случае сила в зацеплении зубьев коронной шестерни приводит к повороту корпуса редуктора и по величине этой силы можно судить о крутящем моменте, передаваемом на ролики. При достижении своего максимума в момент начала проскальзывания роликов относительно заторможенного колеса производится отключение привода, поскольку следящий ролик перестает вращаться.» [12]

«Выпускаются также тормозные стенды, в которых используются балансирные мотор-редукторы, когда электродвигатель и редуктор объединены в одном агрегате. В конструкцию стенда входят упорные ролики, соединенные между собой цепью, датчики блокирования колес, приводной динамометр балансирного типа с датчиком сил, датчик наличия автомобиля и датчик скорости колеса.» [20]

### **4.2 Требования к исполнителям операции**

«Операцию выполняют слесари по ремонту автомобилей или слесарь ремонтного отделения. Рабочие должны быть обучены проведению данной»[1] операции, и своевременно проходить инструктажи по безопасному проведению работ.

К выполнению операции допускаются операторы, прошедшие предварительный (при поступлении на работу) и периодический (в течение трудовой деятельности) медицинский осмотр, и обучение по охране труда и проверку знаний требований охраны труда в установленном порядке. [30]

### **4.3 Разработка технологической карты на диагностику**

Согласно инструкции [10] общий порядок выполнения операции следующий:

- затормозить транспортное средство стояночным тормозом;
- выключить зажигание (перекрыть подачу топлива в транспортном средстве с дизельным двигателем);
- установить рычаг переключения передач (контроллера) в нейтральное положение;
- под колеса подложить не менее двух специальных упоров (башмаков);
- на рулевое колесо вывесить запрещающий комбинированный знак безопасности с поясняющей надписью «Двигатель не пускать! Работают люди» (на транспортных средствах, имеющих дублирующее устройство для пуска двигателя, аналогичный «знак необходимо вывесить и на дублирующее устройство);
- еще немного приподнять подвижную раму и осторожно, покачивая из стороны в сторону, откатить немного тележку с колесом от автомобиля;
- зафиксировать колесо на стенде с помощью барабанов;
- опустить колесо на тележке в транспортное положение (примерно 50-100 мм от пола).

Положение колес на стенде для проверки тормозов показаны на рисунке 14. Подъем и опускание колеса нужно проводить в последовательности, как представлено в технологической карте в таблице 4.»[1]



Рисунок 14 – Рабочие элементы стенда К-486

«В таблице 4 приведена технологическая карта на проведение операций по диагностированию тормозов легковых автомобилей ЛАДА-Веста с использованием спроектированного стенда для проверки тормозов.

Таблица 4 - Технологическая карта операций по диагностике

Наименование операции, перехода	Место выполнения	Исполнитель	Оборудование	Трудоемкость, мин.	Примечание
<b>1 Проведение испытаний</b>					
1.1 Подготовка стенда	Пост диагностики	Слесарь 4 р.	Стенд	2,0	Нажать кнопку "мотор"
1.2 Постановка автомобиля на стенд	-«»-	-«»-	-«»-	1,0	Предупреждающий плакат
1.3 Установить автомобиль передними колесами на центр барабанов	-«»-	-«»-	-«»-	1,5	-
1.4 Расфиксировать барабаны	-«»-	-«»-	-«»-	2,0	Предупреждающий плакат
1.5 Измерение усилия свободного проворачивания	-«»-	-«»-	«»-	1,0	-
<b>2 Запустить беговые барабаны стенда</b>					
2.1 Определить величину крутящего момента для каждого из колес оси при свободном проворачивании	Пост диагностики	Слесарь 4 р.	Стенд	1,5	Частотным регулятором установить частоту вращения

Продолжение таблицы 4

2.2 Измерение зависимости тормозной силы от усилия нажатия на педаль и максимальной тормозной силы (последовательно для колес передней и задней оси)	-«»-	-«»-	-«»-	5,0	Сила торможения должна быть не менее: кГс; для передних колес - 200 для задних колес - 175
2.3 Запустить беговые барабаны стенда	-«»-	-«»-	-«»-	5,0	-
2.4 Создать усилие на педаль при помощи пневмоноги в 5 кг	«»-	-«»-	-«»-	2 ,5	-
2.5 Снять показания величины усилия торможения и время срабатывания тормоза	-«»-	-«»-	-«»-	2,5	-
3 Повторить переходы 2-3 с шагом 5 кг до полной фиксации колеса					
3.1 Снять показания величины максимального тормозного момента.	Пост диагностирования		Стенд	0,5	-
3.2 Определение коэффициента неравномерности тормозных сил колес оси	-«»-	Слесарь 4 р.	-«»-	,0 5	Чрезмерный уровень вибрации на какой-либо частоте вращения не допускается
3.3 Создать плавное нагружение на педаль до блокировки колеса	-«»-	-«»-	-«»-	5,0	-
4 Снять величины нарастания тормозных сил на каждом из колес					
4.1 Снятие автомобиля со стенда	Пост диагностирования	Слесарь 4 р.	Стенд	4,0	-
4.2 Зафиксировать барабаны	-«»-	-«»-	-«»-	5,0	Нажать кнопку "сход"
4.3 Осуществить съезд автомобиля со стенда	-«»-	-«»-	-«»-	3,0	-
4.4 Формирование диагноза	-«»-	-«»-	-«»-	1,0	-

Выводы по разделу:

Модернизация проектируемого участка заключается в применении в процессе технического обслуживания устройства по диагностированию»[1] «автотранспортных средств. После установки автомобиля на стенд для

проверки тормозной системы необходимо проворачивать колесо на необходимый угол. Поворот колеса на опорных роликах платформы, производится с целью определения изменения тормозной силы. [40]

Зависимость (28) выражает устойчивость невозмущенного движения вообще (устойчив, неустойчив), т.е. поведение системы после снятия возмущающего воздействия, и не дает количественной оценки отклонения от начальной траектории при возмущении, хотя движение может быть асимптотически устойчивым (приближающимся к началу координат), а начальная точка траектории при возмущающем воздействии может быть за границей полосы движения. Для определения «практической» устойчивости необходимо знать максимальные отклонения траектории движения автомобиля при возмущающих воздействиях, т.е. угловую скорость  $\psi$  и боковое отклонение  $\delta$ , а значит, решить уравнение движения относительно этих параметров с учетом правых частей.

Испытание автомобиля на стенде, инерционные массы которого соответствуют инерционной массе автомобиля, позволяет измерять угловое ускорение колес и соответствующее ускорение автомобиля в поступательном движении. По величине ускорения при разгоне автомобиля можно судить о его тягово-динамических свойствах. »[1] «Поскольку эффективность тормозной силы автомобиля оценивается по отношению суммы тормозных сил всех колес к весу автомобиля: 0,53 и 0,47, тормозные стенды могут оборудоваться датчиками веса. Датчики поочередно замеряют вес, приходящийся на оси автомобиля. Тензодатчики сопротивления обычно наклеивают на упругое звено, установленное под раму стенда.» [22]



## 5 Безопасность и экологичность технического объекта

### 5.1 Конструктивно-технологическая характеристика объекта

Рассмотрение динамики системы водитель – автомобиль – дорога связано со значительными трудностями. Водители отличаются физиологическими и психологическими данными, имеют разную профессиональную подготовку. Автомобиль как механическая система конструктивно состоит из большого числа узлов и механизмов, имеющих различные взаимные связи и общие связи через колеса с дорогой. Автомобильные дороги, в свою очередь, характеризуются большим разнообразием микро- и макронеровностей, закруглений (в плане), сцепных свойств с колесом и другими факторами. В дальнейшем динамика движения автомобиля с приводом на передние колеса оценивается методом сравнения с динамикой автомобилей классической компоновки, а иногда и с задним расположением двигателя. Кроме того, принимается, что водитель является «субъектом» исследования. [2]

При движении автомобиля на него действуют различные возмущения: сила инерции, аэродинамическая сила, реакция дороги, силы, возникающие при нарушении нормального функционирования отдельных узлов и агрегатов автомобиля, сила ветра различного направления и др.

Для аналитического исследования управляемости и устойчивости автомобиля используют математические модели различной сложности. При создании пяти массовой модели (массы кузова и четырех колес с неподрессоренными частями) получается сложная и громоздкая система уравнений, неравнозначно влияющих на управляемость и устойчивость автомобиля. Для решения такой системы порой сложно подобрать соответствующие входные параметры, поэтому в настоящее время широко используется одна массовая модель с шестью степенями свободы. Линейные перемещения модели рассматриваются в неподвижной системе координат  $X_0, Y_0, Z_0$ , а угловые перемещения кузова автомобиля – в системе координат, закрепленной в центре масс и перемещающейся вместе с автомобилем. [31]

Оценка управляемости и устойчивости автомобилей с приводом на передние колеса и сравнение этих свойств со свойствами автомобилей других компоновочных схем проводится ниже с использованием одной массовой модели. [7]

Принимая во внимание, что проводится сопоставительный анализ автомобилей с приводом на передние колеса и классической компоновки в одинаковых условиях движения, система может быть упрощена. Так уравнение  $m_a \ddot{z} = \Sigma R_z$  системы описывает колебания кузова в вертикальной плоскости. Они вызваны неровностями дороги и зависят от ее состояния, а также от жесткости и демпфирующих свойств подвески и шин. При движении автомобиля по неровной дороге в результате колебаний изменяются нормальные реакции на колеса и несколько снижаются коэффициенты стабилизирующих моментов шин. Для решения этого уравнения необходимо знать конкретные дорожные условия, описанные методами математической статистики или условными тригонометрическими функциями. После определения ускорения, скорости и амплитуды колебаний может быть оценено влияние колебаний на управляемость и устойчивость. [43]

При сопоставительном аналитическом анализе управляемости и устойчивости автомобилей различных компоновочных схем считаем, что достаточно рассмотреть одинаковые дорожные условия. Дорожные испытания на ровной дороге с твердым покрытием и при переезде неровностей показали, что влияние колебаний на управляемость и устойчивость у обоих автомобилей одинаковое, поэтому уравнение колебаний кузова в вертикальной плоскости из системы исключается. При необходимости анализа колебаний автомобиля исследования могут быть проведены с использованием дополнительной системы уравнений, учитывающей колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

## 5.2 Движение автомобиля

В режиме ускоренного (замедленного) движения под воздействием силы инерции, приложенной в центре масс и направленной в продольной плоскости

симметрии автомобиля, возникают угловые колебания кузова относительно поперечной оси, описываемые уравнением

$$J_y \alpha = \sum m_y. \quad (41)$$

Экстремальными случаями влияния продольных угловых колебаний кузова автомобиля на управляемость и устойчивость можно считать возникновение угловых отклонений максимальных амплитуд («клевков» в режиме эффективного разгона); при этом происходит перераспределение нагрузок автомобиля (увеличение на передние колеса при «клевке» и на задние колеса при «приседании»). В режиме ускоренного (замедленного) движения за короткий отрезок времени примем, что автомобиль движется с постоянным ускорением (замедлением), т.е.  $m_a J_x = const$ . Тогда колебательную систему можно рассматривать зафиксированной в каком-то максимальном отклонении от нейтрального положения, т.е. угловые колебания отсутствуют. [27]

При этом нормальные реакции, действующие на передние и задние колеса, могут быть определены из уравнения (59), а влияние перераспределения нормальной нагрузки между передней и задней осями на управляемость и устойчивость автомобиля – через коэффициенты сопротивления уводу и стабилизирующие моменты шин. Таким образом, уравнение, описывающее угловые колебания кузова относительно поперечной оси, для рассмотренных условий может быть исключено из системы.

В процессе движения автомобиля при действии боковой силы уравнение колебаний  $m_a J_x \gamma_{кр} = \sum m_x$  относительно оси  $X$  характеризует крен кузова автомобиля, при этом ось крена не совпадает с осью  $X$ . Для определения угла крена необходимо найти частное решение дифференциального уравнения:

$$J_{пп} \cdot \gamma_{кр} + 0,5 \gamma_{кр} \sum k_{кр i} B^2 + 0,5 \gamma_{кр} \sum C_{кр i} \cdot B^2 = M_\gamma \quad (42)$$

где  $J_{пп}$  - момент инерции кузова относительно центра крена;

$k_{кр i}$  - коэффициент демпфирования в подвеске  $i$ -го колеса. [42]

Однако при установившемся движении автомобиля по траектории, описываемой окружностью постоянного радиуса, или при постоянной боковой

силе и прямолинейном движении угол крена, возникающий под действием боковой силы, можно рассматривать как зафиксированный угол при постоянном боковом ускорении. Тогда угол крена:

$$\gamma_{кр} = \gamma m_0 h_{np} / (C_{y1} + C_{y2}) \quad (43)$$

Можно считать, что крен кузова автомобиля для рассматриваемых режимов не имеет прямой связи с траекторией движения, а влияет на нее через характеристики шин, меняющиеся с изменением распределения нормальных нагрузок между колесами в поперечной плоскости, если кинематические характеристики подвесок автомобилей остаются неизменными. [33]

Уравнение  $m_a \ddot{v} = \sum R_x$  описывает равновесие сил, действующих на автомобиль в продольной плоскости симметрии, и можно считать, что прямого отношения к управляемости и устойчивости автомобиля не имеет, но отражает косвенную связь с характеристиками шин. Эти характеристики меняются с изменением нормальных и продольных реакций, действующих на колеса со стороны дороги, и могут быть учтены через коэффициенты  $K_y$  сопротивления уводу и  $K_M$  стабилизирующих моментов. Тогда рассматриваемое уравнение может быть исключено из системы. При исключении из системы этого уравнения коэффициенты сопротивления уводу и стабилизирующих моментов выразим зависимостями, учитывающими изменения продольных и нормальных реакций, действующих на отдельные колеса автомобиля:

$$K_y = K_{y0} (1 \pm c_h R_x) (1 \pm c_l \Delta R_z) \quad (44)$$

$$K_M = K_{M0} (1 \pm c_M R_x) (1 \pm c_M \Delta R_z) \quad (45)$$

где  $K_y$  и  $K_{y0}$  - коэффициенты сопротивления уводу шин соответственно при статических нагрузках и отсутствии продольных реакций, а также при наличии продольных реакций и изменении нормальных нагрузок;

$K_M$  и  $K_{M0}$  - коэффициенты стабилизирующих моментов шин соответственно при статических нормальных нагрузках и отсутствии продольных реакций;

$c_h$  и  $c_M$  - величины, учитывающие изменение коэффициентов сопротивления

уводу и стабилизирующих моментов в зависимости соответственно от изменения продольных и нормальных реакций;

$\Delta R_z$  - изменение нормальных реакций на колесах автомобиля;

$R_x$  - продольная реакция на колесах автомобиля.

Проведенные преобразования с достаточной степенью точности позволяют перейти от пространственной схемы действия сил на автомобиль к плоской.

Существенное влияние на траекторию движения автомобиля оказывает положение управляемых колес, при этом рассматривают движение с поворотом рулевого колеса, с закрепленным в нейтральном или повернутом положении и свободным рулевым колесом. В первом случае управляемые колеса поворачиваются водителем, во втором – за счет упругой податливости рулевого привода и зазоров в отдельных сочленениях его (в дальнейшем анализе упругую характеристику рулевого привода принимаем линейной), а в третьем случае рулевое колесо свободно и поворачивается одновременно с поворотом управляемых колес (жесткость рулевого привода  $c_p=0$ ). Силами трения в рулевом механизме можно пренебречь, особенно для реечных механизмов. Как показали испытания, наилучшими с точки зрения поворачиваемости автомобиля являются шины, обеспечивающие почти линейную зависимость между углом  $\theta$  поворота рулевого колеса и центростремительного ускорением  $j_\delta$ . [31]

### **5.3 Мероприятия по охране труда**

Опасные и вредные производственные факторы на посту сборки

Физические факторы можно разделить на следующие:

- движущиеся машины и механизмы;
- «подвижные части производственного оборудования и технической оснастки;
- передвигающиеся изделия, детали, узлы, материалы;
- острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и всего оборудования.

Химические» [46] факторы делят в зависимости от характера и степени «воздействия на организм человека:

- токсические;
- раздражающие;
- мутагенные

Химические факторы влияют на репродуктивную функцию человека. Также во время попадания в организм человека воздействуют на» [2] органы дыхания, желудочно-кишечный тракт, кожные покровы и слизистые оболочки.

К психофизиологическим относят следующие факторы:

- физические «перегрузки на человека (бывают статические и динамические);
- нервно-психические перегрузки на человека (выделяют» [2] умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, монотонность труда, эмоциональные перегрузки»[44]).

#### **5.4 Обеспечение пожарной безопасности на предприятии**

Условия труда на рабочем месте по степени вредности и опасности

При техническом обслуживании и текущем ремонте автомобилей возникают следующие опасные и вредные производственные факторы: «движение автомобилей, открытые части производственного оборудования, высокая загазованность автомобильными газами, опасности получения повреждений при работе с инструментом и др.

Для обеспечения безопасности автослесарей, повышения качества и производительности работы все действия осуществляются на оборудованных постах, которые оснащены подъемниками со стопорами». [3]

В соответствии с установленными нормами обеспечивать своевременную выдачу специальной «хлопчатобумажной одежды, специальной обуви с

металлической вставкой, перчаток комбинированных и предохранительного пояса, а также их хранение, стирку, сушку, ремонт и замену» [45].

«Для защиты персонала от поражения электрическим током в ремонтной зоне все электрические кабели (силовые, провода вторичных цепей)» [4] «проведены в изолированных кабель-каналах. Все технологические оборудования занулены через нулевую жилу питающего кабеля, при коротком замыкании происходит автоматическое отключение линии, питающую неисправное оборудование» [4].

«Запрещается эксплуатировать при неисправности штепсельного соединения; выключателя или другой коммутационной аппаратуры; при включении щеток; вытекании смазки; появлении дыма или запаха; наличии трещин на корпусе, рукоятке; при повышенном шуме, вибрации; хотя бы слабом воздействии электрического тока.

Корпуса электроинструментов, не имеющие двойной изоляции независимо от частоты при напряжении сети выше 42 В заземлены. [41]

Периодический осмотр электроинструмента производится не реже 1 раза в 3 месяца с записью в журнале осмотров и проверок изоляции (мегаомметром).

На участке разрядные тока статического электричества чаще всего возникают при прикосновенье обслуживающего персонала к любому из элементов. Такие разряды не представляют опасности для человека. Для предупреждения поражения работающих электрическим током подъемники заземляют» [4].

## **5.5 Функционирование объекта в чрезвычайных и аварийных ситуациях**

### **Пожарная безопасность**

Уровень технического оснащения АТП, который растет, осложнение производственных процессов сопровождается повышением энергоемкости производств, высокой концентрацией мощностей и материалов, использованием полимерных синтетических строительных материалов, увеличением

площадей и этажей производственных зданий. При таких условиях отклонения от требований пожарной безопасности приводит к значительному экономическому ущербу и человеческие жертвы.

Пожарная опасность производственных зданий и помещений определяется особенностями выполняемого в них технологического процесса, свойствами применяемых веществ и материалов, а также»[3] условиями их обработки. По взрывопожарной и пожарной опасности «помещения и здания подразделяются на 4 категории. Причинами возникновения пожара на СТО есть:

- нарушение технологического режима работы оборудования;
- самовозгорание некоторых материалов и веществ;
- неисправность электропроводки и приборов;
- короткое замыкание электрической сети;
- плохая подготовка оборудования к ремонту;
- разряд статического электричества.

Характеристика вещества и материалов тех, что находятся в помещении - горючие и трудно горящие жидкости, твердые горючие и трудно горящие материалы,» [2] вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом гореть.

«Пожарная безопасность обеспечивается мерами пожарной профилактики и активной пожарной защиты. Понятие пожарной профилактики включает комплекс мероприятий, необходимых для предупреждения возникновения пожара или уменьшение его следствий. Под активной пожарной защитой понимаются меры, которые обеспечивают успешную борьбу с возникающими или пожарами взрывоопасной ситуацией.» [36]

«Пожарная безопасность должна соответствовать всем нормам по пожарной безопасности ГОСТ 12.1.004-91 что предполагает:

- применение электрического оборудования, соответствующего требованиям ГОСТ 12.1.011;
- исключение перегрева технологического оборудования и контакт его с



легковоспламеняющимися материалами;

- утилизация отработанных легковоспламеняющихся материалов;
- наличие установок пожаротушения (порошковые огнетушители);

Пожарные краны устанавливаются в «[3] доступных и заметных местах в нишах на высоте 1,35 м, где также находится пожарный ствол с напорным рукавом из тканевого материала» [3] длиной 10-20 м.

«Выводы по разделу:

Существенное влияние на траекторию движения автомобиля оказывает положение управляемых колес, при этом рассматривают движение с поворотом рулевого колеса, с закрепленным в нейтральном или повернутом положении и свободным рулевым колесом. В первом случае управляемые колеса поворачиваются водителем, во втором – за счет упругой податливости рулевого привода и зазоров в отдельных сочленениях его (в дальнейшем анализе упругую характеристику рулевого привода принимаем линейной), а в третьем случае рулевое колесо свободно и поворачивается одновременно с поворотом управляемых колес. Для сопоставительного анализа различных компоновочных схем и проведения инженерных расчетов, которые предшествуют испытаниям опытных образцов и их доводке, достаточно использовать частное решение системы уравнений при установившихся режимах движения, т.е. принимается  $\psi=0$ ,  $\delta=0$ ,  $\theta=0$ . Решение может быть проведено для определения абсолютных или относительных величин, входящих в эту систему и оценивающих устойчивость автомобиля при прямолинейном или криволинейном движении. [44]

Начальная точка траектории при возмущающем воздействии может быть за границей полосы движения. Для определения «практической» устойчивости необходимо знать максимальные отклонения траектории движения автомобиля при возмущающих воздействиях, т.е. угловую скорость  $\psi$  и боковое отклонение  $\delta$ , а значит, решить уравнение движения относительно этих параметров с учетом правых частей.

## 6 «Экономическая эффективность проекта»

### 6.1 Исходные данные для экономического расчета

Исходные данные для экономического расчета представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Расчетные данные экономического проекта

Показатели	Условные обозначения	Ед. изм.	Значение показателей	
			базовый	проектный
Годовая программа	Пг	шт	900	900
2 Время машинное (оперативное)	Топ	час	1	0,95
3 Норма обслуж. раб. места	а	%	8	8
4 Норма на отдых и личные надобности	б	%	6	6
5 Часовая тарифная ставка	Сч	Руб./час	300 руб	308 руб
			400 руб	409 руб
			500руб	510 руб
6 Коэф. доплат к осн. з/плате	Кд	%	1,88	1,88
7 Коэф. отчисл.на соц. нужды	Кс	%	30	30
8 Цена оборудования	Цоб	Руб.	325500	расчет
9 Коэф. на доставку и монтаж	Кмон	%	1,25	1,25
10 Годовая норма амортиз. на площ.	На	%	2,5	2,5
11 Годов.норма амортиз. оборуд.	На	%	10	10
12 Площадь под оборудов.	Руд.	м <sup>2</sup>	3,05	2,97
13 Коэф. допол. площади	Кд.пл		4	4
14 Цена эл. энергии	Цэ	Руб/кВт-ч	5	5
15 Цена 1 м <sup>2</sup> площади	Цпл	Руб/м <sup>2</sup>	4000	4000
16 Стоимость эксплуат. произ. площади	Сэксп	Руб/м <sup>2</sup>	2000	2000
17 Количество рабочих на техпроцессе	Чр	Чел.	1	1
18 Коэф. транс. заготов. расходов	Ктз	%	1,03	1,03
19 Коэф. возврат. отходов	Квоз.	%	2	2
20 Коэф. общепроизводств. расходов	Копр.	%	1,25	1,25

Заработная плата работников складывается из основной и дополнительной. При расчете также следует учитывать уровень отчислений на социальные нужды

## «6.2 Расчет Фонда времени работы оборудования»

### 6.2.1 Номинальный годовой фонд времени работы оборудования

$$F_H = (D_p \cdot T_{см} - D_{п} \cdot T_{п}) \cdot C \quad (46)$$

где  $D_p$  - к-во рабочих дней в году;

$T_{см}$  - продолжительность смены;

$T_{п}$  - к-во часов, сокращения смен в предпраздничные дни;

$D_{п}$  - к-во праздничных дней;

$C$  - количество смен.

$$F_H = (255 \cdot 8 - 5 \cdot 1) \cdot 1 = 2035 \text{ [9] «час.}$$

$$F_H = (255 D_p \cdot 8 T_{с} - 5 D_{п} \cdot 1 T_{п}) = 2035 \text{ час.} \quad (47)$$

### 6.2.2 Эффективный фонд времени работы оборудования

$$F_{э} = F_H \cdot (1 - B/100) \quad (48)$$

где  $B$  - плановые потери рабочего времени.

## 6.3 Калькуляция и структура себестоимости внедрения станда

В таблице 6 представлены основные виды затрат на производство станда.

Таблица 6 – Данные для расчета экономики проекта

Статьи затрат	Обозн.	Сумма, руб.	Уд. вес, %
1 Сырье и материалы	М	6767,79	8,09
2 Покупные изделия и полуфабрикаты	Пи	39119,4	46,74
3 Основная зарплата	З осн	8290,8	9,91
4 Дополнительная зарплата	З доп.	829,08	0,99
5 Отчисления на соц. нужды	Осс	2735,96	3,70
6 Затраты на использ. оборуд.	Зоб.	290,08	0,35
7 Затраты на использ. площади	Зпл	25,78	0,03
Технологическая себестоимость	Стех.	58423,69	69,81
8 Общепроизводственные расходы $R_{опр} = Z_{осн} \cdot K_{опр} = 8290,8 \cdot 1,25$	Ропр	10363,5	12,38
9 Общехозяйственные расходы $R_{охр} = Z_{осн} \cdot K_{охр} = 8290,8 \cdot 1,6$	Ропр	13265,28	15,85
10 Производственная себестоимость	Спр	82052,47	98,04
11 Внепроизводственные расходы $R_{вн} = C_{пр} + R_{вн}/100 = 155014,94 \cdot 2/100 \text{ [1]}$	Рвн	1641,05	1,96
12 Полная себестоимость $S_{полн} = C_{пр} + R_{вн} = 82052,47 + 1641,05$	Сп	83693,52	100

Чтобы выявить наиболее экономически эффективный метод использования устройства необходимо сравнить показатели его применения в двух способах диагностирования. [28]

«Заработная плата работников складывается из основной и дополнительной. При расчете также следует учитывать уровень отчислений на социальные нужды:

#### «6.4 Расчет необходимого количества оборудования и коэффициента его загрузки»

Расчет штучного времени оказания услуги:

$$T_{шт} = T_{маш} \cdot (1 + (a) [9] + б) / 100 \quad (49)$$

«где  $T_{маш}$ .- машинное (оперативное) время оказания услуги.

$a$  - норма времени обслуживания рабочего места, %;

$б$  – норма» [9] времени на отдых и личные надобности рабочего, %;

$$T_{шт.баз.} = 1 \cdot (1 + (8+6)/100) = 1 + 1,14 = 2,14 \text{ «час,}$$

$$T_{прект} = 0,95 + 1,14 = 2,09 \text{ ч.}$$

«Необходимое количество оборудования и коэффициент его загрузки представлены в таблице 7.

Таблица 7 – Количество оборудования

Наименование показателей		Условные обозначения	Базовый вариант	Проектный вариант
1 Норма штучного времени		$T_{шт}$	2,14	2,09
2 Производственная программа		$P_{г}$	900	900
3 Расчетное к-во оборудования		Ноб.расч.	1	1
4 Принятое количество оборудования		Ноб.пр.	1	1
5 Коэффициент загрузки оборуд.		$Kз$	0,95	0,93» [11]

Производственная программа оказания услуг

$$P_{г} = F_{эф} / T_{шт} = 2023 / 2,14 = 945 \text{ шт. в год в расч. варианте } 968 \text{ шт. в год.}$$

Производственная программа принятая предприятием = 900 ед. в год.

Расчетное количество основного технологического оборудования

$$\text{Ноб.расч.} = \text{Тшт} \cdot \text{Пг} / \text{Фэф} \cdot \text{Квн.} \quad (50)$$

где Квн - коэффициент выполнения нормы.

Принимаем по единице оборудования по базовому и проектному вариантам. [32]

Коэффициент загрузки оборудования

$$\text{Кз} = \text{Пг.пред.} / \text{Пг.расч} \quad (51)$$

### **«6.5 Расчет прямых и сопутствующих капитальных вложений по базовому и проектному варианту**

6.5.1 Общие капитальные вложения в оборудование по базовому варианту:

$$\text{Кобщ.б} = \text{Коб.б.} = \text{Ноб.прин} \cdot \text{Цоб.б} \cdot \text{Кз.б.} \quad (52)$$

где Кз.б. - коэффициент загрузки оборудования по базовому варианту;

Цоб.б - остаточная стоимость оборудования с учетом срока службы, руб;

Ноб.прин. - принятое количество оборудования, необходимого для выполнения производственной программы по базовому варианту. [14]

$$\text{Цоб.б.} = \text{Сперв} - \text{Сперв} \cdot \text{Тсл.} \cdot \text{На} / 100 \quad (53)$$

где Сперв - первоначальная (балансовая) стоимость оборудования, руб;

Тсл. - срок службы оборудования на момент выполнения расчета, лет;

На - норма амортизации на реновацию оборудования, %.

а) капитальные вложения в оборудование.

$$\text{Коб.б} = \text{Ноб.прин.} \cdot \text{Сперв.} \cdot \text{Кт.з.} \cdot \text{Кз.б.} \quad (54)$$

где Сперв. - стоимость приобретения нового оборудования, (руб);

Кт.з. - коэф., учитывающий транспортно-заготовительные расходы на доставку оборудования (принимаем 3 %);

Кз.б. - коэф. загрузки оборудования по базовому варианту.

б) Капитальные вложения в дополнительные площади.

$$\text{Кпл.б.} = \text{Цпл.} \cdot (\text{Спр} - \text{Сб}) \cdot \text{Кз.б.} \quad (55)$$

где Спр-Сб - дополнительная площадь по базовому варианту, м<sup>2</sup>;

Цпл - стоимость приобретения площади, руб/м<sup>2</sup>;

Кз.б. - коэф. загрузки по базовому варианту.

### 6.5.2 Общие капитальные вложения по проектному варианту

$$\text{Кобщ.пр} = \text{Коб.пр} + \text{Кпл.пр} + \text{Зсоп.пр.} \quad (56)$$

где Коб.пр - капитальные вложения в оборудование, руб;

Кпл.пр - капитальные вложения в дополнительные площади, руб;

Зсоп.пр - сопутствующие капитальные затраты, руб.

капитальные вложения в оборудование

$$\text{Коб.пр.} = \text{Ноб.прин} \cdot \text{Сперв} \cdot \text{Кт-з} \cdot \text{Кз.пр.} \quad (57)$$

где Сперв - стоимость приобретения нового оборудования;

Кт-з - коэф., учитывающий транспортно-заготовительные расходы на доставку - 3 %;

Кз.пр. - коэф. загрузки оборудования по проектному варианту.

$$\text{Коб.пр} = 1 \cdot 37980 \cdot [9] \cdot 1,03 \cdot 0,93 = 36381,04 \text{ «руб.}.$$

### 6.6 Калькуляция и структура полной себестоимости эксплуатации базовой и проектируемой конструкции и цена оказания услуги

В таблице 8 представлены основные виды затрат на производство стенда.

Составные элементы стенда тормозного представлены на рисунках А.1, А.2 и А.3 приложения А. Затраты на приобретение покупных деталей приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Перечень покупных деталей и элементов конструкции

Наименование	Количество, шт	Цена за единицу, руб.	Стоимость всего, руб.
Аппаратная вычислительная платформа Arduino	1	10200	10200
Болт М8х35	1	40	40
Шайба Ø8	2	6	12
Шайба пружин.	2	12	24
Гайка М8	2	5	10
Пружина	1	15	15
Итого			10301

«К числу оригинальных деталей, изготавливаемых из стали 45, относятся: рама, ролики, направляющие трубки, держатели, прижимная рукоятка, скоба и втулки.

### **«6.7 Расчет показателей экономической эффективности новой техники**

Показатель снижения трудоемкости. Трудоемкость не меняется, т.к. оперативное время не меняется. [28]

Показатель снижения технологической себестоимости.

$$\begin{aligned} \text{Стех} &= (\text{Стех.в.} - \text{Стех.пр.}) / \text{Стех.в.} \cdot 100\% = \text{[9]} & (59) \\ &= (831,76 - 732,98) / 831,76 \cdot 100\% = 11,87\% \end{aligned}$$

«Условно-годовая экономия:

$$\begin{aligned} \text{Эуг} &= (\text{Цбаз.} - \text{Цпр}) \cdot \text{Пг} & (60) \\ \text{Эуг} &= (2320,62 - 2173,33) \cdot 900 = 132561 \text{ руб.} \end{aligned}$$

где Цбаз. и Цпр цена услуги по базовому и проектному вариантам соответственно.» [4]

Ожидаемая прибыль от услуг:  $283,48 \cdot 900 = 255132$  руб.

Годовой экономический эффект

Экономия от снижения затрат на покупку оборудования:

$$\text{Эг} = (\text{Зпрб} - \text{Зпр.п}) = 397550,09 - 130558,32 = 266991,77 \text{ руб.} \quad (61)$$

Срок окупаемости капитальных вложений.

Определение срока окупаемости капвложений (инвестиций):

$$\text{Ток} = \text{Кобщ} / \text{Пр.чист} = 130552,32 / 255132 = 0,51 \text{ года} \quad (62)$$

Коэффициент сравнительной экономической эффективности

$$\text{Еср} = 1 / \text{Ток} = 1 / 0,51 = 1,96 \quad (63)$$

«где: Ток - срок окупаемости дополнительных кап. вложений, лет.

$E_n=0,33$

$E_{cp}=1,96$ ,  $E_n=0,33$ , т.е. срок окупаемости нового оборудования составит менее года, тогда как по нормативу допускается года. Следовательно, мероприятие эффективно и внедрение нового оборудования экономически обосновано. [5]

Вывод по разделу:

Для предварительного выбора коэффициентов удобно использовать автомобили – аналоги, находящиеся в эксплуатации и наиболее полно отвечающие требованиям, предъявляемым к проектируемому автомобилю. В технических характеристиках автомобилей обычно указываются две исходные точки внешней скоростной характеристики двигателя с координатами  $n$  и  $m$ , используя которые, можно с достаточной степенью точности воспроизвести полные зависимости  $M_T$ . Внедрение устройства на производстве показало, что себестоимость работ на существующем оборудовании на 11,87 % выше, чем на проектируемом. Это дает возможность снижения стоимости предлагаемой услуги, что даст возможность для конкуренции на рынке услуг. Это позволит предприятию привлечь необходимое количество клиентов. Одновременно улучшаются условия работы рабочих. Кроме того, у предприятия имеется возможность увеличения производственной программы с 900 до 968 ед. в год, т.е. у предприятия имеется так называемый «запас прочности». [4]



## Заключение

«В выпускной работе на тему «Стенд для испытаний тормозов легковых автомобилей» проведена модернизация проектируемого участка. Изменения заключаются в применении стенда по диагностированию тормозов автотранспортных средств при проведении технического обслуживания. Для диагностического отделения выбран необходимый состав оборудования и проведена его расстановка на плане ремонтного отделения. Определен состав необходимых подключений к инфраструктурным сетям.» [1]

Торможение – процесс изменения сопротивления движению автомобиля или отдельных его элементов с целью регулирования скорости движения или удержании в неподвижном относительно опорной поверхности состоянии с помощью тормозных систем, управляемых водителем. Тормозные свойства любого автомобиля в значительной степени определяют безопасность движения, средние эксплуатационные скорости, а значит и производительность перевозок. Автомобили, за некоторым исключением (специальные случаи), оснащены рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной (для всех автомобилей одинаковая) тормозными системами. При этом рабочая тормозная система должна обеспечивать регулировку скорости и остановку автомобиля с необходимой эффективностью. Рабочая тормозная система действует на все колеса автомобиля, а ее тормозной привод должен иметь не менее двух контуров и обеспечивать эффективность торможения при отказе одного из них не менее 30 % эффективности рабочей тормозной системы автомобиля.. » [11]

Выполнено проектирование стенда для проверки тормозной системы. Использование стенда позволит механизировать работы связанные с обслуживанием автомобиля, что подтверждается в разработанных технологических картах. Проведен расчет себестоимости изготовления стенда силами подразделений проектируемого предприятия.»[24]

## Список используемых источников

- 1 Аринин И. Н. и др.. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. – Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
- 2 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.1. – М: Машиностроение, 2001. – 920 с.
- 3 Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 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 Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: Учебник для студентов высших учебных заведений – М.: Издательский центр «Академия», 2005 – 240 с.
- 9 Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
- 10 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.
- 11 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

- 12 Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.
- 13 Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
- 14 Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.
- 15 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. – М. Транспорт. 1970.
- 16 Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.
- 17 Горлатов С.Е. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Методические указания к курсовой работе. – Оренбург: ОГУ, 2002 – 28 с.
- 18 ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Устойчивость и управляемость. Технические требования. Методы испытания. – М. : Изд-во стандартов, 2005.
- 19 Грачев Ю. П. Математические методы планирования эксперимента / Ю. Л. Грачев. – М., 1979. – 195 с.
- 20 Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля: дис. ... докт. техн. наук / А. Б. Гредескул. – Харьков, 1963. – 271 с.
- 21 Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.
- 22 Гуревич Л. В., Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
- 23 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.

24 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.

25 Димов Н. Н. Оценка возможности воспроизведения реальных режимов торможения автомобиля на стендах с беговыми барабанами : автореферат / Н. Н. Димов. - Харьков, 1987. – 20 с.

26 Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

27 Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон, Ф. М. Лион. – Мир, 1981. – 610 с.

28 Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.

29 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.

30 Краткий автомобильный справочник./НИИАТ. М. Транспорт, 1988 – 224 с.

31 Конструкция автомобиля. Шасси : учеб. для вузов / под ред. А. Л. Карунина. – М. : МГТУ МАМИ, 2000. – 528 с.

32 Лысов М.И. «Рулевые управления автомобилей» – М.: «Машиностроение», 1972 г.

33 Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.

34 Проектирование полноприводных колесных машин: В 2т. Т.2. учебник для вузов; Под общей редакцией А. А. Полунгяна.- М:Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.

35 Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

- 36 Стенды тормозные силовые «СТС». Руководство по эксплуатации 10У. 14.00.00.000. - Великий Новгород, 2007. – с. 52.
- 37 Теория автомобиля и автомобильного двигателя: М.Д. Артомонов, В.В. Илларионов, М.М. Морин. М., Машиностроение, 1968 – 283 с.
- 38 Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963 – 263 с.
- 39 Феодосьев В.И. «Сопrotивление материалов». – М: Наука, 1986. – 512 с.
- 40 Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950 – 384 с
- 41 Gethoffen Н. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / Н. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
- 42 Johnson M. Statistics and experiment planning in engineering and science/ M. Johnson, F. M. Lyon. – Mir, 1981. – 610 p.
- 43 Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
- 44 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.
- 45 Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.

# Приложение А

## Спецификация

Формат Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
			<u>Документация</u>		
A1		23.ДППЭА.098.6100.000СБ	Сборочный чертеж		
A4		23.ДППЭА.098.6100.000ПЗ	Пояснительная записка		
			<u>Сборочные единицы</u>		
Б4	1	23.ДППЭА.098.6101.000	Рама в сборе	1	
Б4	2	23.ДППЭА.098.6102.000	Ролик в сборе	4	
Б4	3	23.ДППЭА.098.6103.000	Площадка в сборе	2	
Б4	4	23.ДППЭА.098.6104.000	Привод в сборе	2	
Б4	5	23.ДППЭА.098.6105.000	Датчик скорости в сборе	2	
Б4	6	23.ДППЭА.098.6106.000	Стойка опорная в сборе	2	
			<u>Детали</u>		
	11	23.ДППЭА.098.6100.011	Опорная шайба	2	
	12	23.ДППЭА.098.6100.012	Опорная втулка	2	
	13	23.ДППЭА.098.6100.013	Корпус подшипника	2	
	14	23.ДППЭА.098.6100.014	Опорная пластина	2	
	15	23.ДППЭА.098.6100.015	Пластина	4	
	16	23.ДППЭА.098.6100.016	Муфта	2	
	17	23.ДППЭА.098.6100.017	Фланец муфты	2	
	18	23.ДППЭА.098.6100.018	Вал привода	2	
	19	23.ДППЭА.098.6100.019	Шлицевая втулка	2	
	20	23.ДППЭА.098.6100.020	Полумуфта-фланец	2	
			23.ДППЭА.098.6100.000		
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
	Разработ.	Болякин			
	Проб.	Турбин			
	Н.контр.	Турбин			
	Утв.	Бобровский			
			Стенд тормозной		
			Лист	Лист	Листов
				1	3
			ТГУ, ИМ		
			гр. АТС-1801а		
			Копировал		
			Формат А4		

Рисунок А.1 – Спецификация на стенд тормозной

### Продолжение спецификации

	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
			21	23.ДППЭА.098.6100.021	Втулка	16		
			22	23.ДППЭА.098.6100.022	Ступица	2		
			23	23.ДППЭА.098.6100.023	Фланец крепления	2		
			24	23.ДППЭА.098.6100.024	Крышка сквозная	2		
			25	23.ДППЭА.098.6100.025	Заглушка	2		
			26	23.ДППЭА.098.6100.026	Салун	1		
			27	23.ДППЭА.098.6100.027	Ось	2		
			28	23.ДППЭА.098.6100.027	Втулка дистанционная	2		
					<i>Стандартные изделия</i>			
			40		Гайка М20 ГОСТ 5927-70	9		
			41		Шайба 20 ГОСТ 11371-78	9		
			42		Шайба стопорная ГОСТ 5056-70	9		
			43		Болт М8х20 ГОСТ 15589-70	4		
			44		Гайка М8 ГОСТ 5927-70	4		
			45		Шайба 8 ГОСТ 11371-78	4		
			46		Шайба стопорная 8 ГОСТ 5056-70	4		
			47		Болт М20х100 ГОСТ 15589-70	1		
			48		Пружина 20х70 ГОСТ 1965-80	1		
			49		Гайка М16 ГОСТ 5927-70	4		
			50		Шайба 16 ГОСТ 11371-78	4		
			51		Шайба стопорная 16 ГОСТ 5056-70	4		
			52		Винт нажимной ГОСТ 13432-68	2		
			53		Гайка ГОСТ 8918-69	2		
			54		Втулка с буртиком ГОСТ 12214-66	2		
					<i>Материалы</i>			
Инв. № подл.	23.ДППЭА.098.6100.000							Лист
	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подл. и дата	Изм.	Лист	№ докум.	Подл.	Дата
Копировал							Формат	А4

Рисунок А.2 – Спецификация на стенд тормозной

