Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное

учреждение высшего профессионального образования

«Воронежская государственная лесотехническая академия»

**Курсовая работа**

по теме

**Основы расчета систем автомобилей,**

**обеспечивающих безопасность движения**

**Выполнил:**

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

**Проверил:**

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Воронеж 2019

**Содержание**

Введение3

Расчет рулевой системы4

Рулевые механизмы6

Расчет рабочей пары «рейка-зубчатый сектор» 7

Расчет рулевого привода8

Расчет рулевой сошки9

Расчет шарового пальца10

Расчет рулевых тяг11

Кинематические соотношения элементов рулевой трапеции12

Тормозное управление 14

Тормозные системы14

Тормозные механизмы 15

Тормозные приводы17

Оценочные характеристики тормозных систем 19

Список использованной литературы20

Введение

В виду современного состояния автомобилизации народного хозяйства, для обеспечения оптимальных условий эксплуатации автотранспортных средств, необходимо наличие специалистов данного профиля с высоким уровнем подготовки, позволяющей решать сложные технические задачи.

Работа в современных условиях требует от специалистов достаточно полных знаний в части протекания рабочих процессов в системах, агрегатах и узлах, обеспечивающих безопасность движения при эксплуатации транспортных средств.

К системам автомобилей, обеспечивающих безопасность движения, в первую очередь относятся системы рулевого управления и тормозов, колесного движителя, несущей системы, а также светотехническое оборудование. В меньшей степени в обеспечении безопасности движения участвуют также агрегаты трансмиссии: сцепление, коробка передач, главная и карданная передачи, подвеска.

**Расчетная часть**

**Расчет рулевой системы**

Исходной величиной для расчета рулевого механизма для КАМАЗ-4325 является момент (Мц) на поворотной цапфе сопротивления повороту управляемых колес в наиболее неблагоприятных условиях: на месте, на сухой шероховатой поверхности при полностью нагруженном автомобиле



где

m1 – часть максимальной разрешенной массы автомобиля, приходящейся на управляемый мост, кг;

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

ηц – коэффициент, учитывающий потери на трение в узлах поворота цапф, обычно ηц = 0,9 … 0,95; принимаем ηц = 0,925;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой, для рассматриваемых условий принимаем φ = 0,6;

rк – радиус качения колеса, rк = 0,477 м;

f – коэффициент сопротивления качению колеса, для рассматриваемых условий принимаем f = 0,0165;

а – плечо обкатки колеса, а = 0,015 м.

Для вычисления Мц необходимо предварительно определить значение массы m1.

m1 и m2 – части максимальной разрешенной массы mmax автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси:



Введем оси прямоугольных координат:

Ось Х – параллельна прямой 1-2;

Ось y – перпендикулярна оси Х и проходит через центр масс автомобиля.

В этом случае статический момент системы сосредоточенных масс m1 и m2 относительно оси у равен 0, т.е.

 ;

 

Отсюда ;

,

.

Находим Мц:



Окружное усилие прикладываемое водителем к рулевому колесу для преодоления момента Мц, может быть определено по выражению:



где

ηрм – КПД рулевого механизма в прямом направлении, обычно находящийся в пре-делах 0,75 … 0,85. Принимаем 0,8;

ηрп – КПД рулевого привода, обычно находящийся в пределах 0,9-0,95. Принимаем 0,925.

Находим 

Ugpy – динамическое передаточное число рулевого управления



где

Uрм – угловое передаточное число рулевого механизма, в нашем случае оно равно 15;

Uрп – передаточное число рулевого привода. Принимаем 1,0.

Находим .

Находим .

Что соответствует нормативным требованиям на проектирование автомобильных конструкций.

**Рулевые механизмы**

Рулевой механизм является механическим редуктором, осуществляющим передачу момента от рулевого колеса к валу сошки с требуемым угловым передаточным числом, определяемым по отношению угла поворота рулевого колеса αр к углу поворота вала сошки αс

, 

Конструкция рулевого механизма должна обеспечивать как можно более высокий КПД в прямом направлении ηпр при передаче усилия от рулевого колеса к сошке и несколько меньший ηобр в обратном направлении для снижения толчков от неровностей дороги на рулевом колесе.

Реечные рулевые механизмы имеют постоянное передаточное число, обладают КПД в прямом направлении ηпр=0,8 … 0,85 и обратном ηобр=0,5 … 0,6.

**Расчет рабочей пары «рейка-зубчатый сектор»**

Напряжения изгиба рабочих поверхностей рейки и сектора определяем по формуле:



где

Рок – окружная сила в зоне зацепления на зубьях сектора, Н;

β3 – угол конусности зубьев, находящийся в пределах β3 = 3 … 50 (примем 40);

вс – длина контактной линии зацепления зубьев, М;

mн – нормальный модуль зацепления, м;

у – коэффициент формы зуба, у = 0,101;

kпз – коэффициент перекрытия зубьев 1,15.



где

Мрк – момент на рулевом колесе;

Uрм – передаточное число рулевого механизма;

Rс – радиус длительной окружности зубьев сектора.







Для изготовления рейки и сектора применяются стали типа 12ХН3А, 40Х, 25ХГМ с последующей упрочняющей обработкой.

Проверка работоспособности вала сошки осуществляется по напряжениям кручения, определяемым по формуле



где

Wвс – полярный момент сопротивления сечения вала сошки, определяемый по формуле



где

dвс – диаметр вала сошки в наименьшем сечении, м.

Подставляя Wвс в τкр, получим:





Принимаем dвс = 24 мм – диаметр вала сошки в наименьшем сечении.

**Расчет рулевого привода**

К элементам рулевого привода относятся рулевая сошка, рулевые тяги, поворотные рычаги. Передаточное отношение рулевого привода определяется отношениями длин его элементов и обычно находится в пределах Uрп = 0,95 … 1,2.

**Расчет рулевой сошки**

Рулевая сошка выполняется в виде элемента прямоугольного или элипсного в поперечном сечении профиля, испытывающего напряжения изгиба и кручения на плече длины шарового пальца.

При повороте рулевой сошки усилие прикладываемое к шаровому пальцу Рш определяется отношением момента на валу сошке Мвс к длине сошки lс



Момент на валу сошки определяем по величинам момента на рулевом колесе Мкр и передаточного числа рулевого механизма Uрм





отсюда

.

Напряжение изгиба в зоне наименьшего сечения рулевой сошки определим по формуле:



где

Wи – осевой момент сопротивления сечения рулевой сошки изгибу, м3;

для эллипсного поперечного сечения





Напряжение кручения в материале рулевой сошки



где

Wкр – полярный момент сопротивления сечения рулевой сошки кручению, м3;

для эллипсного сечения



,

отсюда



**Расчет шарового пальца**

Из всех шаровых пальцев рулевой трапеции наиболее нагруженным является палец рулевой сошки.

Для расчета шарового пальца необходимо определить Рм

, 

отсюда

.

где

Мрк = 50,2 Н∙м – момент на рулевом колесе;

Uрм=15 – угловое передаточное число рулевого механизма

lс = 120 мм = 0,12 м – длина рулевой сошки.

С учетом известных допускаемых напряжений по видам нагружений определим диаметр dс стержня пальца

а) по напряжениям изгиба



б) по напряжениям среза



Принимаем dс = 18 мм.

Диаметр шаровой части пальца:



принимаем dм = 16 мм.

**Расчет рулевых тяг**

Тяга, сочлененная с шаровым пальцем, воспринимает напряжение сжатия и продольного изгиба от нагружающего усилия Рм

Из уравнения 

найдем Jт при lт=втр=1,2 м





где

Jт – экваториальный момент инерции поперечного сечения тяги;

Е – модуль упругости Е=210 Гпа;

lт – длина рулевой тяги, м;

δ - запас устойчивости тяги, δ = 2,5;

Dт – наружный диаметр рулевой тяги;

d1 – внутренний диаметр трубчатого сечения рулевой тяги;

Fт – площадь поперечного сечения трубы рулевой тяги.

По ГОСТ 8734-75 тонкостенными трубами являются трубы при =12,5-40 и трубы диаметром 20 мм и менее со стенкой 1,5 мм.

Выбираем трубу с =12,5, тогда



Приравниваем это значение Jт и значение полученное из δу:



отсюда

,



Используем трубу 26 ×2,1.

**Кинематические соотношения элементов рулевой трапеции**

Рулевая трапеция должна обеспечивать поворот управляемых колес на углы, соответствующие радиусам траекторий их качения относительно центра поворота автомобиля без бокового проскальзывания в пятне контакта с дорогой.

Целью кинематического расчета рулевой трапеции является определение соотноше-ний длин основания рулевой трапеции Втр и втр, а также углов наклона φ поворотных рычагов.

L = 5,16 м – продольная база автомобиля;

В = 2,47 м – поперечная база (колея);

Втр = 2,1 м – расстояние между осями поворота колес.

,

,

,

,

при 

где

lр – длина поворотного рычага = 0,14∙втр = 0,14∙1,0716=0,15 м

Принимаем втр = 1,08 м; lр = 0,15 м.



Из этого соотношения следует, что при повороте внутреннего колеса на предельный угол θв = 400 наружное колесо должно повернуться на угол θн = 25,90 для исключения проскальзывания в площади контакта с дорожной поверхностью.

**Тормозное управление**

Тормозное управление предназначено для вынужденного замедление автомобиля с требуемой интенсивностью вплоть до полной остановки, а также обеспечения его неподвижного положения при стоянке.

**Тормозные системы**

Тормозные моменты, прикладываемые к каждому из передних колес Мт1 и к каждому из задних колес Мт2 могут быть определены по следующим формулам:





где

mа – максимально разрешенная масса автомобиля, кг, mа = 2400 кг;

а и в – расстояния центра масс автомобиля, соответственно до передней и задней осей, м, а = 2,4 м, в = 2,7 м;

hg – высота центра масс автомобиля от поверхности дороги, м, hg = 0,73 м;

Кит – коэффициент интенсивности торможения, учитывающий наличие регулятора тормозных сил, Кит = 0,5;

φх – коэффициент сцепления колес с дорогой в продольном направлении в тормозном режиме, φх = 0,6;

rк – динамический радиус качения колеса, м, rк = 0,477 м;

L – продольная база автомобиля, м, L = 5,16 м.





**Тормозные механизмы**

На автомобиле ВАЗ-2109 установлены фрикционные тормозные механизмы колодочного типа. На передней оси дискового исполнения, а на задней барабанного.

Для заднего барабанного тормозного механизма среднее удельное давление на фрикционную накладку определим по формуле:



- на пассивную накладку



Коэффициент эффективности:



**Дисковый тормозной механизм**

Величина Мт в данном случае не зависит от направления вращения диска. Равные силы сжатия колодок Р1 = Р2 = Р, одновременно являются равными результирующими силами У1 = У2 = У, при этом Р1 = У1 = Р2 = У2 = Р.

Тормозной момент на вращающемся диске:



где

rg – средний радиус вращения диска по оси действия сил Р1 и Р2

Из уравнения Мт1 найдем Рg:



Коэффициент эффективности определяем по формуле:





где

nн – число накладок в тормозном механизме, nн =2;

μ – коэффициент трения между накладкой и барабаном, μ = 0,4;

вн – ширина фрикционной накладки, м, вн = 0,04 м;

Rδ – внутренний радиус тормозного барабана, м, Rδ = 0,1 м;

βн – угол охвата накладки, рад, βн = 1,75 рад.



Из уравнения для Мт2 находим Р1 = Р2 = Рδ;



Результирующие нормальные силы:

- для активной колодки 



- для пассивной колодки



**Тормозные приводы**

В современных автомобилях применяются пять типов тормозных приводов:

1) механический (ручной стояночный тормоз легковых автомобилей);

2) гидравлический (рабочий на большинстве автомобилей до 10 тонн);

3) пневматический (рабочий на грузовых автомобилях свыше 10 тонн);

4) пневмогидравлический (военная техника);

5) электропневматический (железнодорожный транспорт).

На автомобиле КАМАЗ-4325 применен гидравлический привод тормозных механизмов с вакуумным пневмоусилителем.

Согласно ОСТ37.001.016-70:

Рn max ≤500Н – для легковых автомобилей и автобусов;

ρmax ≤5Мпа – для систем с дисковыми тормозными механизмами.

Для барабанных тормозных механизмов:



Для дисковых тормозных механизмов:



Передаточное число педали определяем по отношению:



Из уравнения для Рn max находим dr:



Для барабанного тормозного механизма



Для дискового тормозного механизма



Силовое передаточное число гидравлического привода

для барабанного тормозного механизма:



для дискового тормозного механизма:



Геометрическое передаточное число барабанного тормозного механизма:



дискового тормозного механизма:



Согласно требованиям ОСТ37.001.016-70 полный ход тормозной педали должен находится в пределах Sn = 0,17 ÷ 0,2 м.

При этом рабочий ход педали не должен превышать Sр = 0,07 ÷ 0,1 м.

**Оценочные характеристики тормозных систем**

Эффективность работы тормозных систем производится по следующим характеристикам: тормозной путь; замедление; нагрев исполнительных механизмов; удельная работа трения тормозных механизмов.

Тормозной путь определяем по формуле:



где

Кд – коэффициент учета дорожных условий (для горизонтальной дороги при отсут-ствии ветра Кд = 1);

Кэт – коэффициент эффективности тормозных механизмов, Кэт = 1;

Vа – скорость автомобиля в момент начала торможения, км/ч, Vа = 30 км/ч;

φх – коэффициент сцепления колес с дорогой в продольном направлении в режиме торможения, φх = 0,6.



Замедление определяем по формуле:



Нагрев исполнительных механизмов





**Список литературы**

1. Волков В. С. основы расчета систем автомобилей, обеспечивающих безопасность движения: методическое руководство с выполнению курсовой работы.

2. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. Доп. УМО вузов РФ по образованию в обл. трансп. машин и трансп.-технол. комплексов в ка-честве учеб. пособия. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

2. Волков В.С. Проектирование шасси автомобиля [Текст]: доп. УМО высш. учеб. заведений РФ по образованию в обл. трансп. машин и трансп.-технол. комплексов для межвуз. использования в качестве учеб. пособия. / В.С. Волков, В.И. Прядкин, Ф.Ф. Фатхулин. – Воронеж, 2001. – 136 с.

3. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства [Текст]: доп. УМО по образованию в обл. трансп. машин и трансп.-технол. комплек-сов в качестве учеб. для студентов вузов / В.К. Вахламов. – М.: Акаде-мия, 2005. – 240 с.