

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Альтернативные источники энергии транспортных средств

(направленность (профиль)/специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему: Повышение надёжности и безотказности узлов и систем
управления автомобиля

Студент

С.В. Чернякин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

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

Тольятти 2021

Аннотация

В бакалаврской работе представлены результаты расчёта привода, основанного на реечном механизме, рассмотрены типы приводов и приведена классификация приводов по типу зацепления и взаимодействия между движущимися частями (звеньями) в механизме, рассмотрены недостатки и преимущества каждого из типов привода. Также найдено решение по применению одного из типов приводов, как наиболее долговечного и надёжного, а также, обеспечивающего точность регулировки в необходимом диапазоне, без применения специальных и дорогостоящих элементов. Приведены зарубежные аналоги, рассмотрены их преимущества и недостатки — как в плане надёжности, так и со стороны эксплуатационных характеристик. В расчётной части приведены расчёты реечного механизма, который оказался наиболее предпочтительным исходя из требуемых параметров, а также расчёты на прочность отдельных деталей полученного механизма. Приведены расчёты на прочность шестерни и рейки привода, подшипников шестерни, втулки рейки, упорных и стопорных колец, исходя из результатов расчёта можно будет судить о надёжности работы узла, для чего были подсчитаны коэффициенты запаса прочности для деталей, входящих в состав привода.

Abstract

The title of the graduation work is « Improving the reliability and reliability of components and control systems of the car»

it consists of an introduction, eight chapters, a conclusion, tables, a list of references, including foreign sources, and a graphic part on 6 sheets of A1 format.

The key issue of the thesis is to increase the reliability of the car control system developed, and in the future, the creation of a drive. We touch upon the problem of the durability of the components used in the car

The aim of the work is to develop a drive that meets all modern requirements and is ready for installation on a car

The thesis can be divided into the following logically interrelated parts: analysis of the drives used in the automotive and industrial industries; justification of the need to use the selected type of drive, calculation of the drive and its individual parts for strength

At the end of the study, we present the results of calculations of the drive and determine the safety factors of its parts

Summing up, we would like to emphasize that this work is relevant, and the designed drive can be used on new models of cars produced in the Russian Federation

Содержание

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Введение | 5 |
| 1 Состояние вопроса..... | 6 |
| 2 Расчёт привода | 17 |
| 2.1 Параметры привода | 17 |
| 2.2 Расчет положения тяг привода | 25 |
| 2.3 Расчет усилий, действующих на элементы привода..... | 28 |
| 2.4 Расчет элементов шестерни | 49 |
| 2.5 Расчет рейки | 66 |
| 2.6 Расчет картера привода | 71 |
| 2.7 Расчет соединения гайка – шариковый подшипник привода (рисунок 69)..... | 74 |
| 2.8 Расчет соединения гайка упора – картер привода..... | 77 |
| 2.9 Упор рейки | 80 |
| 2.10 Вкладыш упора рейки | 81 |
| 2.11 Втулка рейки | 82 |
| Заключение | 90 |
| Список используемых источников | 92 |

Введение

Современные условия заставляют производителей внедрять более современные надёжные и устойчивые системы управления автомобилем. Сложно представить современный мир без автомобиля, а так как с каждым днём на дорогах автомобилей становится больше, а скорости их передвижения растут необходимо внедрение, и соответственно разработка, новых и более надёжных систем. Но введение подобных систем зачастую невозможно из-за дороговизны и вследствие чего низкой рентабельности, или даже убыточности их внедрения. Поэтому выгоднее дорабатывать и усовершенствовать уже существующие механизмы и системы, путём увеличения точности и качества изготовления, или внедрения новых материалов.

Целью работы является разработка достаточно надёжного и безотказного привода с заданными характеристиками передаточного отношения (количеством оборотов шестерни и ходом рейки) и конструктивно необходимым углом скрещивания осей рейки и шестерни. Также необходимо учесть плавность и точность работы механизма для чего нужно разработать (подобрать) зубчатый профиль, обеспечивающий эвольвентное зацепление рейки и шестерни.

Для достижения заданной цели необходимо:

- Разработать и рассчитать эвольвентное зацепление шестерня-рейка.
- Определить усилия, действующие в зацеплении шестерня-рейка и рассчитать подшипники, воспринимающие эти усилия с необходимым запасом прочности
- Произвести расчёт на долговечность шестерни и рейки привода, подшипников шестерни, втулки и упора рейки, а также стопорных и упорных колец.

1 Состояние вопроса

В современных автомобилях с каждым годом становится всё меньше узлов с механическим управлением, они уступают место электронным, ввиду требований экологии и комфорта правления автомобилем, но есть системы автомобиля, использующие в себе механическую связь между органами управления автомобилем и человеком которые на сегодняшний день невозможно заменить на электронных аналогов, ввиду их ненадёжности и высокой вероятности возможного отказа. Последствием отказа может стать потеря управления автомобилем, что в свою очередь может привести к серьёзной трагедии. Поэтому в особо важных узлах автомобиля неизбежно применяются приводы, основанные на зубчатом зацеплении.

Классификация типов приводов:

По методу передачи движения приводы делятся на:

Зубчатые, винтовые, фрикционные. У каждого из приведённых типов привод есть свои преимущества и недостатки [6].

Винтовая передача:

Различают два типа передач винт-гайка.

передачи трения скольжения или винтовые пары трения скольжения передачи трения качения или шариковые винтовые пары. Ведущим элементом в передаче, как правило, является винт, ведомым - гайка. В передачах винт-гайка качения на винте и в гайке выполнены винтовые канавки (резьба) полукруглого профиля, служащие дорожками качения для шариков. Конструктивно передача винт-гайка может быть выполнена:

- с вращательным движением винта и поступательным движением гайки;
- с вращающимся и одновременно поступательно перемещающимся винтом при неподвижной гайке;
- с вращательным движением гайки и поступательным движением винта.

Передачи винт-гайка находят применение в устройствах, где требуется получать большой выигрыш в силе, например в домкратах, винтовых прессах, нагрузочных устройствах испытательных машин, механизмах металлорежущих станков или в измерительных и других механизмах для точных делительных перемещений [1,12].

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

- грузовые, применяемые для создания больших осевых сил. При знакопеременной нагрузке имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке — упорную. Гайки грузовых винтов цельные. В домкратах для большего выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема;

- ходовые, применяемые для перемещений в механизмах подачи. Для снижения потерь на трение применяют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу.

- установочные, применяемые для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу [3,15].

Большое внимание в винтовых передачах, применяемых в металлорежущих станках и приборах, уделяют устранению мертвого хода, возникающего при изменении направления движения. Наличие мертвого хода объясняется зазором в резьбе вследствие неизбежных ошибок при изготовлении и износа в течение эксплуатации. Для устранения мертвого хода винтовые механизмы снабжают специальными устройствами. При этом различают два способа выборки зазора в резьбе - осевое, применяемое для трапецеидальных резьб и радиальное смещение гайки - для треугольных резьб. Первый способ достигается установкой двух раздвигаемых гаек, например, пружиной, второй - разрезной гайки, втягиваемой цанговым зажимом [5,16].

Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.

Основные достоинства:

- возможность получения большого выигрыша в силе;

- высокая точность перемещения и возможность получения медленного движения;

- плавность и бесшумность работы;
- большая несущая способность при малых габаритных размерах;
- простота конструкции.

Недостатки передач винт-гайка скольжения:

- большие потери на трение и низкий КПД;
- затруднительность применения при больших частотах вращения.

Достоинства и недостатки шариковинтовой передачи.

Основные достоинства:

- малые потери на трение. КПД передачи достигает 0,9 и выше;
- высокая несущая способность при малых габаритах;
- возможность получения малых и точных перемещений;
- отсутствие осевого и радиального зазоров (то есть мертвого хода);
- высокий ресурс.

Недостатки.

- Требование высокой точности изготовления, сложность конструкции гайки.
- Требование хорошей защиты передачи от загрязнений.

Применение.

Шариковинтовые передачи применяют в механизмах точных перемещений, в следящих системах и в ответственных силовых передачах (станкостроение, робототехника, авиационная и космическая техника, атомная энергетика и др.). При вращении винта шарики вовлекаются в движение по винтовым канавкам, поступательно перемещают гайку и через перепускной канал возвращаются обратно [14]. Перепускной канал выполняют между соседними или между первым и последним витками гайки. Таким образом, перемещение шариков происходит по замкнутой внутри гайки траектории [11].

Шариковинтовые передачи выполняют с одной или чаще с двумя гайками, установленными в одном корпусе. В конструкциях с двумя гайками

наиболее просто исключить осевой зазор в сопряжении винт-гайка и тем самым повысить осевую жесткость передачи и точность перемещения. Устраняют осевой зазор и создают предварительный натяг путем относительного осевого (например, с помощью прокладок) или углового смещения двух гаек [6].

По конструкции винт представляет собой цилиндрический стержень цельной или сборной конструкции с резьбой.

Резьба образуется путем нанесения на цилиндрический стержень винтовых канавок с сечением определенного профиля.

По форме профиля резьбы делят на треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, упорные, круглые [17].

Винтовая линия (и соответственно резьба) может быть правой и левой.

Правая винтовая линия идет слева направо и вверх, левая — справа налево и вверх. Наиболее распространенной в машиностроении является правая резьба. Угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы d_2 и плоскостью, перпендикулярной к оси винта, называют углом подъема винтовой линии (резьбы):

Для однозаходной резьбы

$$p = S \quad (1)$$

Для многозаходной резьбы

$$S = pz \quad (2)$$

где S — ход резьбы; p — шаг резьбы; z — число заходов. [3]

Длинные винты путем свинчивания делают составными. В передаточных (грузовых и ходовых) винтах чаще применяют трапецеидальную резьбу со средним шагом. Резьбу с мелким шагом применяют для делительных перемещений повышенной точности, с крупным — при тяжелых условиях работы силовой передачи. [8]

Для винтов, находящихся под действием больших односторонних нагрузок, применяют упорную резьбу. Реже (для передаточных винтов) применяют прямоугольную резьбу [18].

Прямоугольная резьба, вследствие технологических трудностей ее изготовления, применяется крайне редко.

В некоторых случаях применяется также резьба круглого профиля (там, где имеется опасность повреждения острых кромок, например, в пожарном оборудовании, в цоколях электрических ламп).

Для шариковых винтовых пар применяют специальные профили резьб.

Конструкции винтов должны удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к конструкции валов, т.е. не иметь резких переходов, кольцевых выступов большого диаметра и т. п.

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т.е. быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы [13].

Материал винтов — сталь 45, 50, Ст4, Ст5, У10, 40Х, 40ХГ, 40ХВГ, 65Г и др. В ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов с последующей шлифовкой резьбы. [2]

Гайку в большинстве случаев выполняют в форме втулки, иногда с фланцем для ее осевого крепления, цельной или разъемной конструкции (например, гайка, состоящая из двух частей, охватывающих ходовой винт в токарно-винторезном станке). В отдельных случаях выполняют гайки более сложных конструкций (с компенсацией износа и т. п.) [17].

Основной причиной выхода из строя передач винт-гайка является изнашивание гайки (реже винта). Для уменьшения трения и изнашивания резьбы гайки передачи изготавливают из бронз (БрО10Ф1, БрОбЦбСЗ, БрА9Ж4 и др.), а также в тихоходных передачах из серого (СЧ20, СЧ25) и антифрикционного чугунов АВЧ-1, АКЧ-1 и др. Для уменьшения расхода бронзы гайки делают из двух металлов: корпус гайки — из стали или чугуна; рабочую часть гайки — из бронзы, а иногда из баббита. [2]

Основным недостатком винтовой передачи является неизбежное присутствие трения при работе, что вызывает нагрев и снижает надёжность и

КПД данного типа привода. Для работы данного типа привода необходим зазор между звеньями что снижает точность работы и делает данный тип привода невозможным к применению в современных силовых и энергетических комплексах.

Фрикционная передача — механическая передача, служащая для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому [19].

Фрикционные передачи состоят из двух катков: ведущего и ведомого, которые прижимаются один к другому определённой силой, так что сила трения в месте контакта катков достаточна для передаваемой окружной силы. На практике применяют два способа прижатия катков: постоянной силой и автоматическое. Постоянная по значению прижимная сила катков допустима при передаче постоянной нагрузки. При переменной нагрузке прижатие катков должно изменяться автоматически — пропорционально изменению передаваемого вращающего момента. В этом случае снижаются потери на трение, повышается долговечность передачи.

В первом случае сила прижатия, осуществляемая обычно с помощью пружин, в процессе работы изменена быть не может; во втором случае сила прижатия изменяется с изменением нагрузки, что положительно, сказывается на качественных характеристиках передачи. Однако применение специальных нажимных устройств (например, шариковое самозатягивающееся устройство) усложняет конструкцию [9].

Один каток к другому может быть прижат:

- предварительно натянутыми пружинами (в передачах, предназначенных для работы при небольших нагрузках);
- гидроцилиндрами (при передаче больших нагрузок);
- собственной массой машины или узла;
- через систему рычагов с помощью перечисленных выше средств;

- центробежной силой (в случае сложного движения катков в планетарных системах).

Условие работоспособности передачи:

$$F_f \geq F_t$$

Нарушение данного условия приводит к буксованию и быстрому износу катков. Для того чтобы передать заданное окружное усилие F_t , фрикционные катки надо прижать друг к другу усилием F_r так, чтобы возникающая при этом сила трения F_f была бы больше силы F_t на величину коэффициента запаса сцепления β , который принимают равным $\beta = 1,25 \dots 2,0$. [4]

Классификация

Фрикционные передачи классифицируют по следующим признакам:

По назначению:

- с нерегулируемым передаточным числом;
- с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа (вариаторы).

По взаимному расположению осей валов:

- цилиндрические или конусные с параллельными осями;
- конические с пересекающимися осями.

В зависимости от условий работы:

- открытые (работают всухую);
- закрытые (работают в масляной ванне).

В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков F_n меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

По принципу действия:

- нереверсивные;
- реверсивные.

Различают также передачи с постоянным или автоматическим регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него [20].

Достоинства и недостатки

Достоинства фрикционных передач:

- простота конструкции и обслуживания;
- плавность передачи движения и регулирования скорости и бесшумность работы;
- большие кинематические возможности (преобразование вращательного движения в поступательное, бесступенчатое изменение скорости, возможность реверсирования на ходу, включение и выключение передачи на ходу без остановки);
- за счет возможностей пробуксовки передача обладает предохранительными свойствами. Однако после пробуксовки передача, как правило, резко ухудшает свои качества - появляются лыски на катках, неравномерно срабатываются фрикционные поверхности и т.д. Поэтому использовать пробуксовку как предохранительное средство не рекомендуется;
- отсутствие мёртвого хода при реверсе передачи;
- равномерность вращения, что удобно для приборов;
- возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без остановки передачи.

Недостатки:

- непостоянство передаточного числа из-за проскальзывания;
- незначительная передаваемая мощность
- для открытых передач сравнительно низкий КПД;
- большое и неравномерное изнашивание катков при буксовании;
- необходимость применения опор валов специальной конструкции с прижимными устройствами (это делает передачу громоздкой);
- для силовых открытых передач незначительная окружная скорость;

- большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы F_t , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности;

- большие потери на трение.

Зубчатый тип привода.

При передаче усилия от одного элемента к другому оно воспринимается с помощью зубьев. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называется шестернёй, второе колесо с большим числом зубьев называется колесом. Пара зубчатых колёс, имеющих одинаковое число зубьев, — в этом случае ведущее зубчатое колесо называется шестернёй, а ведомое — колесом. Обычно число зубьев на сопряжённых зубчатых колёсах стремятся делать взаимно простым, что обеспечивает большую равномерность износа: в этом случае каждый зуб одного колеса будет по очереди работать со всеми зубьями другого колеса. [9]

Зубчатый тип привода является наиболее надёжным, и лишён основных недостатков по сравнению с винтовым и фрикционными типами приводов, так же данный тип привода возможно использовать для преобразования вращательного движения в поступательное при этом сохраняя простоту конструкции. Для точности работы зубчатого привода достаточно обеспечить правильное взаиморасположение его деталей и минимально необходимый зазор в зацеплении. Поэтому данный тип привода получил широкое распространение в энергетической промышленности и автомобилестроении.

Наиболее удобной и долговечной в сложных условиях работы является реечная зубчатая передача, которая обеспечивает преобразование вращательное движение в поступательное, сохраняя при этом простоту и надёжность конструкции.

Реечная передача: Реечная передача служит для преобразования вращательного движения шестерни в поступательное движение рейки.

Применение:

металлорежущее оборудование; мостовые краны; сварочные автоматы; промышленные работы; станка с числовым программным управлением(ЧПУ). Также реечная передача используется в механизме перемещения объективной доски в фотоаппаратах, широкое использование данный тип передачи получил в медицинской технике, а также в автомобилестроение, например - в топливных насосах высокого давления.

Особое распространение благодаря своей надёжности данный тип приводов получил в газовой и энергетической отраслях.

Компания ZF применяет систему реечного управления Servotronic с гидравлическим усилителем

Конструктивные особенности и принцип действия

В основе системы Servotronic – привод с реечным механизмом и гидравлическим усилителем, или, при необходимости, расположенный ниже компактный сервопривод. При этом используется модифицированный управляющий клапан рулевого управление с реечным механизмом и гидравлическим усилителем. За счет применения современной электроники, электрогидравлического преобразователя и изменений в конструкции управляющего клапана Servotronic, в отличие от обычных типов сервоприводов, может работать в зависимости от скорости движения автомобиля. [7]

Для применения Servotronic необходим либо электронный тахометр, либо соответствующий блок управления ABS. Сигналы о текущих параметрах скорости от этих измерительных приборов поступают на электронный блок управления, который может представлять собой либо отдельный узел, либо может быть встроен в систему электронного управления автомобиля. Микропроцессор блока управления Servotronic обрабатывает сигналы о скорости движения и преобразует их в управляемые электрические импульсы для работы электрогидравлического преобразователя. Он устанавливается непосредственно на корпусе клапана и

определяет степень гидравлического сопротивления управляющего клапана и, таким образом, момент привода рулевого колеса. [10]

За счет применения для вращения руля системы с изменением усилия при вращении рулевого колеса, зависящего от скорости движения автомобиля, при стоящем автомобиле, а также при движении на малой скорости (парковка) требуется минимальное усилие. Поскольку гидравлическое противодействие изменяется в зависимости от скорости движения, усилие увеличивается с ростом скорости.

Еще одно преимущество системы Servotronic заключается в том, что давление и поток гидравлической жидкости остаются постоянными в любой момент времени, поэтому в особых ситуациях, например, при корректировке направления движения, система работает безотказно.

Но ввиду сложных конструктивных решений и дороговизны производства и обслуживания данного узла такая система получила применение только на автомобилях высокого класса, таких как BMW.

Вывод по первому разделу разделу.

Атопроизводители, руководствуясь всем вышеперечисленным в большинстве случаев используют простое и надёжное решение с электроусилителем и реечной передачей, подбирая необходимые геометрические и технические характеристики разрабатываемого привода. Поэтому наиболее целесообразно будет использовать именно реечный привод для решения поставленной задачи.

2 Расчёт привода

2.1 Параметры привода

Для расчёта привода необходимо определить исходные данные

- угол наклона между осью перпендикулярной продольной оси рейки и осью шестерни $\varphi = 24,53^\circ$
- число оборотов шестерни $n = 2,88$;
- ход рейки – 153,4 мм;
- межосевое расстояние A - принимаем $A = 16$ мм;
- передаточное число $i = 53,3$ мм\об;
- диаметр рейки $\varnothing = 26,0$ мм;

Предварительный выбор параметров зацепления шестерня – рейка — представлен на рисунке 1

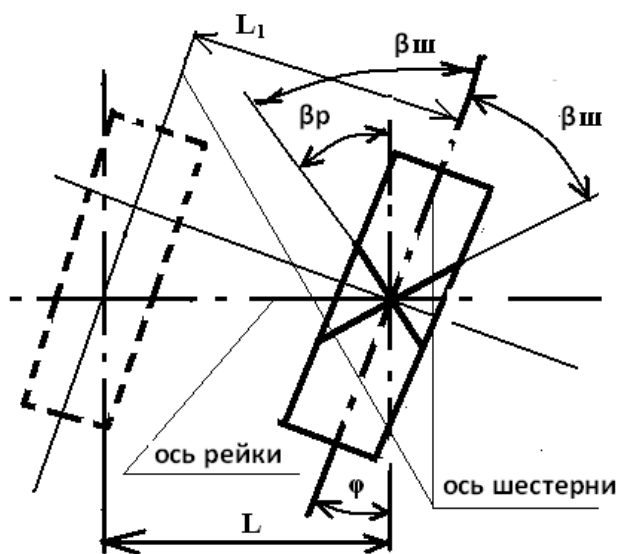


Рисунок 1 — Взаимное расположение основных элементов привода.

Принимаем условие:

1. Передаточное отношение привода определяется ходом рейки L вдоль оси рейки и числом оборотов шестерни для соответствующего ходе рейки L_1 , зависящего от угла скрещивания φ , при угле $\varphi = 0^\circ$, $L = L_1$.

2. Расчет параметров зубчатого соединения производить для угла скрещивания $\varphi=0^\circ$ при ходе рейки $= L_1$.

3. Угол наклона зуба рейки определять разностью углов наклона зуба шестерни и угла скрещивания

Предварительное определение параметров шестерни
(Таблица 1)

Ход рейки

$$L_1 = L \cos 24,53^\circ = 139,555 \text{ мм}; \quad (1)$$

Длина окружности шестерни по начальному диаметру при обкате

$$C = 139,555 \sqrt{2,88} = 48,45659 \text{ мм}; \quad (2)$$

Диаметр шестерни при обкате шестерни по рейке, принимаем условно равным делительному диаметру шестерни. При проведении уточненных расчетов параметров зацепления уточняется (равенство делительному или начальному диаметрам)

$$d = C \sqrt{\pi} \quad (3)$$

$$d = 48,45659 \sqrt{\pi} = 15,4242 \text{ мм}$$

Делительный диаметр шестерни

$$D = m Z \sqrt{\cos \beta} \quad (4)$$

$$C = D \pi \quad (5)$$

Таблица 1 — Выбор параметров зацепления.

| $m_n=1,85$ | $m_n=2,0$ | $m_n=2,1$ |
|-------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------|
| Для параметров $Z=8$; $m=1,85$ $\beta_{ш}=15^\circ$ | Для параметров $Z=7$; $m=2,0$; $\beta_{ш}=15^\circ$ | Для параметров $Z=7$; $m=2,1$; $\beta_{ш}=15^\circ$ |
| Делительный диаметр шестерни (4) | Делительный диаметр шестерни (4) | Делительный диаметр шестерни |
| $D = m Z \sqrt{\cos \beta}$ | $D = m Z \sqrt{\cos \beta}$ | $D = m Z \sqrt{\cos \beta}$ |
| $D = 1,85 \times 8 \sqrt{\cos 15^\circ}$ $= 15,322 \text{ мм}$ | $D = 2,0 \times 7 \sqrt{\cos 15^\circ}$ $= 14,494 \text{ мм}$ | $D = 2,1 \times 7 \sqrt{\cos 15^\circ}$ $= 15,219 \text{ мм}$ |
| Длина окружности | Длина окружности | Длина окружности |

| | | |
|----------------------------------------|----------------------------------------|-------------------------------------|
| $C = D\pi = 15,322 \pi =$ 48,136 мм | $C = D\pi = 14,494 \pi =$ 45,534 мм | $C = D\pi = 15,22\pi =$ 47,81 мм |
|----------------------------------------|----------------------------------------|-------------------------------------|

Продолжение таблицы 1

| | | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>Для параметров $Z=8$; $m=1,85$ $\beta_{ш}=16,5^\circ$ Делительный диаметр шестерни</p> $D = m Z \backslash \cos\beta$ $D = 1,85 \times 8 \backslash \cos 16,5^\circ$ $= 15,437 \text{ мм}$ <p>Длина окружности $C = D \pi = 15,437 \pi =$ 48,493 мм</p> | <p>Для параметров $Z=7$; $m=2,0$; $\beta_{ш}=20^\circ$ Делительный диаметр шестерни</p> $D = m Z \backslash \cos\beta$ $D = 2,0 \times 7 \backslash \cos 20^\circ$ $= 14,898 \text{ мм}$ <p>Длина окружности $C = D \pi = 14,898 \pi =$ 46,805 мм</p> | <p>Для параметров $Z=7$; $m=2,1$; $\beta_{ш}=17^\circ$ Делительный диаметр шестерни</p> $D = m Z \backslash \cos\beta$ $D = 2,1 \times 7 \backslash \cos 17^\circ$ $= 15,372 \text{ мм}$ <p>Длина окружности $C = D \pi =$ $15,372 \pi =$ 48,292 мм</p> |
| <p>Для параметров $Z=8$; $m=1,85$ $\beta_{ш}=17^\circ$ Делительный диаметр шестерни</p> $D = m Z \backslash \cos\beta$ $D = 1,85 \times 8 \backslash \cos 17^\circ$ $= 15,476 \text{ мм}$ <p>Длина окружности $C = D \pi = 15,476 \pi =$ 48,62 мм</p> | <p>Для параметров $Z=7$; $m=2,0$; $\beta_{ш}=25^\circ$ Делительный диаметр шестерни</p> $D = m Z \backslash \cos\beta$ $D = 2,0 \times 7 \backslash \cos 25^\circ$ $= 15,447 \text{ мм}$ <p>Длина окружности $C = D \pi = 15,447 \pi =$ 48,53 мм</p> | <p>Для параметров $Z=7$; $m=2,1$; $\beta_{ш}=17,5^\circ$ Делительный диаметр шестерни</p> $D = m Z \backslash \cos\beta$ D $= 2,1 \times 7 \backslash \cos 17,5^\circ$ $= 15,413 \text{ мм}$ <p>Длина окружности $C = D \pi =$ $15,413 \pi =$ 48,433 мм</p> |

Таблица 1.1 — Варианты зацепления

| | | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Заданные параметры: $D = 15,4242 \text{ мм};$ $C = 48,4565 \text{ мм};$ | | |
| $Z=8;$ $mn=1,85$ $\beta_{ш}=16,5^\circ$ Делительный диаметр шестерни $D = m Z \cos\beta$ $D = 1,85 \times 8 \cos 16,5^\circ$ $= 15,437 \text{ мм}$ Длина окружности $C = D \pi = 15,437 \pi =$ $48,493 \text{ мм}$ $\Delta C = 48,93 - 48,493$ $= 0,437$ | $Z=7;$ $mn=2,0;$ $\beta_{ш}=25^\circ$ Делительный диаметр шестерни $D = m Z \cos\beta$ $D = 2,0 \times 7 \cos 25^\circ$ $= 15,447 \text{ мм}$ Длина окружности $C = D \pi = 15,447 \pi =$ $48,53 \text{ мм}$ $\Delta C = 48,53 - 48,493$ $= 0,037$ | $Z=7;$ $mn=2,1;$ $\beta_{ш}=18^\circ$ Делительный диаметр шестерни $D = m Z \cos\beta$ $D = 2,1 \times 7 \cos 18^\circ$ $= 15,456 \text{ мм}$ Длина окружности $C = D \pi = 15,456 \pi =$ $48,558 \text{ мм}$ $\Delta C = 48,556 - 48,493$ $= 0,063$ |

Для дальнейших расчетов, исходя из последующего распределения усилий в зацепление, величина угла наклона шестерни должна быть минимальной, проводится расчет двух вариантов.

Уточнение результатов расчета проводится за счет коррекции параметров зацепления, уточнения угла наклона зуба шестерни, угла профиля зуба, числа зубьев шестерни.

По результатам уточненного расчета принят вариант зацепления №3 с параметрами:

Модуль нормальный $M1 = 1.85$

Число зубьев $Z1 = 9.0000$

Угол исходного контура зуба $\text{Alfa}_0 = 25^\circ$

Угол наклона картера $\text{Delta} = 24,53^\circ$

Ход рейки $H = 153,4$

Число оборотов шестерни $n = 2,88$

Коэффициент головки зуба инструмента шестерни $HAPO_1 = 1,25$

Коэффициент головки зуба инструмента рейки $HAPO_2 = 0,78$

Коэффициент радиального зазора шестерни $C_1 = 0,125$

Коэффициент радиального зазора рейки $C_2 = 0,125$

Диаметр рейки $D_z = 26,0\text{мм}$

Межосевое расстояние $A = 16,0\text{мм}$

Угол профиля линии притупления $AlFAF = 40^\circ$

Результаты расчета

Расчетное число оборотов шестерни $n = 2,88$

Параметры шестерни

- 1 Угол наклона зуба шестерни $Beta_{01} = 35,43^\circ$
- 2 Коэффициент смещения исходного контура минимальный X_{min}
(определяется из условия максимального профильного перекрытия) $X_{min} = -0,24$
- 3 Минимальный диаметр ножки зуба $df_{1min} = 14,93\text{мм}$
- 4 Диаметр основной окружности $db_1 = 17,73\text{мм}$
- 5 Диаметр начальной окружности $do_1 = 20,43\text{мм}$
- 6 Коэффициент высоты головки зуба шестерни $ha_1 = 0,65$
- 7 Торцовый угол $Alfa_{wt} = 0,52$
- 8 Диаметр головки зуба шестерни $da_1 = 22,83\text{мм}$
- 9 Коэффициент смещения исходного контура максимальный (из условия толщина головки зуба равна $0,4m_1$) $X_{max} = 1,35$
- 10 Диаметр ножки зуба шестерни максимальный $df_{1max} = 20,81\text{мм}$
- 11 X_1 принимается обычно равным X_{1max} $X_1 = 0,0$
- 12 Диаметр головки зуба шестерни $da_1 = 22,83\text{мм}$
- 13 Диаметр окружности ножки зуба шестерни $Df_1 = 15,8\text{мм}$
- 14 Диаметр активной окружности ножки зуба $Dn_1 = 17,82\text{мм}$
- 15 Высота зуба шестерни $H_1 = 3,51\text{мм}$

- 16 Alfa_{sk} при принятом коэффициенте смещения $x_1 \text{ Alfa}_{sk} = 39,06^\circ$
- 17 Профильное перекрытие в торцовом сечении $\text{Eps}_{Alf} = 1,02\text{мм}$
- 18 Осевое перекрытие в торцовом сечении $\text{Eps}_{Bet} = 2,51\text{мм}$
- 19 Модуль торцовый $M_t = 2,27\text{мм}$
- 20 Радиальный зазор шестерни $C_{11} = 0,23\text{мм}$
- 21 Основной шаг $P_b = 5,27\text{мм}$
- 22 Коэффициент смещения исходного контура в торцовом сечении $X_t = 0$
- 23 Толщина зуба на основной окружности в торцовом сечении $S_{bt} = 4,02\text{мм}$
- 24 Толщина головки зуба шестерни $S_{al} = 1,74\text{мм}$
- 25 Диаметр контакта шестерни на конце рейки $D_y = 22,83\text{мм}$
- 26 Измеряемое число зубьев $Z_{ism} = 3$
- 27 Длина общей нормали $W = 13,96\text{мм}$
- 28 Минимальная активная ширина шестерни $V_{n1} = 28,30\text{мм}$
- 29 Начало диаграммы $Q_x = 0,88\text{мм}$
- 30 Длина диаграммы $Q = 6,31\text{мм}$
- 31 Диаметр точек притупления $D_{k\min} = 22,55\text{мм}$
- 32 Толщина головки зуба от фаски $S_{fa} = 1,08\text{мм}$
- 33 Нормальная толщина головки зуба от фаски $S_{fa} = 0,85\text{мм}$

Нормальный исходный контур

- 1 Модуль $m_1 = 1,85\text{мм}$
- 2 Угол профиля зуба $\text{Alfa}_0 = 25^\circ$
- 3 Коэффициент высоты ножки $\text{HAP}_0 = 1,2500$
- 4 Высота ножки $h_{ik} = 2,31\text{мм}$
- 5 Высота от впадины до точек притупления $h_{ip} = 3,30\text{мм}$
- 6 Радиус переходной линии $r = 0,59\text{мм}$
- 7 Угол профиля линии притупления $\text{Alfa}_f = 40^\circ$

Параметры рейки

- 1 Угол наклона зуба рейки $\text{Beta}_{02} = -10,94^\circ$
- 2 Коэффициент головки зуба рейки $ha_2 = 2,18$
- 3 Радиальный зазор рейки $C_{12} = 0,23$

- 4 Размер от оси рейки до средней линии зуба $r_2 = 5,79\text{мм}$
- 5 Размер от оси рейки до линии ножки зуба рейки $r_{f2} = 4,36\text{мм}$
- 6 Размер от оси рейки до активной линии головки зуба $r_{na2} = 7,87\text{мм}$
- 7 Размер от оси рейки до линии головки зуба рейки $r_{a2} = 7,97\text{мм}$
- 8 Средняя ширина зуба рейки $b_2 = 25,22\text{мм}$
- 9 Размер от оси рейки до активной линии ножки зуба $r_{n2} = 4,73\text{мм}$
- 10 Высота головки зуба рейки $h_{a2} = 2,18\text{мм}$
- 11 Высота ножки зуба рейки $h_{f2} = 1,43\text{мм}$
- 12 Высота зуба рейки $h_2 = 3,61\text{мм}$
- 13 Торцовый шаг $P_t = 5,92\text{мм}$
- 14 Толщина зуба рейки у ножки $S_{fn2} = 4,24\text{мм}$
- 15 Ширина впадины у ножки $S_{fe2} = 1,57\text{мм}$
- 16 Толщина головки зуба рейки $S_{an2} = 0,87\text{мм}$
- 17 Радиус основания ножки зуба рейки $R_{f21} = 1,23\text{мм}$
- 18 Минимальное число зубьев рейки $Z_{2\min} = 36$
- 19 Диаметр измерительного ролика $D_{i\text{см}} = 4,0\text{мм}$
- 20 Измеряемый размер по ролику $M_p = 22,41\text{мм}$
- 21 Размер от точки переходной зоны до активной линии ножки зуба $H_3 = -0,34\text{мм}$

Определение усилий, действующих в зацеплении шестерня-рейка

Силы определяют при статическом нагружении, без учета ошибок изготовления и деформаций деталей. Силами трения также пренебрегаем вследствие их малости. Силы в зацеплении определяем в полюсе зацепления, предполагая, что вся нагрузка передается одной парой зубьев. (Рисунок 2)

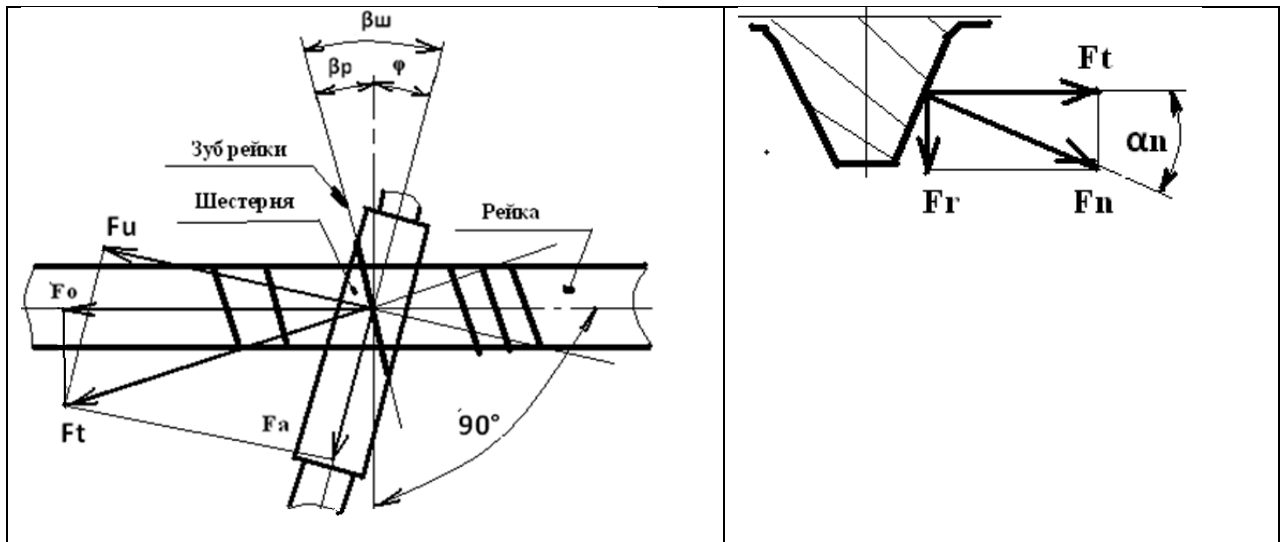


Рисунок 2 — Схема распределения сил в зацеплении шестерня –рейка

Расчетные формулы определения усилий в зацеплении шестерня - рейка привода (Таблица 3)

Таблица 3 — Формулы для расчёта определения усилий в зацеплении

| | |
|------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Окружная сила F_u | $F_u = 2 M_d 10^3 \backslash d_d$ (6) |
| Тангенциальная сила F_t | $F_t = F_u \backslash \cos \beta_{ш}$ (7) |
| Осевая сила F_a | $F_a = F_u \operatorname{tg} \beta_{ш}$ (8) |
| Радиальная сила F_r | $F_r = F_u \operatorname{tg} \alpha_0 \backslash \cos \beta_{ш}$ (9) $F_r = F_u \operatorname{tg}(\alpha_t)$ (10) |
| Результирующая сила F_n | $F_n = F_u \backslash \cos \alpha \cos \beta_{ш}$ (11) |
| Осевая сила на рейке F_o | $F_o = F_t \cos \beta_{рейк}$ (12) |
| Суммарная радиальная сила на шестерне F_{rg} | $F_{rg} = \sqrt{F_u^2 + F_r^2}$ (13) |

где:

d_d – диаметр начальной d_0 (при наличии смещения исходного контура) или делительной окружности d_d , мм. Для реечных передач расчет проводится по d_d ,

M_d – крутящий момент на шестерне, Нм;

$\alpha = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta)$ - угол зацепления в торцевом сечении шестерни\рейки, град;

d_d - диаметр делительной окружности $d_d = m n z \backslash \cos \beta_{ш}$.

α_n – угол профиля зуба в нормальном сечении, град;

β – угол наклона зуба шестерни \ рейки, град.

Усилия в зацеплении шестерня – рейка привода (Таблица 4)

Таблица 4 — Усилия в зацеплении

| Окружная сила F_u , Н | Тангенциальная сила F_t , Н | Осевая сила на шестерне F_a , Н | Радиальная сила F_r , Н | Результирующая сила F_n , Н | Осевая сила на рейке F_o , Н | Суммарная сила на шестерне F_{rg} , Н |
|------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------------|
| Вариант 1 | | | | | | |
| 101,245 | 119,048 | 62,6252 | 43,33 | 126,69 | 117,964 | |
| Для величины момента 200 Н*м | | | | | | |
| 20249 | 23810 | 12525 | 8666 | 25338 | 23593 | 23851 |
| Вариант 2 | | | | | | |
| 101,271 | 120,12 | 64,6 | 56,013 | 132,538 | 118,95 | |
| Для величины момента 200 Н*м | | | | | | |
| 20254 | 24024 | 12920 | 11203 | 26508 | 23790 | 23146 |
| Вариант 3 | | | | | | |
| 97,905 | 120,121 | 62,596 | 56,014 | 132,539 | 117,964 | |
| Для величины момента 200 Н*м | | | | | | |
| 19581 | 24024 | 12519 | 11203 | 26508 | 23593 | 22646 |

Вывод по разделу 2.1: Выше приведены расчёты параметров привода для дальнейших расчётов

2.2 Расчет положения тяг привода

Положение центров шарнира наружного и внутреннего наконечника тяги при перемещении передней подвески автомобиля при сжатии и отбое (Таблица 5), по схеме координат согласно рисунку 3

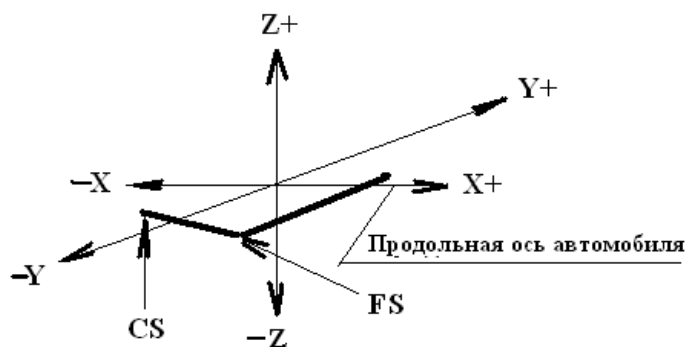


Рисунок 3 .Схема координат автомобиля

Точка FS - центр шарнира левого внутреннего наконечника (крепление на рейке привода).

Точка CS – центр шарнира левого наружного наконечника (крепление на поворотном рычаге передней подвески).

Таблица 5 — Положение тяг привода

| Центр шарнира CS | | | Центр шарнира FS | | |
|-----------------------------------------|---------|--------|------------------|--------|------|
| X | Y | Z | X | Y | Z |
| Положение передней подвески – «сжатие» | | | | | |
| Рейка в среднем положении | | | | | |
| 129,31 | -702,51 | 84,76 | 165 | -339,5 | 23,3 |
| Рейка смещена вправо (-76,7 мм) | | | | | |
| 92,58 | -622,26 | 71,97 | 165 | -262,8 | 23,3 |
| Рейка смещена влево (+76,7 мм) | | | | | |
| 115,11 | -774,32 | 101,30 | 165 | -416,2 | 23,2 |
| Положение передней подвески – «статика» | | | | | |
| Рейка в среднем положении | | | | | |
| 131,26 | -707,41 | 5,16 | 165 | -339,5 | 23,3 |
| Рейка смещена вправо (-76,7 мм) | | | | | |

| | | | | | |
|---------------------------------------|---------|-------|-----|--------|------|
| 91,81 | -624,12 | -6,98 | 165 | -268,2 | 23,3 |
| Рейка смещена влево (+76,7 мм) | | | | | |
| 115,24 | -782,73 | 20,79 | 165 | -416,2 | 23,3 |
| Положение передней подвески – «отбой» | | | | | |
| Рейка в среднем положении | | | | | |

Вывод по разделу 2.2: на рисунке 6 изображено положение центра наружного шарнира тяги относительно центра оси рейки при перемещении передней подвески

2.3 Расчет усилий, действующих на элементы привода

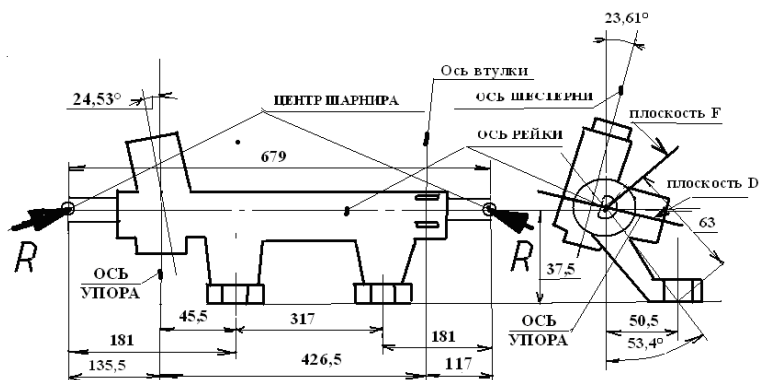


Рисунок 6 — Схема привода

Условие:

- Схема нагружения 1. Опорами являются – шестерня-рейка-ось упора рейки и средняя плоскость втулки рейки.

Принимаем:

- осевая сила на рейке $F_o=23593\text{Н}$ (крутящий момент на шестерне 200Нм , вариант расчета зацепления шестерня - рейка №3). Усилие распределяется на левую\правую тяги поровну;

- осевая сила на левой или правой тяге $R=15000\text{Н}$ (для «аварийного» случая эксплуатации, переднее колесо попадает в яму с предварительным торможением);

- плоскости расположения осей левой и правой тяг совпадают.

- Схема нагружения 2. Опорами являются левый и правый кронштейны крепления привода к поперечине.

Принимаем:

- осевая сила на рейке $F_o=23593\text{Н}$ (крутящий момент на шестерне 200Нм , вариант расчета зацепления шестерня - рейка №3). Усилие распределяется на левую\правую тяги поровну;

- осевая сила на левой или правой тяге $R=15000\text{Н}$ (для «аварийного» случая эксплуатации, переднее колесо попадает в яму с предварительным торможением);

- плоскости расположения осей левой и правой тяг совпадают.

Расчет реакции опор и изгибающих моментов привода в зоне установки упора рейки (опора А) и втулки рейки (опора Б).

Вариант 1.1 статика. Рейка находится в среднем положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \backslash \text{Cos}6^\circ = 0,5 \cdot 23593 \backslash \text{Cos} 6^\circ = 11861$$

$$R_{\text{изг}} = R \text{Sin}26^\circ = 11861 \text{Sin}6^\circ = 1240 \text{H}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{H}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{\text{изг}} (135,5 + 426,5) - R_A 426,5 + R_{\text{изг}} 117 = 0$$

$$R_A = (1240(135,5 + 426,5) + 1240 \cdot 117) \backslash 426,5 = 1974 \text{H}$$

$$R_A = 0 - R_{\text{изг}}(117 + 426,5) +$$

$$R_B 426,5 - R_{\text{изг}} 135,5 = 0$$

$$R_B = (1240 (117 + 426,5) + 1240 \cdot 135,5) \backslash 426,5 = 1974 \text{H}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 1240 \cdot 135,5 = 168020 \text{Hмм}$$

$$M_2 = 1240 (135,5 + 426,5) - 1974 \cdot 426,5 = -145080 \text{Hмм}$$

$$M_3 = 1240 (135,5 + 426,5 + 117) - 1974 (426,5 + 117) + 1974 \cdot 117 \approx 0$$

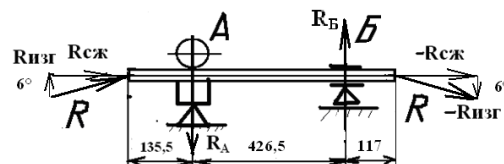


Рисунок 7 - Схема нагружения

$$R_A = 10498 \text{Cos}8,308^\circ = 10388 \text{H}$$

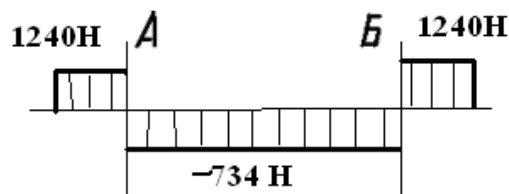


Рисунок 8 - Эпюра реакций опор

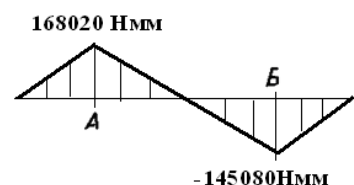


Рисунок 9 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 1.2 статика. Рейка находится в крайнем левом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну (рисунок 6.5)

Левая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 13^\circ = 0,5 \cdot 23593 \cos 13^\circ = 12107 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 13^\circ = 12107 \sin 13^\circ = 2723 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Правая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 8^\circ = 0,5 \cdot 23593 \cos 8^\circ = 11912 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 8^\circ = 11912 \sin 8^\circ = 1658 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{\text{изг}}(212,2 + 426,5) -$$

$$R_A \cdot 426,5 + R_{\text{изг}} \cdot 40,3 = 0$$

$$R_A = (2723(212,2 + 426,5) + 1658 \cdot 40,3) / 426,5 = 4234 \text{ Н}$$

$$R_A = 0; R_{\text{изг}}(40,3 + 426,5) - R_B \cdot 426,5 + R_{\text{изг}} \cdot 212,2 = 0$$

$$R_B = (1658(40,3 + 426,5) + 2723 \cdot 212,2) / 426,5 = 3169 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 2723 \cdot 212,2 = 577821 \text{ Нмм}$$

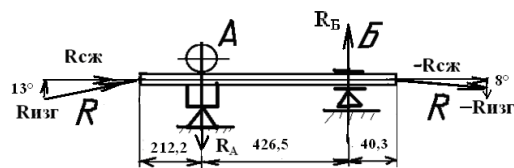


Рисунок 10 – Схема нагружения

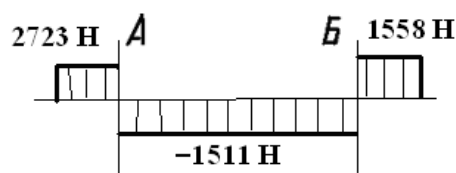
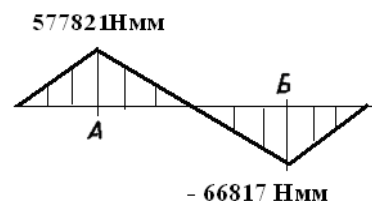


Рисунок 11 - Эпюры поперечных сил



$$\begin{aligned}
 M_2 &= 2723 (212,2 + 426,5) \\
 &\quad - 4234 \cdot 426,5 \\
 &= - 66817 \text{ Нмм}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_3 &= 27231 (212,2 + 426,5 + 40,3) \\
 &\quad - 4234 (426,5 + 40,3) \\
 &\quad + 3169 \cdot 40,3 \approx 0
 \end{aligned}$$

Вариант 1.3 статика. Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Левая

$$\begin{aligned}
 \text{Усилие} \quad R &= 0,5 F_o \cos 8^\circ = \\
 0,5 \cdot 23593 \cos 8^\circ &= 11912 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 8^\circ = 11912 \sin 8^\circ = 1658 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Правая

$$\begin{aligned}
 \text{Усилие} \quad R &= 0,5 F_o \cos 13^\circ = \\
 0,5 \cdot 23593 \cos 13^\circ &= 12107 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_{\text{изг}} &= R \sin 13^\circ = 12107 \sin 13^\circ \\
 &= 2723 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$\begin{aligned}
 R_B = 0; \quad R_{\text{изг}} (58,8 + 426,5) - R_A \cdot 426,5 \\
 + R_{\text{изг}} \cdot 193,7 = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_A &= (1658 (58,8 + 426,5) \\
 &\quad + 2723 \cdot 193,7) / 426,5 \\
 &= 3123 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_A = 0 \quad R_{\text{изг}} (193,7 + 426,5) - \\
 R_B \cdot 426,5 + R_{\text{изг}} \cdot 58,8 = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_B &= (2723 (193,7 + 426,5) \\
 &\quad + 1658 \cdot 58,8) / 426,5 = 4187 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

Рисунок 12 - Эпюры изгибающих
МОМЕНТОВ

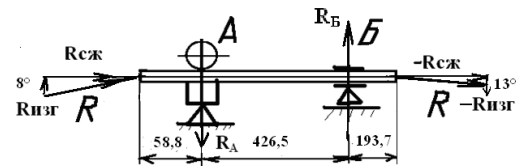


Рисунок 13 – Схема нагружения

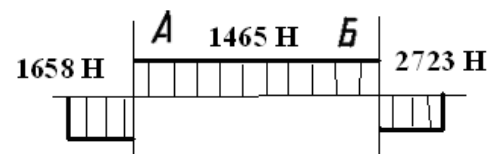


Рисунок 14 - Эпюры поперечных
СИЛ

Изгибающий момент

$$M1 = 1658 \cdot 58,8 = 97490 \text{ Нмм}$$

$$M2 = 1658 (58,8 + 426,5) - 3123 \cdot 426,5 \\ = -527445 \text{ Нмм}$$

$$M3 = 1658 (58,8 + 426,5 + 193,7) - \\ 3123 (426,5 + 193,7) + 4187 \cdot 193,7 \approx 0$$

Вариант 2.1 сжатие. Рейка находится в среднем положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Усилие $R = 0,5 F_o \cos 11^\circ =$

$$0,5 \cdot 23593 \cos 11^\circ = 12017 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 11^\circ = 12213 \sin 11^\circ \\ = 2293 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; -R_{изг} (135,5 + 426,5) \\ + R_A \cdot 426,5 - R_{изг} \cdot 117 = 0$$

$$R_A = (2293 (135,5 + 426,5) \\ + 2293 \cdot 117) / 426,5 \\ = 3651 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 - R_{изг} (117 + 426,5) \\ + R_B \cdot 426,5 - R_{изг} \cdot 135,5 \\ = 0$$

$$R_B = (2293 (117 + 426,5) \\ + 2293 \cdot 135,5) / 426,5 \\ = 3651 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M1 = -2293 \cdot 135,5 = -310702 \text{ Нмм}$$

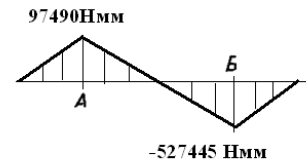


Рисунок 15 - Эпюры изгибающих моментов

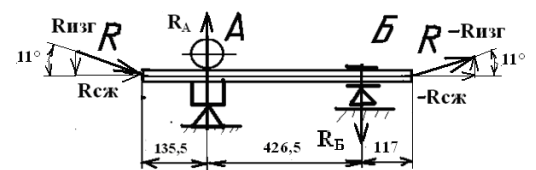


Рисунок 16 – Схема нагружения

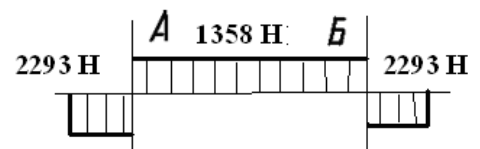
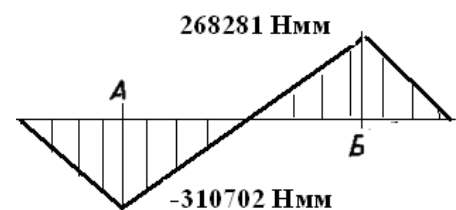


Рисунок 17 - Эпюры поперечных сил



$$M_2 = -2293 (135,5 + 426,5) + 3651 \cdot 426,5 = 268281 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -2293 (135,5 + 426,5 + 117) + 3651 (426,5 + 117) - 3651 \cdot 117 \approx 0$$

Вариант 2.2 сжатие. Рейка находится в крайнем левом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Левая

$$\text{Усилие} \quad R = 0,5 F_o \cos 14^\circ = 0,5 \cdot 23593 \cos 14^\circ = 11912 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 14^\circ = 11912 \sin 14^\circ = 2941 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Правая

$$\text{Усилие} \quad R = 0,5 F_o \cos 15^\circ = 0,5 \cdot 23593 \cos 15^\circ = 12213 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 15^\circ = 12213 \sin 15^\circ = 3161 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; \quad - R_{\text{изг}} (212,2 + 426,5) + R_A \cdot 426,5 - R_{\text{изг}} \cdot 40,3 = 0$$

$$R_A = (2941 (212,2 + 426,5) + 3161 \cdot 40,3) / 426,5 = 4703 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 \quad - R_{\text{изг}} (40,3 + 426,5) + R_B \cdot 426,5 - R_{\text{изг}} \cdot 212,2 = 0$$

Рисунок 18 - Эпюры изгибающих МОМЕНТОВ

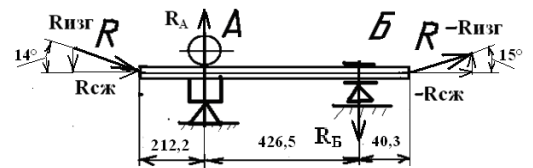


Рисунок 19 – Схема нагружения

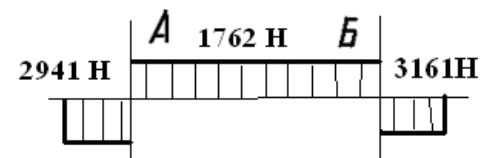


Рисунок 20 - Эпюры поперечных СИЛ

$$R_B = (3161 (40,3 + 426,5) + 2941 212,2) / 426,5 = 4923 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -2941 212,2 = -624080 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -2941 (212,2 + 426,5) + 4703 426,5 = 127388 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -2941 (212,2 + 426,5 + 40,3) + 4703 (426,5 + 40,3) - 4923 40,3 \approx 0$$

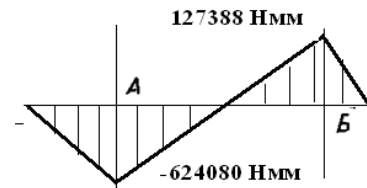


Рисунок 21 - Эпюры изгибающих МОМЕНТОВ

Вариант 2.3 сжатие. Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тугами поровну

Левая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 15^\circ =$$

$$0,5 23593 \cos 15^\circ = 12213 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 15^\circ = 12213 \sin 15^\circ$$

$$= 3161 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Правая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 14^\circ =$$

$$0,5 23593 \cos 14^\circ = 11912 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 14^\circ = 11912 \sin 14^\circ$$

$$= 2941 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

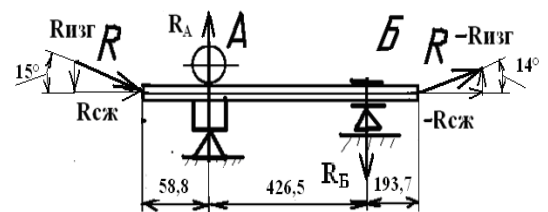


Рисунок 22 - Схема нагружения

Реакции опор

$$R_B = 0; -R_{изг} (58,8 + 426,5) + R_A 426,5 - R_{изг} 193,7 = 0$$

$$R_A = (3161 (58,8 + 426,5) + 2941 193,7) / 426,5 = 4932 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 - R_{изг}(193,7 + 426,5) + R_B 426,5 - R_{изг} 58,8 = 0$$

$$R_B = (2941 (193,7 + 426,5) + 3161 58,8) / 426,5 = 4711 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -3161 58,8 = -185867 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -3161 (58,8 + 426,5) + 4932 426,5 = 569672 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -3161 (58,8 + 426,5 + 193,7) + 4932 (426,5 + 193,7) - 4711 193,7 \approx 0$$

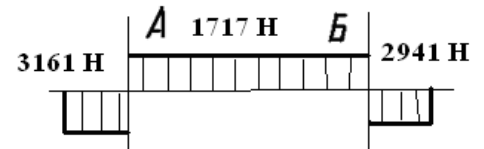


Рисунок 23 - Эпюры поперечных сил

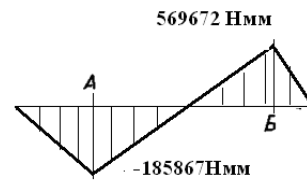


Рисунок 24 - Эпюры изгибающих моментов

24 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 3.1 отбой. Рейка находится в среднем положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 18^\circ =$$

$$0,5 23593 \cos 18^\circ = 12404 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 18^\circ = 12404 \sin 18^\circ = 3833 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

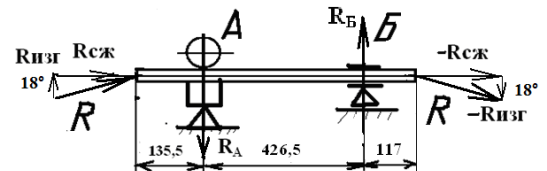


Рисунок 25 - Схема нагружения

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{изг} (135,5 + 426,5) - R_A 426,5 + R_{изг} 117 = 0$$

$$R_A = (3833(135,5 + 426,5) + 3833 117) / 426,5 = 6102 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 - R_{изг}(117 + 426,5) + R_B 426,5 - R_{изг} 135,5 = 0$$

$$R_B = (3833 (117 + 426,5) + 3833 135,5) / 426,5 = 6102 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 3833 135,5 = 519372 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = 3833 (135,5 + 426,5) - 6102 426,5 = -448461 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = 3833 (135,5 + 426,5 + 117) - 6102 (426,5 + 117) + 6102 117 \approx 0$$

Вариант 3.2 отбой. Рейка находится в крайнем левом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Левая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 22^\circ = 0,5 23593 \cos 22^\circ = 12723 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 22^\circ = 12107 \sin 22^\circ = 4766 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_o = 11797 \text{ Н}$$

Правая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_o \cos 18^\circ =$$

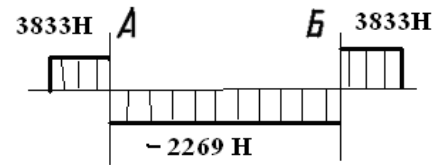


Рисунок 26 - Эпюры поперечных сил

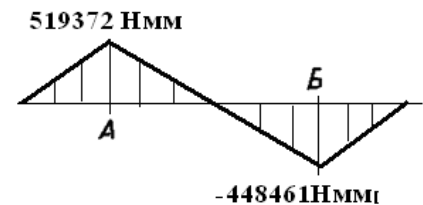


Рисунок 27 - Эпюры изгибающих моментов

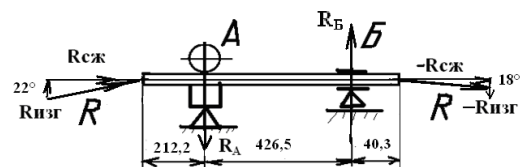


Рисунок 28 – Схема нагружения

$$0,5 \cdot 23593 \cdot \cos 18^\circ = 12404 \text{ Н}$$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 18^\circ = 11912 \sin 18^\circ = 3833 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_0 = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{\text{изг}} (212,2 + 426,5) - R_A 426,5 + R_{\text{изг}} 40,3 = 0$$

$$R_A = (4766 (212,2 + 426,5) + 3833 \cdot 40,3) / 426,5 = 7499 \text{ Н}$$

$$R_A = 0; R_{\text{изг}} (40,3 + 426,5) - R_B 426,5 + R_{\text{изг}} 212,2 = 0$$

$$R_B = (3833 (40,3 + 426,5) + 4766 \cdot 212,2) / 426,5 = 6566 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 4766 \cdot 212,2 = 1011345 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = 4766 (212,2 + 426,5) - 7499 \cdot 426,5 = -154470 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = 4766 (212,2 + 426,5 + 40,3) - 7499 (426,5 + 40,3) + 6566 \cdot 40,3 \approx 0$$

Вариант 3.3 отбой. Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тугами поровну

Левая

$$\text{Усилие } R = 0,5 F_0 \cdot \cos 18^\circ =$$

$$0,5 \cdot 23593 \cdot \cos 18^\circ = 12404 \text{ Н}$$

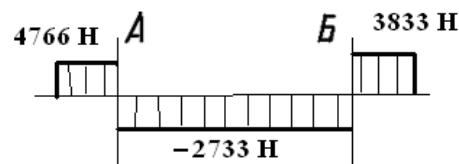


Рисунок 29 - Эпюры поперечных сил

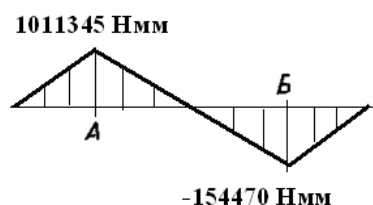


Рисунок 30 - Эпюры изгибающих моментов

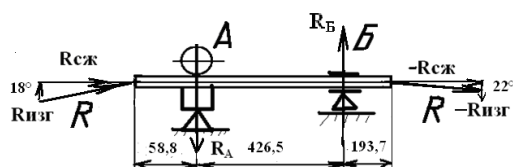


Рисунок 31 – Схема нагружения

$$R_{изг} = R \sin 18^\circ = 11912 \sin 18^\circ$$

$$= 3833 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_0 = 11797 \text{ Н}$$

Правая

Усилие $R = 0,5 F_0 \cos 22^\circ =$
 $0,5 \cdot 23593 \cos 22^\circ = 12723 \text{ Н}$

$$R_{изг} = R \sin 13^\circ = 12107 \sin 22^\circ$$

$$= 4766 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_0 = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{изг} (58,8 + 426,5) - R_A 426,5$$

$$+ R_{изг} 193,7 = 0$$

$$R_A = (3833 (58,8 + 426,5)$$

$$+ 4766 \cdot 193,7) / 426,5$$

$$= 6526 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 \quad R_{изг} (193,7 + 426,5)$$

$$- R_B 426,5 + R_{изг} 58,8 = 0$$

$$R_B = (4766 (193,7 + 426,5)$$

$$+ 3833 \cdot 58,8) / 426,5 = 7459 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 3833 \cdot 58,8 = 225380 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = 3833 (58,8 + 426,5) - 6526 \cdot 426,5$$

$$= -923174 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = 3833 (58,8 + 426,5 + 193,7)$$

$$- 6526 (426,5 + 193,7)$$

$$+ 7459 \cdot 193,7 \approx 0$$

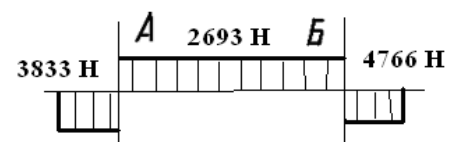


Рисунок 32 - Эпюры поперечных сил

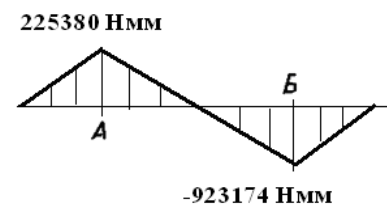


Рисунок 33 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 4.1 Рейка находится в среднем положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Усилие $R = 0,5 F_0 \cos 15^\circ =$
 $0,5 \cdot 23593 \cos 15^\circ = 12213 \text{ Н}$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 15^\circ = 12213 \sin 15^\circ = 3161 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = 0,5 F_0 = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; \quad - R_{\text{изг}} (135,5 + 426,5) + R_A \cdot 426,5 + R_{\text{изг}} \cdot 117 = 0$$

$$R_A = (3161 (135,5 + 426,5) - 3161 \cdot 117) / 426,5 = 3298 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 \quad R_{\text{изг}} (117 + 426,5) - R_B \cdot 426,5 - R_{\text{изг}} \cdot 135,5 = 0$$

$$R_B = (3161 (117 + 426,5) - 3161 \cdot 135,5) / 426,5 = 3024 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -3161 \cdot 135,5 = -428316 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -3161 (135,5 + 426,5) + 3298 \cdot 426,5 = -369885 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -3161 (135,5 + 426,5 + 117) + 3298 (426,5 + 117) + 3024 \cdot 117 \approx 0$$

Вариант 4.2 Рейка находится в крайнем левом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Усилие $R = 0,5 F_0 \cos 15^\circ =$
 $0,5 \cdot 23593 \cos 15^\circ = 12213 \text{ Н}$

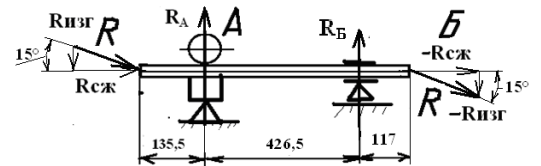


Рисунок 34 – Схема нагружения

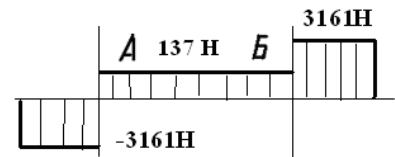


Рисунок 35 - Эпюры поперечных сил

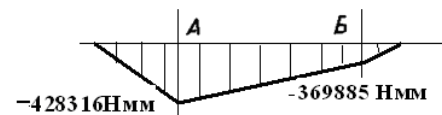
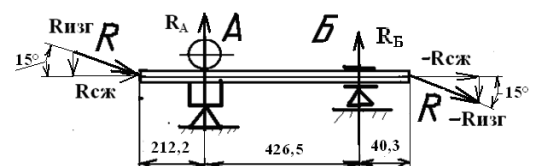


Рисунок 36 - Эпюры изгибающих моментов



$$R_{изг} = R \sin 26^\circ = 12213 \sin 15^\circ$$

$$= 3161 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_0 = 11797 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; \quad - \quad R_{изг} (212,2 + 426,5) +$$

$$R_A 426,5 + R_{изг} 40,3 = 0$$

$$R_A = (3161 (212,2 + 426,5)$$

$$- 3161 40,3) / 426,5$$

$$= 4435 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 \quad R_{изг} (40,3 + 426,5)$$

$$- R_B 426,5 - R_{изг} 212,2$$

$$= 0$$

$$R_B = (3161 (40,3 + 426,5)$$

$$- 3161 212,2) / 426,5$$

$$= 1887 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -3161 212,2 = -670764 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -3161 (212,2 + 426,5)$$

$$+ 4435 426,5$$

$$= -127388 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -3161 (212,2 + 426,5 + 40,3) +$$

$$4435 (426,5 + 40,3) + 1887 40,3 \approx 0$$

Вариант 4.3 Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Усилие $R = 0,5 F_0 \cos 15^\circ =$

$$0,5 23593 \cos 15^\circ = 12213 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 26^\circ = 12213 \sin 15^\circ$$

$$= 3161 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 F_0 = 11797 \text{ Н}$$

Рисунок 37 – Схема нагружения

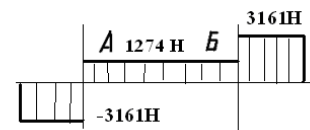


Рисунок 38 - Эпюры поперечных сил

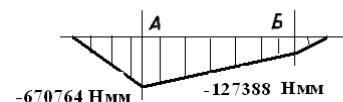


Рисунок 39 - Эпюры изгибающих моментов

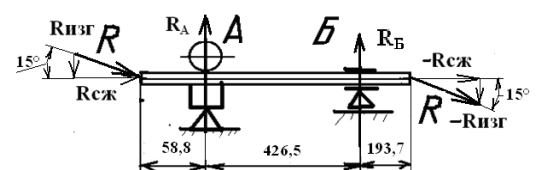


Рисунок 40 – Схема нагружения

Реакции опор

$$R_B = 0; \quad - R_{изг} (58,8 + 426,5) + R_A 426,5 + R_{изг} 193,7 = 0$$

$$R_A = (3161 (58,8 + 426,5) - 3161 193,7) / 426,5 = 2161 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 \quad R_{изг} (163,2 + 426,5) - R_B 426,5 - R_{изг} 58,8 = 0$$

$$R_B = (3161 (193,7 + 426,5) - 3161 58,8) / 426,5 = 4161 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -3161 58,8 = -185867 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -3161 (58,8 + 426,5) + 2161 426,5 = -612367 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -3161 (58,8 + 426,5 + 193,7) + 2161 (426,5 + 193,7) + 4161 193,7 \approx 0$$

Вариант 5.1 Рейка находится в среднем положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами: левая тяга «отбой» с нагрузкой 15000Н, угол 18°; правая тяга «сжатие» с нагрузкой 14266 Н, угол 15°

Левая тяга

Усилие $R = 15000 \text{ Н}$

$$R_{изг} = R \sin 18^\circ = 15000 \sin 18^\circ = 4635 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = R \cos 18^\circ = 15000 \cos 18^\circ = 14266 \text{ Н}$$

Правая тяга

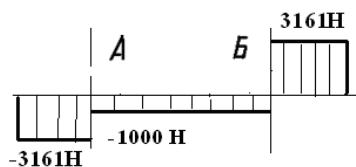


Рисунок 41 - Эпюры поперечных сил

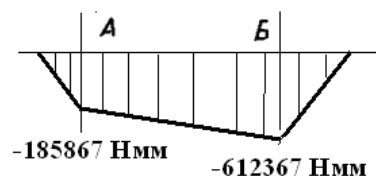


Рисунок 42 - Эпюры изгибающих моментов

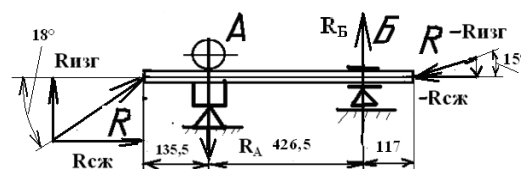


Рисунок 43 - Схема нагружения

$$R_{сж} = 14266 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R_{сж} \tan 15^\circ = 14266 \tan 15^\circ = 3823 \text{ Н}$$

$$R = 14266 \cos 15^\circ = 14769 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{изг} (135,5 + 426,5) - R_A 426,5 + R_{изг} 117 = 0$$

$$R_A = (4635 (135,5 + 426,5) + 3823 117) / 426,5 = 7156 \text{ Н}$$

$$R_A = 0; R_{изг} (117 + 426,5) - R_B 426,5 + R_{изг} 135,5 = 0$$

$$R_B = (3823 (117 + 426,5) + 4635 135,5) / 426,5 = 6344 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 4635 135,5 = 628043 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = 4635 (135,5 + 426,5) - 7156 426,5 = -447291 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = 4635 (135,5 + 426,5 + 117) - 7156 (426,5 + 117) + 6344 117 \approx 0$$

Вариант 5.2 Рейка находится в среднем положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами: правая тяга «отбой» с нагрузкой 15000Н, угол 18°; левая тяга «сжатие» с нагрузкой 14266Н, угол 15°

Правая тяга

Усилие $R = 15000 \text{ Н}$

$$R_{изг} = R \sin 18^\circ = 15000 \sin 18^\circ = 4635 \text{ Н}$$

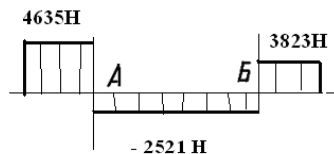


Рисунок 44 - Эпюры поперечных сил

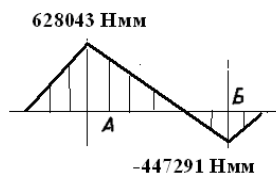


Рисунок 45 - Эпюры изгибающих моментов

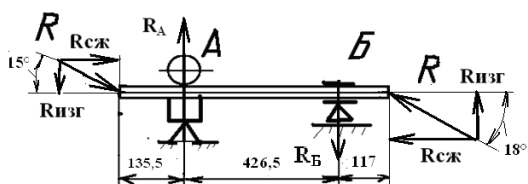


Рисунок 46 Схема нагружения

$$R_{сж} = R \cos 22^\circ = 1500 \cos 18^\circ$$

$$= 14266 \text{ Н}$$

Левая тяга

$$R_{сж} = 14266 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R_{сж} \tan 15^\circ = 14266 \tan 15^\circ$$

$$= 3823 \text{ Н}$$

$$R = 14266 \cos 15^\circ = 14769 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; -R_{изг} (135,5 + 426,5)$$

$$+ R_A 426,5 - R_{изг} 117 = 0$$

$$R_A = (3823 (135,5 + 426,5)$$

$$+ 4635 117) / 426,5$$

$$= 6309 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 - R_{изг} (117 + 426,5)$$

$$+ R_B 426,5 - R_{изг} 135,5$$

$$= 0$$

$$R_B = (4635 (117 + 426,5)$$

$$+ 3823 135,5) / 426,5$$

$$= 7121 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -3823 135,5 = -518017 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -3823 (135,5 + 426,5)$$

$$+ 6309 426,5$$

$$= 542295 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -3823 (135,5 + 426,5 + 117) +$$

$$6309 (426,5 + 117) - 7121 117 \approx 0$$

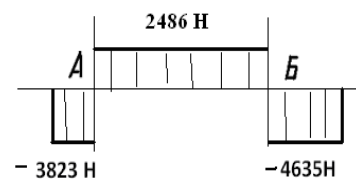


Рисунок 47 - Эпюры поперечных сил

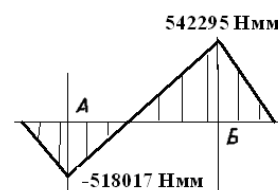


Рисунок 48 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 5.3 Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на

рейке воспринимается двумя тягами: левая тяга «отбой» с нагрузкой 15000Н, угол 22°; правая тяга «сжатие» с нагрузкой 13908Н, угол 15°

Левая тяга

Усилие $R = 15000\text{Н}$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 22^\circ = 15000 \sin 22^\circ = 5619\text{Н}$$

$$R_{\text{сж}} = R \cos 22^\circ = 15000 \cos 22^\circ = 13908\text{Н}$$

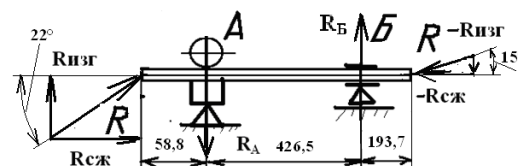


Рисунок 49 – Схема нагружения

Правая тяга

$R_{\text{сж}} = 13908\text{Н}$

$$R_{\text{изг}} = R_{\text{сж}} \tan 15^\circ = 13908 \tan 15^\circ = 3727\text{Н}$$

$$R = 13908 \cos 15^\circ = 14399\text{Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{\text{изг}} (58,8 + 426,5) - R_A 426,5 + R_{\text{изг}} 193,7 = 0$$

$$R_A = (5619 (58,8 + 426,5) + 3727 193,7) / 426,5 = 8086\text{Н}$$

$$R_A = 0; R_{\text{изг}} (193,7 + 426,5) - R_B 426,5 + R_{\text{изг}} 58,8 = 0$$

$$R_B = (3727 (193,7 + 426,5) + 5619 58,8) / 426,5 = 6194\text{Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 5619 * 58,8 = 330397\text{Нмм}$$

$$M_2 = 5619 (58,8 + 426,5) - 8086 426,5 = -721920\text{Нмм}$$

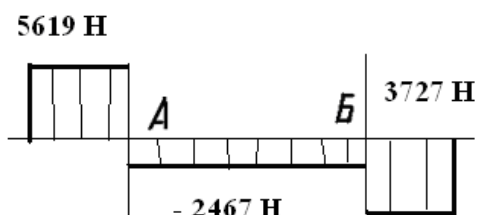
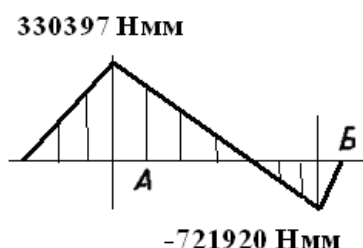


Рисунок 50 - Эпюры поперечных сил



$$M_3 = 5619(58,8 + 426,5 + 193,7) - 8086(426,7 + 193,7) + 6194 193,7 \approx 0$$

Рисунок 51 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 5.4 Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами: правая тяга «отбой» с нагрузкой 15000Н, угол 17°; левая тяга «сжатие» с нагрузкой 14345Н, угол 15°

Правая тяга

Усилие $R = 15000\text{Н}$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 17^\circ = 15000 \sin 17^\circ = 4386\text{Н}$$

$$R_{\text{сж}} = R \cos 17^\circ = 15000 \cos 17^\circ = 14345\text{Н}$$

Левая тяга

$R_{\text{сж}} = 14345\text{Н}$

$$R_{\text{изг}} = R_{\text{сж}} \tan 15^\circ = 14345 \tan 15^\circ = 3844\text{Н}$$

$$R = 14345 \cos 15^\circ = 14851\text{Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; -R_{\text{изг}}(58,8 + 426,5) + R_A 426,5 - R_{\text{изг}} 193,7 = 0$$

$$R_A = (3844(58,8 + 426,5) + 4386 193,7) / 426,5 = 6366\text{Н}$$

$$R_A = 0 - R_{\text{изг}}(193,7 + 426,5) + R_B 426,5 - R_{\text{изг}} 58,8 = 0$$

$$R_B = (4386(193,7 + 426,5) + 3844 58,8) / 426,5 = 6908\text{Н}$$

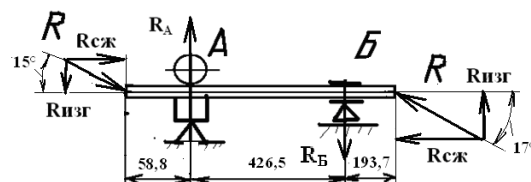


Рисунок 52 Схема нагружения

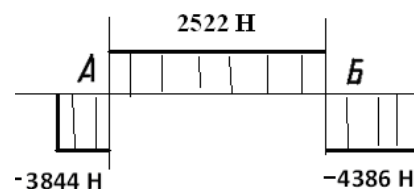


Рисунок 53 - Эпюры поперечных сил

Изгибающий момент

$$M1 = -3844 \cdot 58,8 = -226027 \text{ Нмм}$$

$$M2 = -3844 (58,8 + 426,5) + 6366 \cdot 426,5 = 849568 \text{ Нмм}$$

$$M3 = -3844 (58,8 + 426,5 + 193,7) + 6366 (426,5 + 193,7) - 6908 \cdot 193,7 \approx 0$$

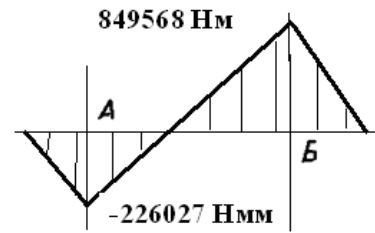


Рисунок 54 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 5.5 Рейка находится в крайнем левом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами: левая тяга «отбой» с нагрузкой 15000Н, угол 17°; правая тяга «сжатие» с нагрузкой 14399Н, угол 15°

Левая тяга

Усилие $R = 15000\text{Н}$

$$R_{\text{изг}} = R \sin 17^\circ = 15000 \sin 17^\circ = 4386 \text{ Н}$$

$$R_{\text{сж}} = R \cos 17^\circ = 15000 \cos 17^\circ = 14345 \text{ Н}$$

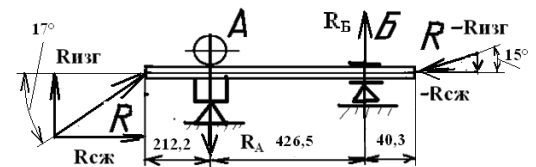


Рисунок 55 – Схема нагружения

Правая тяга

$R_{\text{сж}} = 13908 \text{ Н}$

$$R_{\text{изг}} = R_{\text{сж}} \tan 15^\circ = 14345 \tan 15^\circ = 3844 \text{ Н}$$

$$R = 14345 \cos 15^\circ = 14851 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$R_B = 0; R_{\text{изг}} (212,2 + 426,5) - R_A \cdot 426,5 + R_{\text{изг}} \cdot 40,3 = 0$$

$$R_A = (4386 (212,2 + 426,5) + 3844 \cdot 40,3) / 426,5 = 6931 \text{ Н}$$

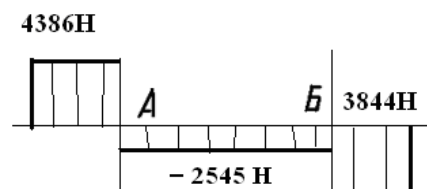


Рисунок 56 - Эпюры поперечных сил

$$R_A = 0 \quad R_{изг}(40,3 + 426,5) \\ - R_B 426,5 + R_{изг} 212,2 \\ = 0$$

$$R_B = (3844 (40,3 + 426,5) \\ + 4386 212,2) / 426,5 \\ = 6389 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 4386 212,2 = 930709 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = 4386 (212,2 + 426,5) \\ - 6931 426,5 \\ = -154913 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = 4386 (212,2 + 426,5 + 40,3) - \\ 6931(426,5 + 40,3) + 6389 40,3 \approx 0$$

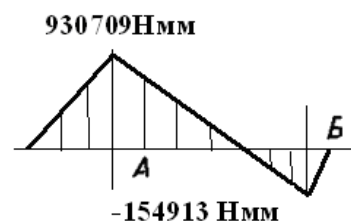


Рисунок 57 - Эпюры изгибающих моментов

Вариант 5.6 Рейка находится в крайнем левом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами: правая тяга «отбой» с нагрузкой 15000Н, угол 22°; левая тяга «сжатие» с нагрузкой 13908Н, угол 15°

Левая тяга

$$R_{сж} = 13908 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R_{сж} \tan 15^\circ = 13908 \tan 15^\circ \\ = 3727 \text{ Н}$$

$$R = 13908 / \cos 15^\circ = 14399 \text{ Н}$$

Правая тяга

$$\text{Усилие } R = 15000 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 22^\circ = 15000 \sin 22^\circ \\ = 5619 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = R \cos 22^\circ = 15000 \cos 22^\circ \\ = 13908 \text{ Н}$$

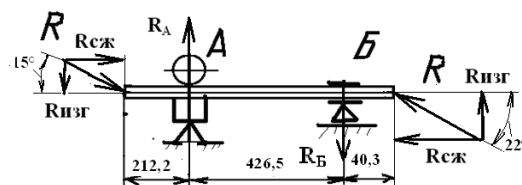


Рисунок 58 Схема нагружения

Реакции опор

$$R_B = 0; -R_{изг} (212,2 + 426,5) + R_A 426,5 - R_{изг} 40,3 = 0$$

$$R_A = (3727(212,2 + 426,5) + 5619 40,3) / 426,5 = 6112 \text{ Н}$$

$$R_A = 0 - R_{изг}(40,3 + 426,5) + R_B 426,5 - R_{изг} 212,2 = 0$$

$$R_B = (5619 (40,3 + 426,5) + 3727 212,2) / 426,5 = 8004 \text{ Н}$$

Изгибающий момент

$$M_1 = -3727 212,2 = -790869 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -3727 (212,2 + 426,5) + 6112 426,5 = 226446 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -3727 (212,2 + 426,5 + 40,3) + 6112(426,5 + 40,3) - 8004 * 40,3 \approx 0$$

Вывод по разделу 2.3: Выше приведён расчёт усилий, действующих в зацеплении

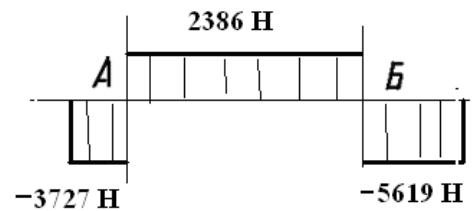


Рисунок 59 - Эпюры поперечных сил

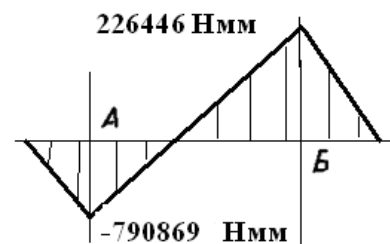


Рисунок 60 - Эпюры изгибающих моментов

2.4 Расчет элементов шестерни

Расчет подшипников шестерни привода

Усилия, действующие на подшипники шестерни

Осевое усилие на рейке для крутящего момента на шестерне 200Нм равно $F_0=23593$ Н, принимаем, что усилие на тягах равны $0,5F_0 = 11796,5$ Н (11797Н)

Максимальная реакция на опоре А:

$R_{A1}=4932$ Н – (вариант расчета 2.3) для положения передней подвески «сжатие», рейка выдвинута вправо, угол отклонения оси тяги 15° . Угол между плоскостью оси упора рейки и плоскостью расположения оси левой тяги $\beta = 10,293^\circ$;

$R_{A2}=4234$ Н – (вариант расчета 1.2) для положения передней подвески «статика», рейка выдвинута влево, угол отклонения оси тяги 13° . Угол $\beta = 26,498^\circ$;

$R_{A3}=7499$ Н - (вариант расчета 3.2) для положения передней подвески «отбой», рейка выдвинута влево, угол отклонения оси тяги 22° . Угол $\beta = 85,318^\circ$;

Для варианта расчета 5.3 усилие «удар» от левой тяги воспринимается через рейку правой тягой, величина крутящего момента для данного случая нагружения меньше 200Нм.

Величина реакции на опоре А в плоскости оси упора рейки (с учетом положения плоскости расположения оси левой тяги определяемой углом β):

$$FLA1 = RA1 \cos\beta = 4932 \text{Н} \cos 10,293^\circ = 4852 \text{Н} \quad (16)$$

$$FLA2 = RA2 \cos\beta = 4234 \text{Н} \cos 26,498^\circ = 3789 \text{Н} \quad (17)$$

$$FLA3 = RA3 \cos\beta = 7499 \text{Н} \cos 85,318^\circ = 612 \text{Н} \quad (18)$$

Принимаем вариант расчета 2.3 для положения передней подвески «сжатие», рейка выдвинута вправо, угол отклонения оси тяги 15° . Угол

между плоскостью оси упора рейки и плоскостью расположения оси левой тяги $\beta = 10,293^\circ$;

Реакция опоры $F_{LA1}=4852$ Н

Окружное усилие в зацеплении $F_u= 19581$ Н;

Осевое усилие в зацеплении $F_a= 12519$ Н;

Радиальное усилие в зацеплении $F_r= 11203$ Н

Схема нагружения подшипников шестерни, приведена на рисунке 61

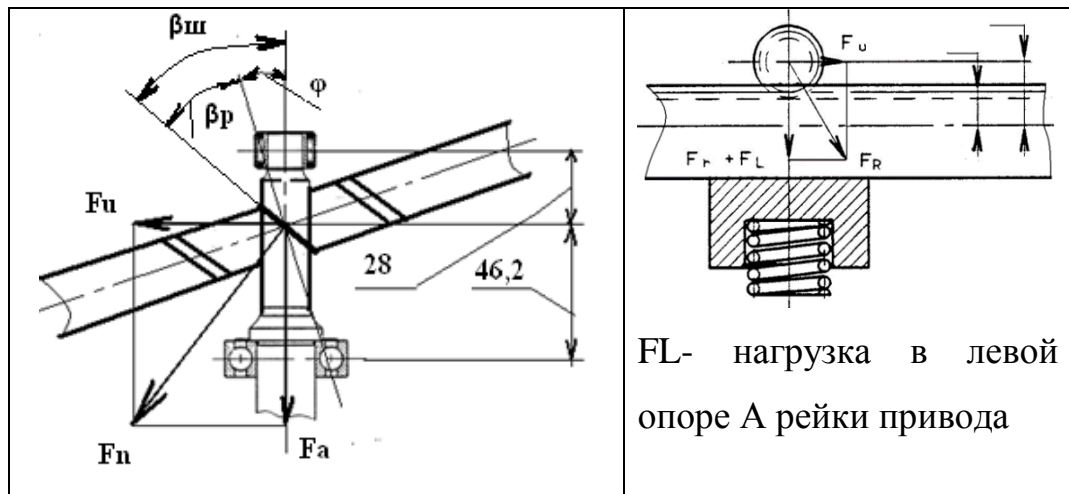


Рисунок 61 — Схема распределения сил

Расчет радиальных сил, действующих на подшипники

Суммарная радиальная сила, действующая на шестерню

$$Fr_{ш} = \sqrt{Fu^2 + (Fr + FL)^2} \quad (19)$$

$$FL = RA \quad (20)$$

$$Fr_{ш} = \sqrt{19581^2 + (11203 + 4852)^2} = 25322 \text{ Н}; \quad (21)$$

Радиальные силы, действующие на подшипники шестерни

Шариковый подшипник

$$Fr_{шп} = Fr_{ш} \frac{28}{46,2 + 28} = 25322 \text{ Н} \frac{28}{46,2 + 28} = 9555 \text{ Н}$$

Для привода 2110-3400010 $F_{шп}$ составляет: середина-13495Н, край-13590Н

Роликовый подшипник

$$Fr_{rp} = Fr_{ш} - Fr_{шп} \quad (22)$$

$$F_{urp} = 25322 \text{ Н} - 9555 \text{ Н} = 15767 \text{ Н}$$

Для привода 2110-3400010 F_{rp} составляет: середина-23750Н, край-123935Н.

Таблица 11 — Результаты расчёта радиальных сил, действующих на подшипники

| Шариковый подшипник | | Роликовый подшипник |
|------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| F_a -осевая нагрузка | $F_{гшп}$ - радиальная нагрузка | $F_{грп}$ -радиальная нагрузка |
| 12519Н | 9555Н | 15767Н |

Расчет «статической» прочности подшипников
Эквивалентная статическая нагрузка на шариковый подшипник определяется

по формуле

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Где:

X_0 –коэффициент, равный 0,6;

Y_0 - коэффициент, равный 0,5;

F_r – радиальная нагрузка, Н;

F_a – осевая нагрузка, Н

$$P_0 = 0,6 \cdot 9555 + 0,5 \cdot 12519 = 11993 \text{ Н}$$

Шариковый подшипник

Применяется «серийный» подшипник 2110-3401123 с

характеристиками:

$C_0 = 5000 \text{ Н}$ - статическая грузоподъемность;

$C = 9360\text{Н}$ – динамическая грузоподъемность.

$C_{\text{в}} = 50000\text{Н}$

Коэффициент запаса по разрушению подшипника:

$$S_0 = 50000 \sqrt{11993} = 4,17$$

Для привода S составляет: середина-2,88, край-3,25.

Подшипник роликовый

Применяется «серийный» подшипник 2110-340104 (1-СК152112Е) с характеристиками:

$C_0 = 9400\text{Н}$ -- статическая грузоподъемность;

$C = 7900\text{Н}$ – динамическая грузоподъемность.

$C_{\text{в}} = 94000\text{Н}$

Коэффициент запаса по разрушению роликового подшипника:

$$S_0 = 94000 \sqrt{15767} = 5,96$$

Для привода 2110-3400010 S составляет: середина-3,96, край-3,93.

Согласно ГОСТ18854 для подшипников с наличием ударных нагрузок коэффициент безопасности $S_0 = 1,5$ мин для шариковых радиальных подшипников, $S_0 = 3$ мин для роликовых радиальных подшипников

Расчет долговечности подшипников

Момент вращения на колесе при парковании прототипа автомобиля на асфальтобетонном покрытии без движения, с отключенным УЭРУ составил:

-60Нм при скорости вращения колеса 540град\сек;

-46Нм при скорости вращения колеса 360град\сек.

Принимаем, что обратный КПД ЭРУ равен 0,75

Момент вращения шестерни привода без учета потерь на УЭРУ

$$M_{\text{д}} = 46\text{Нм} \cdot 0,75 = 34,6\text{Нм}$$

Характеристики автомобилей представлены в таблице 12.

Таблица 12 — Характеристики автомобилей

| Параметр | ВАЗ 2110 | ВАЗ |
|-----------------------------|----------|------|
| Колея передних колес, мм | 1400 | 1510 |

| | | |
|-------------------------------|------|------|
| Колея задних колес, мм | 1370 | 1510 |
| База, мм | 2492 | 2635 |
| Снаряженная масса, кг | 1010 | 1150 |
| Полная масса, кг | 1485 | 1625 |
| Скорость максимальная, км\час | 185 | 185 |

Учитывая имеющуюся разность отклонений по снаряженной массе, колее, базе, можно сделать вывод, что усилия на тягах для управления автомобилями должны быть «практически соизмеримы»

Для автомобиля ВАЗ 2110 при разработке конструкции привода 2110 использовались величины момента вращения колеса согласно таблице 13.

Таблица 13 — Крутящий момент на колесе

| Условия испытаний | Скорость вращения колеса, град\сек | Крутящий момент на колесе Нм Передаточное отношение постоянное | Крутящий момент на колесе Нм Передаточное отношение переменное |
|---------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|
| Парковка на месте | 630 вправо | 30,5 | 24 |
| | 630 влево | 32,6 | 24 |
| Движение авт-ля со скоростью 10км\час | 630 вправо | 11 | 8,9 |
| | 630 влево | 12,4 | 9,4 |

Величина осевого усилия на рейке:

$F_0 = 193,42 \text{ Мд}$ –автомобиль ВАЗ 2110

$F_0 = 117,964 \text{ Мд}$ – автомобиль ВАЗ

Исходя из величины зависимости осевого усилия на рейке от момента на шестерне

для достижения одинаковой величины усилия на рейке, крутящий момент на шестерне привода на 39% будет выше (кпд систем принимаем равным).

Крутящий момент на шестерне привода автомобиля ВАЗ 2110 при установке привода с параметрами

$M_d = 24 \text{ Нм} \cdot 1,39 = 33,36 \text{ Нм}$, что соизмеримо с величиной момента 34,6Нм замеренной на автомобиле с учетом кпд ЭУРК

Для расчета долговечности подшипников принимаем величину крутящего момента на шестерне

$M_d = 36 \text{ Нм}$.

По методике ВАЗ при испытании на долговечность механизмов в комплектации ЭУРУ заложены следующие режимы нагружения (Таблица 14)

Таблица 14 — Режимы нагружения

| Параметр | Степень нагружения привода | | |
|--------------------------------|----------------------------|--------|--------|
| | 1 блок | 2 блок | 3 блок |
| Количество циклов, шт | 10 | 5500 | 20000 |
| Величина крутящего момента, Нм | 48 | 36 | 24 |

с общей продолжительностью испытаний 25510 циклов нагружения. Количество циклов нагружения было определено фирмой ZF исходя из назначенного ресурса 160 000 тыс. км пробега автомобиля, в связи с увеличением пробега до 180 000км необходимо увеличение числа циклов

нагружения на 12,5%, что соответствует ≈ 2820 дополнительным циклам нагружения.

Принимая во внимание комплектацию автомобиля ЭУРУ, нагружение привода более «жесткое», предлагается увеличить количество циклов для 2 и 3 блоков нагружения поровну с общей продолжительностью 28330 циклов.

Предложение по уточнению испытаний на долговечность представлены в таблице 15

Таблица 15 — Предложение по уточнению испытаний на долговечность

| Параметр | Степень нагружения привода | | |
|--------------------------------|----------------------------|--------|--------|
| | 1 блок | 2 блок | 3 блок |
| Количество циклов, шт | 10 | 6910 | 21410 |
| Величина крутящего момента, Нм | 48 | 36 | 24 |

Ресурс работы подшипников шестерни привода

1 цикл нагружения привода - перемещение рейки из среднего положения вправо\влево до упора, перемещение влево\вправо до упора возврат в среднее положение

Полный ход рейки = 153,4 мм или 2,88 оборота шестерни, или $1036,8^\circ$

Отсюда 1 цикл нагружения составляет $2 \times 1036,8^\circ = 2073,6^\circ$ или 5,76 оборотов шестерни (без учета уменьшения хода рейки из-за особенностей испытательного оборудования)

Отсюда

28330 циклов нагружения привода соответствуют 163181 оборотам шестерни (внутреннего кольца подшипника)

Величина окружной силы

$$F_u = 97,905 \text{ Мд} = 97,905 \cdot 36 \text{ Нм} = 3525 \text{ Н}$$

Величина осевой силы

$$F_a = 62,596 \text{ Мд} = 62,596 \cdot 36 \text{ Нм} = 2253 \text{ Н}$$

Величина радиальной силы

$$Fr = 56,014 \text{ Мд} = 56,014 \cdot 36 \text{ Нм} = 2017 \text{ Н}$$

Величина осевого усилия на рейке

$$Fo = 117,964 \text{ Мд} = 117,964 \cdot 36 \text{ Нм} = 4247 \text{ Н}$$

с учетом КПД привода $Fo = 4247 \cdot 0,76 = 3228 \text{ Н}$

Реакция опор

Вариант 2.3 сжатие. Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами поровну

Левая

Усилие $R = 0,5 Fo \cos 15^\circ =$

$$0,5 \cdot 3228 \cos 15^\circ = 1671 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 15^\circ = 1671 \sin 15^\circ = 433 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 Fo = 1614 \text{ Н}$$

Правая

Усилие $R = 0,5 Fo \cos 14^\circ =$

$$0,5 \cdot 3228 \cos 14^\circ = 1663 \text{ Н}$$

$$R_{изг} = R \sin 14^\circ = 1663 \sin 14^\circ = 403 \text{ Н}$$

$$R_{сж} = 0,5 Fo = 1614 \text{ Н}$$

Реакции опор

$$\begin{aligned} R_B &= 0; -R_{изг} (58,8 + 426,5) \\ &+ R_A \cdot 426,5 - R_{изг} \cdot 193,7 \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_A &= (433 (58,8 + 426,5) \\ &+ 403 \cdot 193,7) / 426,5 = 676 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_A &= 0 - R_{изг} (193,7 + 426,5) \\ &+ R_B \cdot 426,5 - R_{изг} \cdot 58,8 = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_B &= (403 (193,7 + 426,5) \\ &+ 433 \cdot 58,8) / 426,5 = 646 \text{ Н} \end{aligned}$$

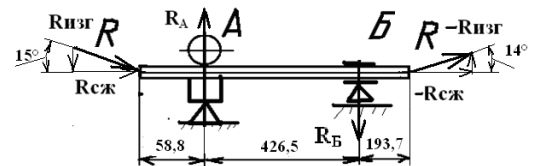


Рисунок 61.1 — Схема нагружения

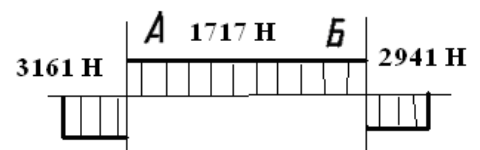


Рисунок 61.2 — Эпюры поперечных сил

Изгибающий момент

$$M_1 = -433 \cdot 58,8 = -25460 \text{ Нмм}$$

$$M_2 = -433 (58,8 + 426,5) + 676 \cdot 426,5 = 78061 \text{ Нмм}$$

$$M_3 = -433 (58,8 + 426,5 + 193,7) + 676 (426,5 + 193,7) - 646 \cdot 193,7 \approx 0$$

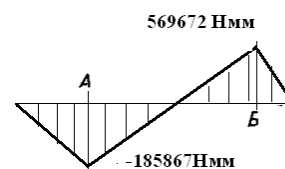


Рисунок 61.3 — Эпюры изгибающих моментов

Суммарная радиальная сила, действующая на шестерню

$$Fr_{ш} = \sqrt{Fu^2 + (Fr + FL)^2} \quad (23)$$

$$F_L = R_A \quad (26)$$

$$Fr_{ш} = \sqrt{35252 + (2017 + 676)^2} = 4436 \text{ Н}; \quad (25)$$

Радиальные силы, действующие на подшипники шестерни (таблица 16)

Шариковый подшипник

$$Fr_{шп} = Fr_{ш} \cdot 28 \cdot \sqrt{(46,2 + 28)} = 4436 \text{ Н} \cdot 28 \cdot \sqrt{(46,2 + 28)} = 1674 \text{ Н}$$

Роликовый подшипник

$$Fr_{рп} = Fr_{ш} - Fr_{шп} \quad (27)$$

$$Fr_{рп} = 4436 \text{ Н} - 1674 \text{ Н} = 2762 \text{ Н}$$

Таблица 16 — Радиальные силы, действующие на подшипники

| Шариковый подшипник | | Роликовый подшипник |
|----------------------|----------------------------------------|----------------------------------------|
| Fa - осевая нагрузка | F _{гшп} - радиальная нагрузка | F _{грп} - радиальная нагрузка |
| 2253Н | 1674Н | 2762Н |

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на шариковый подшипник определяется по формуле

$$Pr = X_0 Fr + Y_0 Fa \quad (28)$$

где: согласно ГОСТ 18855-94

X_0 – коэффициент динамической радиальной нагрузки, равный 0,56;

Y_0 – коэффициент динамической осевой нагрузки, равный 1,0;

F_r – радиальная нагрузка, Н;

F_a – осевая нагрузка, Н

Соотношение нагрузок

$F_a/C_0 = 2253/5000 = 0,45$ – коэффициент для определения величин X_0 и

Y_0

$$Pr = 0,56 \cdot 1674 + 1,0 \cdot 2253 = 3190 \text{ Н}$$

Расчетный ресурс подшипника определяется по формуле

$$L_{10} = (C_r / Pr)^3 \quad (29)$$

где: C_r – динамическая грузоподъемность подшипника;

Pr – Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка.

Шариковый подшипник

Применяется «серийный» подшипник 2110-3401123 с

характеристиками:

$C_0 = 5000 \text{ Н}$ – статическая грузоподъемность;

$C = 9360 \text{ Н}$ – динамическая грузоподъемность.

$$L_{10} = (9360 / 3190)^3 = 25,3 \times 10^6 \text{ оборотов}$$

Подшипник роликовый

Применяется «серийный» подшипник 2110-340104 (1-СК152112Е) с

характеристиками:

$C_0 = 5300 \text{ Н}$ – статическая грузоподъемность;

$C = 7700 \text{ Н}$ – динамическая грузоподъемность.

$$L_{10} = (7700 / 2762)^3 = 21,7 \times 10^6 \text{ оборотов}$$

Расчет элементов шестерни на прочность

Расчет на кручение в зоне канавки под стопорное кольцо

Диаметр сечения

$$d = 15,89 \pm 0,1 \text{ мм};$$

Крутящий момент $M_{кр} = 200 \text{ Нм}$;

Коэффициент концентрации напряжения $K \approx 1,8$

Момент сопротивления сечения при кручении

$$W_p = \pi d^3 / 16 = \pi 15,883^3 / 16 = 786,287 \text{ мм}^3; \quad (30)$$

Напряжение кручения

$$\tau = M_{кр} / W_p = 200\,1000 / 786,287 = 254,36 \text{ Н/мм}^2 \quad (31)$$

с учетом концентратора напряжения

$$\tau_{\max} = 1,8 \cdot 254,36 = 457,85 \text{ Н/мм}^2 \quad (32)$$

Для шестерни 2110-3401035 из стали 18NiCrMo5 после цементации, твердость сердцевины ножки зуба 33,6HRC, что соответствует прочности на разрыв $=1080 \text{ Н/мм}^2$

Коэффициент запаса:

$$C = 1080 / 457,85 = 2,34$$

Величина крутящего момента для разрушения по кольцевой канавке

$$M_{кр} = \tau K W_p = 1080 \cdot 1,8 \cdot 254,36 = 494476 \text{ Нмм} = 494,5 \text{ Нм}$$

(33)

Расчет на изгиб в зоне канавки под стопорное кольцо (рисунок 6)

Диаметр сечения $d = 15,89 \pm 0,1 \text{ мм}$;

Коэффициент концентрации напряжения $K \approx 1,4$

Момент сопротивления сечения при изгибе

$$W_z = \pi d^3 / 32 = \pi 15,88^3 / 32 = 393,14 \text{ мм}^3;$$

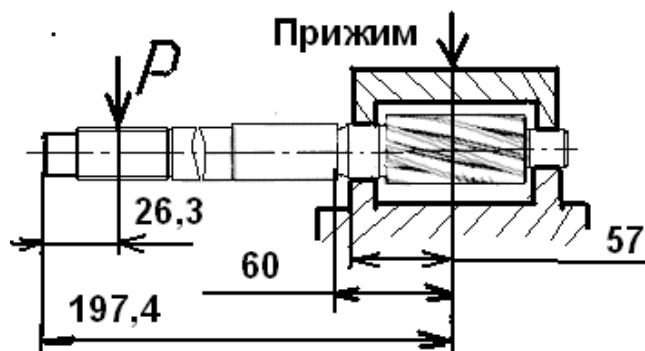


Рисунок 62 — Схема нагружения шестерни

Величина момента изгиба

$$M_{из} = P L \quad (34)$$

$$L = 197,4 - 26,3 - 57 = 114,1 \text{ мм}$$

$$P = M_{из} / L \quad (35)$$

$$\sigma = K M_{из} / W_z \quad (36)$$

$$M_{из} = \sigma W_z / K \quad (37)$$

$$P = (1080 \cdot 393,14 / 1,4) / 114,1 = 2658 \text{ Н}$$

При испытаниях шестерни 2110-3401035 на изгиб, разрушение в зоне кольцевой проточки происходило при изгибающем моменте (750...900)Нм.

Напряжение изгиба для шестерни 2110-3401035 при разрушении

$$\sigma = M_{из} / W_z \quad (38)$$

Для шестерни:

Критическое напряжение изгиба

$$\sigma = 750 \cdot 1000 / 393,14 = 1907,7 \text{ Н/мм}^2$$

Критический момент изгиба

$$M_{из} = 1907,7 \cdot 393,14 = 750000 \text{ Нмм}$$

Критическая сила изгиба

$$P = 750000 / 114,1 = 6573 \text{ Н}$$

Напряжения в соединении шариковый подшипник-стопорное кольцо (рисунок 7)

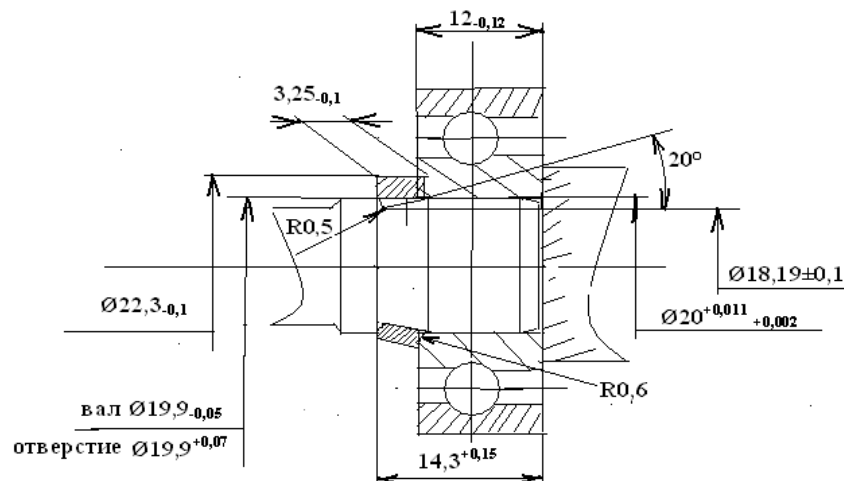


Рисунок 63 — Подшипник шестерни

Зазор между торцом шестерни и краем канавки шестерни

$$14,3^{+0,15} - 12^{-0,12} = 2,3^{+0,27} \text{ мм}$$

Объем канавки с ограничением по диаметру $\varnothing 19,9$ мм

Длина канавки P (рисунок 8)

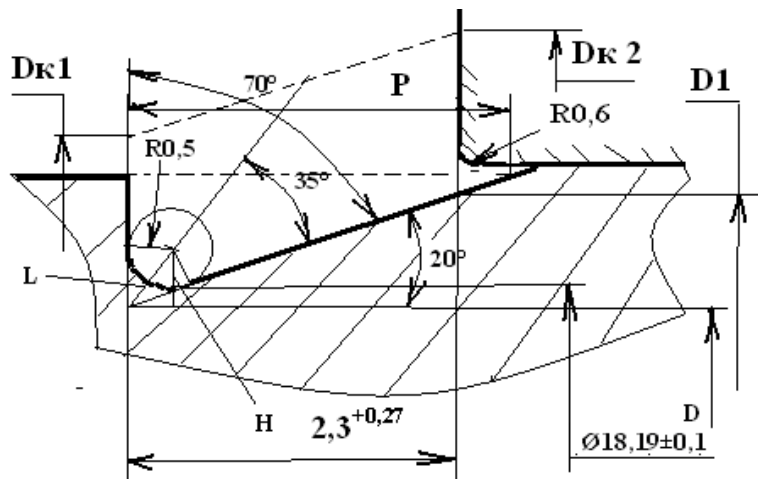


Рисунок 64 — Канавка на шестерни под установку стопорного кольца

$$\text{Размер } L = R \sin \alpha = 0,5 \sin 35^\circ = 0,8717 \text{ мм} \quad (39)$$

$$\text{Размер } H = 0,8717 \sin (35^\circ + 20^\circ) = 0,714 \text{ мм} \quad (40)$$

$$D = 18,19 + 2 \cdot 0,5 - 2 \cdot 0,714 = 17,762 \text{ мм}$$

$$\text{Длина канавки } P = 0,5 (19,9 - 17,762) \tan 20^\circ = 2,937 \text{ мм}$$

$$\text{Диаметр } D1 = D + 2 \cdot 2,3 \tan 20^\circ = 19,4362 \text{ мм} \quad (41)$$

$$\text{Диаметр } D2 = D + 2 (2,3 + 0,6) \tan 20^\circ = 19,873 \text{ мм} \quad (42)$$

Объем цилиндра $\varnothing 19,9$ мм

$$V_{\text{ц}} = \pi D^2 h / 4 = \pi 19,9^2 2,3 / 4 = 715,3587 \text{ мм}^3 \quad (43)$$

Объем цилиндра D1

$$V_{\text{ц}} = \pi D^2 h / 4 = \pi 19,432^2 2,3 / 4 = 681,9669 \text{ мм}^3 \quad (44)$$

Объем конуса

$$V_K = \pi h(D_2 + D_1 D_2 + D_1^2) \sqrt{12} =$$

$$\pi 2,3 (17,7622 + 17,762 \cdot 19,4362 + 19,4362^2) \sqrt{12} = 625,309 \text{ мм}^3$$

(45)

Объем зоны радиуса R0,5

$$V_1 = \pi 18,19^2 \cdot 0,5 \sqrt{4} = 129,9347 \text{ мм}^3 \quad (46)$$

$$V_2 = \pi 0,5 ((18,19 + 2 \cdot 0,5)^2 + (18,19 + 2 \cdot 0,5) \cdot 18,19 + 18,19^2) \sqrt{12} = 137,1837 \text{ мм}^3 \quad (47)$$

$$V_3 = \pi 0,5 (17,7622 + 17,762 \cdot 18,19 + 18,19^2) \sqrt{12} = 126,901 \text{ мм}^3$$

(48)

$$V = (137,1837 - 129,9347) + (129,9347 - 126,901) =$$

$$10,2826 \text{ мм}^3 \quad (49)$$

Разность объемов по Ø19,9мм и D1

$$V = 715,3587 - 681,9669 = 33,3917 \text{ мм}^3 \quad (50)$$

Объем канавки по диаметру Ø19,9мм

$$V_{\text{сум}} = (681,9669 - 625,309 - 10,2826) + 33,3917 =$$

$$79,767 \text{ мм}^3 \quad (51)$$

Объем стопорного кольца

$$V_K = \pi (22,32 - 19,92)^2 \cdot 3,25 \sqrt{4} = 258,5216 \text{ мм}^3 \quad (52)$$

Объем кольца с учетом объема канавки

$$V_{K \text{ сж}} = 258,5216 - 79,767 = 178,7546 \text{ мм}^3 \quad (53)$$

Объем кольца и и сечения шестерни под кольцом

$$V_{\text{сумм}} = 715,3587 + 178,7546 = 894,1133 \text{ мм}^3 \quad (54)$$

Принимаем, что стопорное кольцо обжимается без зазора по дну канавки, с частичным заполнением зазора между кольцом подшипника и канавкой и выступанием за наружную поверхность

Наружный диаметр кольца после обжатия:

$$D_{K1} = \text{Ø}18,19 + (22,3 - 19,9) = 20,59 \text{ мм, принимаем } 21 \text{ мм}$$

(55)

$$D_{к2} = 19,4362 + (22,3 - 19,9) = 21,8362 \text{ мм, принимаем } 22 \text{ мм} \quad (56)$$

Объем кольца в обжатом состоянии

$$V_{к сж1} = \pi 2,3 (21,22 + 21,22 + 22,22) \cdot 12 = 835,166 \text{ мм}^3 \quad (57)$$

$$\text{Разность } 894,1133 - 835,166 = 58,9473 \text{ мм}^3$$

Наличие «облоя» и заполнения «зазора»

$$V_{выступ} = \pi 0,5 (20,92 - 19,92) \cdot 4 = 16,02 \text{ мм} \quad (58)$$

$$V_1 = \pi 0,6 (21,22 + 21,22 + 20,2) \cdot 12 = 200,0314 \text{ мм} \quad (59)$$

$$V_2 = \pi 0,6 19,42 \cdot 4 = 177,3554 \text{ мм} \quad (60)$$

$$V_3 = \pi 0,6 19,8732 \cdot 4 = 186,1092 \text{ мм} \quad (61)$$

$$V_4 = 186,1092 - 177,3554 = 8,7539 \text{ мм}^3 \quad (62)$$

$$V = 200,0314 - 186,1092 + 0,5 8,7539 = 23,1761 \text{ мм}^3 \quad (63)$$

$$V_{сумм} = 16,02 + 23,1761 = 39,1961 \text{ мм}^3 \quad (64)$$

Разность объема кольца в обжатом состоянии с учетом «облоя» и заполнения зазора

$$V = 894,1133 - (835,166 + 39,1961) = 19,75 \text{ мм}^3 \quad (65)$$

Принимаем:

$$D_{к1} = 21^{+0,2} \text{ мм}$$

$$D_{к2} = 22^{+0,2} \text{ мм}$$

$$V_{к сж1} = \pi 2,3 (21,22 + 21,22 + 22,22) \cdot 12 = 850,7737 \text{ мм}^3 \quad (66)$$

$$\text{Разность } 894,1133 - 850,7737 = 43,3396 \text{ мм}^3 \quad (67)$$

Учитывая допуски изготовления деталей, для дальнейших расчетов принимаем

$$D_{к1} = 21^{+0,2} \text{ мм}$$

$$D_{к2} = 22^{+0,2} \text{ мм}$$

Напряжения смятия по торцу стопорного кольца

Поверхность контакта

$$F = \pi (19,92 - 18,192) \sqrt{4} = 51,156 \text{ мм}^2 \quad (68)$$

Осевое усилие $P = 12519 \text{ Н}$

$$\sigma = 12519 / 51,156 = 244,7 \text{ Н/мм}^2$$

Для стали 17Гс ГОСТ19281-89 твердость 145...152НВ, прочность $\approx 485 \text{ Н/мм}^2$

Коэффициент запаса

$$C = 485 / 244,7 = 1,98 \quad (69)$$

При испытании кольца 2110-3401121 на ф. ZF получено: при нагрузке 30 кН – остаточная деформация не более 0,02 мм – фирмой ZF принято 25 кН и величина остаточной деформации 0,02 мм как предельные величины.

Коэффициент запаса по предельной нагрузке

$$C = 25000 / 12519 = 1,99 \quad (70)$$

Расчет на изгиб в зоне установки внутреннего кольца роликового подшипника (рисунок 9)

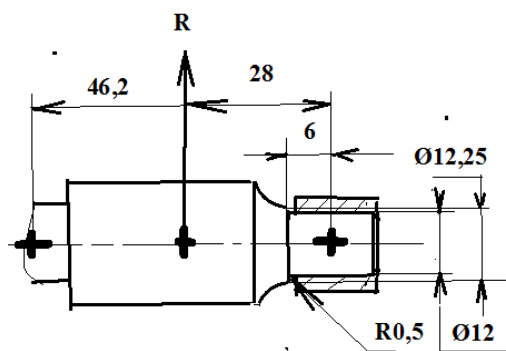


Рисунок 65 — Схема нагружения роликового подшипника шестерни
Нагрузка, действующая на роликовый подшипник (реакция от силы R)

$$F_{\text{упп}} = 15767 \text{ Н}$$

$$\text{Изгибающий момент } M_{\text{из}} = 15767 \times 6 = 94602 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (70)$$

$$\text{Момент сопротивления сечения } W = \pi 12^3 / 32 = 169,65 \text{ мм}^3$$

$$(71)$$

Напряжения изгиба

$$\sigma = 94602 / 169,65 = 557,6 \text{ Н/мм}^2 \quad (72)$$

Коэффициент концентрации напряжения для $D/d = 1,02$ и $r/d = 0,04$ равен 1,7

Напряжения изгиба с учетом концентратора

$$\sigma = 1,7 \cdot 557,6 = 948 \text{ Н/мм}^2 \quad (73)$$

Коэффициент запаса

$$C = 1080 / 948 = 1,14 \text{ Н/мм}^2 \quad (74)$$

Вывод по разделу 2.10: Коэффициент запаса прочности: $C = 4,2$

2.5 Расчет рейки

Прочность стержня рейки на изгиб
Величина момента изгиба

Для расчета принимаем, результаты нагружения привода

1.1.1 Зона установки упора рейки (опора А)

- Изгибающий момент по варианту 2,2 – сжатие, рейка в крайнем левом положении, угол отклонения оси тяги 14° , усилие в плоскости оси упора рейки

$$M_{изг}=624080 \text{ Нмм}$$

- Изгибающий момент по варианту 3.2 – отбой, рейка смещена влево, угол отклонения оси тяги 22° , усилие в плоскости перпендикулярной плоскости оси упора рейки

$$M_{изг}=1011345 \text{ Нмм}$$

1.1.2 Зона установки втулки рейки (опора Б)

- Изгибающий момент по варианту 2.3 – сжатие, рейка смещена вправо, угол отклонения оси тяги 14° , усилие в плоскости оси упора рейки

$$M_{изг}=569672 \text{ Нмм}$$

- Изгибающий момент по варианту 3.3 – отбой, рейка смещена вправо, угол отклонения оси тяги 22° , усилие в плоскости оси упора рейки

$$M_{изг}=923174 \text{ Нмм}$$

Момент сопротивления сечения рейки

Нагружение в плоскости оси упора рейки (изгиб в плоскости сечения Y показан на рисунке 10)

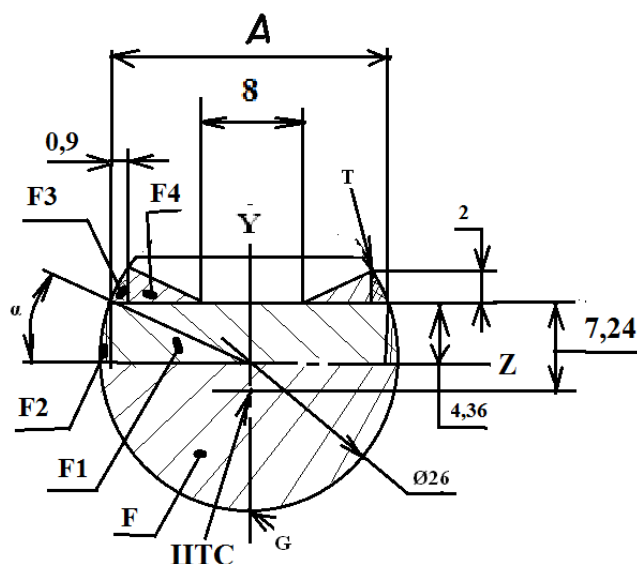


Рисунок 66. Схема сечения зубчатой части рейки

$$F = \pi 26^2 \setminus 8 = 265,464 \text{ мм}^2 \quad (75)$$

$$\alpha = \text{ArcSin} 4,36 \setminus 13 = 19,596^\circ \quad (76)$$

$$A = 2 \cdot 13 \cdot \text{Cos} 19,596^\circ = 24,5 \text{ мм} \quad (77)$$

$$F1 = 4,36 \cdot 24,5 = 106,8 \text{ мм}^2 \quad (78)$$

$$F2 = (26 - 24,5) \cdot 4,36 \setminus 2 = 3,27 \text{ мм}^2 \quad (79)$$

$$F3 = 2 \cdot 0,9 \setminus 2 = 0,9 \text{ мм}^2 \quad (80)$$

$$F4 = (0,5 \cdot 24,5 - 0,5 \cdot 8 - 0,9) \cdot 2 \setminus 2 = 7,35 \text{ мм}^2 \quad (81)$$

$$F_{\text{сум}} = 265,464 + 106,8 + 2 \cdot 3,27 + 2 \cdot 0,9 + 2 \cdot 7,35 = 395,3 \text{ мм}^2 \quad (82)$$

Положение центра тяжести сечений

$$\text{для } F — У_{\text{ц}} = 4R \setminus 3\pi = 4 \cdot 13 \setminus 3\pi = 5,517 \text{ мм} \quad (83)$$

$$\text{для } F1 — У_{\text{ц}} = 4,36 \setminus 2 = 2,18 \text{ мм} \quad (84)$$

$$\text{для } F2 — У_{\text{ц}} = 4,36 \setminus 3 = 1,45 \text{ мм} \quad (85)$$

$$\text{для } F3 — У_{\text{ц}} = 2 \setminus 3 = 0,7 \text{ мм} \quad (86)$$

$$\text{для } F4 — У_{\text{ц}} = 2 \setminus 3 = 0,7 \text{ мм} \quad (87)$$

Моменты инерции сечений

$$\text{для } F — J_z = 0,11 R^4 = 0,11 \cdot 13^4 = 3141,71 \text{ мм}^4 \quad (88)$$

$$\text{для } F1 — Jz = 24,5 \cdot 4,36^3 \cdot 12 = 169,2 \text{ мм}^4 \quad (89)$$

$$\text{для } F2 — Jz = 4,36^3 \cdot 0,75 \cdot 36 = 1,73 \text{ мм}^4 \quad (90)$$

$$\text{для } F3 — Jz = 23 \cdot 0,9 \cdot 36 = 0,2 \text{ мм}^4 \quad (91)$$

$$\text{для } F4 — Jz = 23 \cdot 7,35 \cdot 36 = 1,63 \text{ мм}^4 \quad (92)$$

Положение центра тяжести сечения относительно плоскости впадин
зуба

Статический момент относительно оси Z

$$U_z = 265,464 (5,517 + 4,36) + 106,8 \cdot 2,18 + 2 \cdot 3,27 (4,36 - 1,45) - \\ 2 \cdot 0,9 \cdot 0,7 - 2 \cdot 7,34 \cdot 0,7 = 2862,3 \text{ мм}^3 \quad (93)$$

$$H_c = 2862,3 \cdot 395,3 = 7,24 \text{ мм} \quad (94)$$

Положение ЦТС ниже оси Z

Момент инерции сечения

$$J = 3141,71 + 169,2 + 2 \cdot 1,73 + 2 \cdot 0,2 + 2 \cdot 1,63 + 265,464 (7,24 - \\ 5,517)^2 + 106,8 (7,24 - 2,18)^2 + 2 \cdot 3,27 (7,24 - 1,45)^2 + 2 \cdot 0,9 (7,24 + \\ 0,7)^2 + 2 \cdot 7,35 (7,24 + 0,7)^2 = 8100,05 \text{ мм}^4 \quad (95)$$

Момент сопротивления сечения относительно плоскости Z в точках T

$$W_{zT} = 8100,05 \cdot (7,24 + 2) = 876,63 \text{ мм}^3 \quad (96)$$

Момент сопротивления сечения относительно плоскости Z в точках G

$$W_{zG} = 8100,05 \cdot (13 + 4,36 - 7,24) = 800,4 \text{ мм}^3 \quad (97)$$

5.1.1.2 Нагружение в плоскости перпендикулярной плоскости оси
упора рейки (изгиб в плоскости сечения Z)

Моменты инерции сечений

для F

$$J_Y = \pi d^4 \cdot 128 = 0,11 R^4 = \pi 26^4 \cdot 128 = 11216 \text{ мм}^4 \quad (98)$$

для F1

$$J_Y = 24,5^3 \cdot 4,36 \cdot 12 = 5343,2 \text{ мм}^4 \quad (99)$$

для F2

$$J_Y = 4,36^3 \cdot 0,75 \cdot 48 = 1,3 \text{ мм}^4 \quad (100)$$

для F3

$$JY = 7,35^3 \cdot 2 \cdot 48 = 16,54 \text{ мм}^4 \quad (101)$$

для F4

$$JY = 0,9^3 \cdot 2 \cdot 48 = 0,03 \text{ мм}^4 \quad (102)$$

Положение центра тяжести сечений, центр тяжести сечения лежит на оси Y

$$\text{для } F — U_{ц} = 0 \quad (103)$$

$$\text{для } F1 — U_{ц} = 0 \quad (104)$$

$$\text{для } F2 — U_{ц} = (0,5 \cdot 24,5 + 0,25) = 12,5 \text{ мм} \quad (105)$$

$$\text{для } F3 — U_{ц} = (0,5 \cdot 24,5 - 0,3) = 11,95 \text{ мм} \quad (106)$$

$$\text{для } F4 — U_{ц} = (0,5 \cdot 24,5 - 0,9 - 2,45) = 8,9 \text{ мм} \quad (107)$$

Момент инерции сечения

$$J = 11216 + 5343,2 + 2 \cdot 1,3 + 2 \cdot 16,54 + 2 \cdot 0,03 + 265,456 (0) + 106,8 (0) + 2 \cdot 3,27 (12,5)^2 + 2 \cdot 0,9 (11,95)^2 + 2 \cdot 7,35 (8,9)^2 = 19038,2 \text{ мм}^4 \quad (108)$$

Момент сопротивления сечения относительно плоскости Y

$$W_y = 19038,2 \cdot \sqrt{13} = 1464,5 \text{ мм} \quad (109)$$

Материал рейки

Опора Б - сталь АЦ40Х улучшение (790...930) Н\мм².

Опора А - сталь АЦ40Х улучшение закалка сечения ТВЧ. Прочность сердцевины (790...930) МПа (Н\мм²) для слоя закалки ТВЧ с твердостью 390HV прочность 1255Н\мм², для расчета примем среднюю величину прочности 1022Н\мм²

Напряжение изгиба

Зона А (плоскость оси упора рейки)

В плоскости оси упора рейки

$$\delta_{2.2} T = 624080 \text{ Нмм} \cdot \sqrt{876,63 \text{ мм}^3} = 712 \text{ Н\мм}^2 \quad (110)$$

$$\delta_{2.2} G = 624080 \text{ Нмм} \cdot \sqrt{800,4 \text{ мм}^3} = 780 \text{ Н\мм}^2 \quad (111)$$

$$S_{2.2} T = 1022 \cdot \sqrt{712} = 1,44 \quad (112)$$

$$S_{2.2} G = 1022 \cdot \sqrt{780} = 1,3 \quad (113)$$

В плоскости перпендикулярной плоскости оси упора рейки

$$\delta_{3.2} = 1011345 \text{ Нмм} \sqrt{1464,5 \text{ мм}^3} = 691 \text{ Н} \sqrt{\text{мм}^2} \quad (114)$$

$$S_{3.2} = 1022 \sqrt{691} = 1,48 \quad (115)$$

Зона Б (плоскость втулки рейки)

$$W_z = W_y = \pi D^3 \sqrt{32} = \pi 263 \sqrt{32} = 1725,519 \text{ мм}^3 \quad (116)$$

Напряжение изгиба

$$\delta_{2.3} = 569672 \text{ Нмм} \sqrt{1725,519 \text{ мм}^3} = 330,15 \text{ Н} \sqrt{\text{мм}^2} \quad (117)$$

$$\delta_{3.3} = 923174 \text{ Нмм} \sqrt{1725,519 \text{ мм}^3} = 535,01 \text{ Н} \sqrt{\text{мм}^2} \quad (118)$$

Коэффициент запаса

$$S_{1.3} = 790 \sqrt{330,15} = 2,39 \quad (119)$$

$$S_{3.4} = 790 \sqrt{535,01} = 1,47 \quad (120)$$

Вывод по разделу: Коэффициенты запаса

$$S_{1.3} = 790 \sqrt{330,15} = 2,39$$

$$S_{3.4} = 790 \sqrt{535,01} = 1,47$$

2.6 Расчет картера привода

Усилия от тяг, действующие на картер привода

Усилия от тяг расположены в плоскостях:

β - положение плоскости оси тяги Q относительно плоскости D оси упора рейки (рисунок 11)

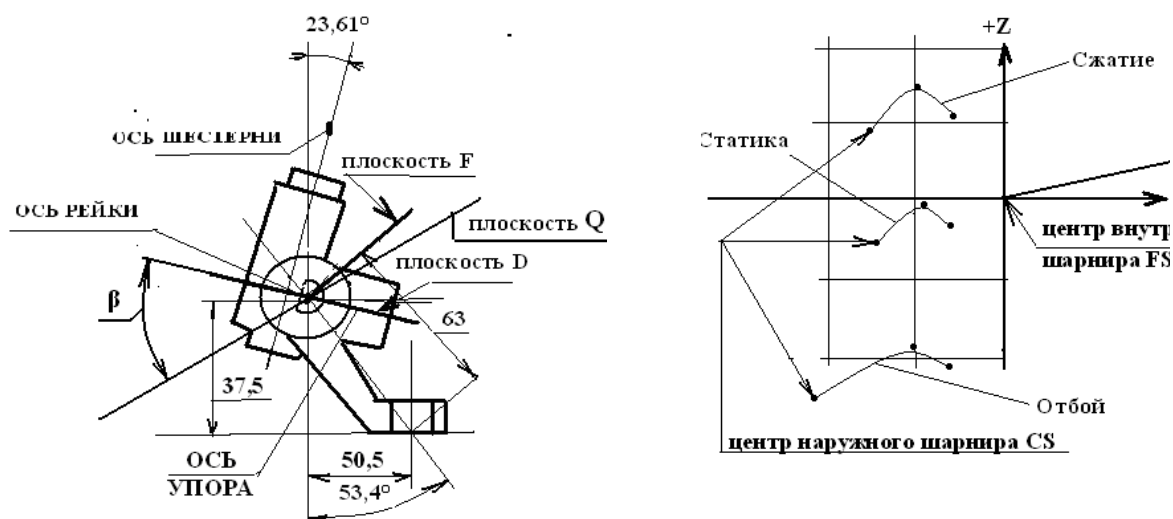


Рисунок 67 — Схема действия сил и положение тяг

Опоры картера испытывают сложное напряженное состояние от изгиба под действием нагрузок R от тяг и изгиба от воздействия силы P вдоль оси рейки

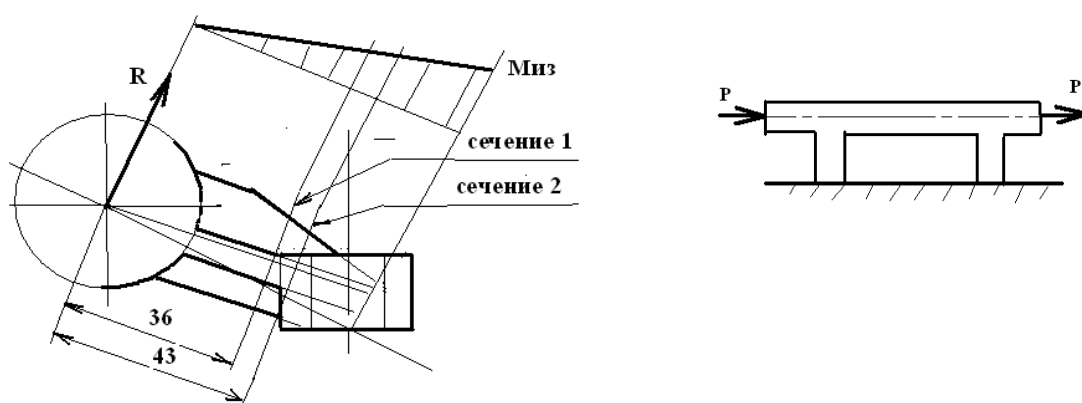


Рисунок 68 — Схема положения сечений правой опоры картера привода

Прочность поперечного сечения «трубы» картера привода

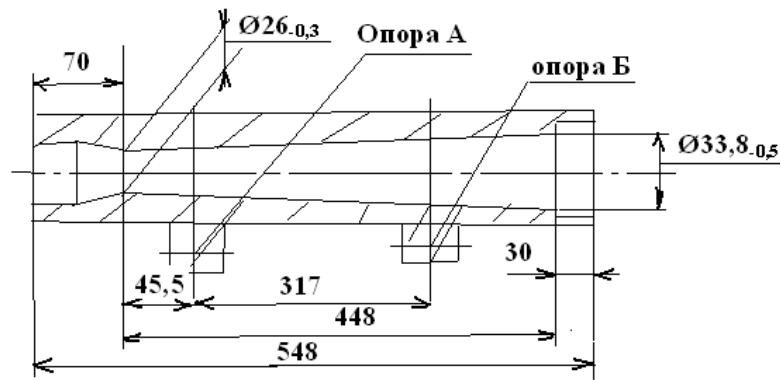


Рисунок 13 — Схема трубы картера привода

Момент сопротивления поперечного сечения «трубы» картера

$$W_z = W_y = \pi D^3 (1 - c^4) \sqrt{32} \quad (121)$$

Сечение в зоне опоры Б

где D - наружный диаметр сечения, мм

d - внутренний диаметр сечения, мм

$$c = d \sqrt{D}; \quad (122)$$

Сечение в зоне опоры Б

$d = 31,65$ мм

$$D = 31,65 + 2 \cdot 5,7 = 43,05 \text{ мм} \quad (123)$$

$$c = 31,65 \sqrt{43,05} = 0,735 \quad (124)$$

$$W_z = \pi 43,05^3 (1 - 0,735^4) \sqrt{32} = 5545,7 \text{ мм}^3 \quad (125)$$

Площадь поперечного сечения

$$F = \pi (43,05^2 - 31,65^2) \sqrt{4} = 668,8 \text{ мм}^2 \quad (126)$$

Принимаем для правого участка трубы картера

Сжимающая нагрузка $P = 15000$ Н

$M_{из} = 1130272$ Нмм для варианта нагружения 2.2 «Рейка находится в крайнем правом положении, осевое усилие на рейке воспринимается двумя тягами: правая тяга «отбой» с нагрузкой 15000 Н, угол 17° ; левая тяга «статика» с нагрузкой 14345 Н, угол 8° »

Напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} = 15000 \text{ Н} \sqrt{668,8 \text{ мм}^2} = 22,4 \text{ Н} \sqrt{\text{мм}^2} \quad (127)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma = \sqrt{1130272 + 5545,7} = 203,8 \text{ Н/мм}^2 \quad (128)$$

Суммарное напряжение по 4-й теории прочности

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{22,4^2 + 203,8^2} = 203,8 \text{ Н/мм}^2 \quad (129)$$

Коэффициент запаса

$$C = \frac{240}{193,6} = 1,24 \quad (130)$$

Вывод по разделу 2.6: Коэффициент запаса прочности картера привода:

$$C = 1,24$$

2.7 Расчет соединения гайка – шариковый подшипник привода
(рисунок 69)

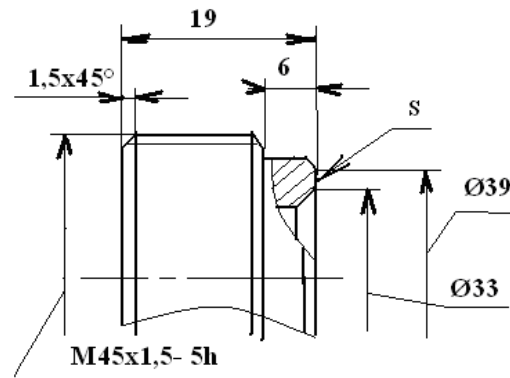


Рисунок 69 — Размеры гайки

Площадь опорной поверхности

$$S = \pi (39^2 - 33^2) / 4 = 339,3 \text{ мм}^2 \quad (131)$$

Осевое усилие в зацеплении при крутящем моменте на валу шестерни 200Нм равно $F_a = 12519 \text{ Н}$

Момент затяжки резьбового соединения определяется по формуле

$$M_{\text{зат}} = F(d_2 / 2 \times \text{tg}(\nu + \rho_l) + \mu_a r_\alpha) \quad (132)$$

где:

F - усилие затяжки, Н;

$M_{\text{зат}}$ – момент затяжки, Нм;

$d_2 = 45 - 1 + 0,026 = 44,026$ – средний диаметр резьбы болта, мм;

$$\nu = \text{arctg}(h / \pi d_2), \text{ град}; \quad (133)$$

$$\rho_l = \text{arctg}(\mu_a / \text{Cos } \alpha / 2), \text{ град}; \quad (134)$$

$r_\alpha = 0,25(D_1 + D_2)$, радиус трения, мм;

$h = 1,5$ - шаг резьбы, мм;

μ_a – коэф. трения в резьбе и опорной поверхности, принимаем $\mu_a = 0,12$

$$\nu = \text{arctg}(1,5 / \pi 44,026) = 0,621^\circ \quad (135)$$

$$\rho_{l0,1} = \text{arctg}(0,12 / \text{Cos } 60^\circ / 2) = 7,889^\circ \quad (136)$$

Радиус трения

Вся опорная поверхность

$$r\alpha = 0,25(39 + 33) = 18 \text{ мм} \quad (137)$$

$$M_{\text{зат}} = F (44,026 \sqrt{2} \operatorname{tg}(0,621^\circ + 7,889^\circ) + 0,12 \cdot 18) = 5,4538 F; \quad (137)$$

Осевое усилие в резьбовом соединении при затяжке

$$F = 0,1833 * M_{\text{зат}} \quad (138)$$

Минимальное усилие затяжки определяется по формуле

$$P_{\text{зат}} = Q P_{\text{раб}} \quad (139)$$

где Q –коэффициент затяжки, равный 0,5...2. Принимаем Q = 1,5

$$P_{\text{раб}} = Fa = 12519 \text{ Н} \quad (140)$$

$$P_{\text{зат}} = 1,5 \cdot 12519 \text{ Н} = 18778,5 \text{ Н} \quad (141)$$

Величина момента затяжки

$$M_{\text{зат}} = 5,4538 \cdot 18778,5 = 102414,18 \text{ Нмм} = 102,4 \text{ Нм} \quad (142)$$

Принимаем $M_{\text{зат}} = 105 \text{ Нм}$

Напряжение смятия на опорной поверхности соединения подшипник-гайка

Величина осевого усилия от момента затяжки

$$F = 0,1833 \cdot 105 \cdot 1000 = 19247 \text{ Н} \quad (143)$$

Суммарное усилие от та затяжки и осевой силы в зацеплении

$$P_{\text{сум}} = F + Fa \quad (144)$$

$$P_{\text{сум}} = 19247 \text{ Н} + 12519 \text{ Н} = 31766 \text{ Н} \quad (145)$$

$$\delta = 31766 \sqrt{339,3 \text{ мм}^2} = 93,62 \text{ Н/мм}^2 \quad (146)$$

Прочность материала подшипника $\sigma = > 1000 \text{ Н/мм}^2$

Прочность материала гайки $\sigma = 580 \text{ Н/мм}^2$

Прочность картера $\sigma = 240 \text{ Н/мм}^2$

Коэффициент запаса

$$C = 240 \sqrt{93,62} = 2,56 \quad (146)$$

7.2 Напряжение смятия на витках резьбы соединения подшипник-гайка

Количество витков резьбы в соединении

$$i = (19 - 6 - 2 \cdot 1,5) / 1,5 = 6,67 \quad (147)$$

Площадь витка резьбы М45х1,5

$$S = \pi (45^2 - (45 - 2 + 0,376)^2) / 4 = 35,88 \text{ мм}^2 \quad (148)$$

Напряжение смятия

$$\delta = 31766 \text{ Н} / (35,88 \text{ мм}^2 \cdot 6,67) = 132,73 \text{ Н} / \text{мм}^2 \quad (149)$$

Коэффициент запаса

$$C = 240 / 132,73 = 1,81 \quad (150)$$

Вывод по разделу 2.7: Коэффициент запаса прочности гайки подшипника шестерни: $C = 1,81$

2.8 Расчет соединения гайка упора – картер привода

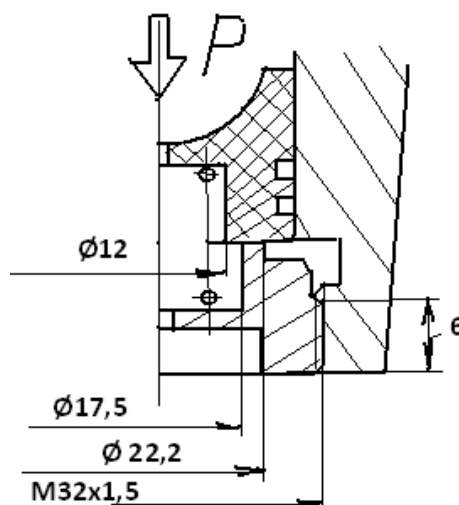


Рисунок 70 — Схема установки гайки упора рейки в картер

Усилие, действующее на упор рейки при крутящем моменте на шестерне 200Нм

Величина реакции на опоре А в плоскости оси упора рейки (вариант расчета 2.3) (с учетом положения плоскости расположения оси левой тяги определяемой углом β):

$$FLA1 = RA1 \cos\beta = 4932\text{Н} \cos 10,293^\circ = 4852\text{Н} \quad (151)$$

Радиальное усилие в зацеплении $F_r = 11203\text{Н}$

Суммарное усилие, действующее на упор рейки при $M_{кр} = 200\text{Нм}$

$$P = 4852\text{Н} + 11203\text{Н} = 16055\text{Н} \quad (152)$$

Момент затяжки резьбового соединения определяется по формуле

$$F = M_{зат} \sqrt{(d_2^2 \times \operatorname{tg}(\nu + \rho_l) + \mu_2 r_\alpha)} \quad (153)$$

где:

F-усилие затяжки, Н;

$M_{зат}$ – момент затяжки, Нм

$d_2 = 32 - 1 + 0,026 = 31,026$ –средний диаметр резьбы гайки, мм

$$\nu = \operatorname{arctg}(h / \pi d_2), \text{град}; \quad (154)$$

$$\rho_l = \operatorname{arctg}(\mu_1 \sqrt{\cos \alpha}), \text{град}; \quad (155)$$

$$r_\alpha = 0,25(D_1 + D_2), \text{радиус трения, мм}; \quad (156)$$

$h = 1,5$ - шаг резьбы, мм;

μ_1 – коэф. трения в резьбе, принимаем 0,1;

μ_2 – коэф. трения в опорной поверхности, принимаем 0,12

$$\nu = \arctg(1,5 \sqrt{\pi 31,026}) = 0,88166^\circ \quad (157)$$

$$\rho/0,1 = \arctg(0,1 \sqrt{\cos 60^\circ}) = 6,58677^\circ \quad (158)$$

Радиус трения

Вся опорная поверхность

$$r\alpha = 0,25(17,5 + 22,2) = 9,925 \text{ мм} \quad (159)$$

$$F = M_{\text{зат}} \sqrt{(31,026 \sqrt{2} \operatorname{tg}(0,88166^\circ + 6,58677^\circ) + 0,12 \cdot 9,925)} = 0,31126 M_{\text{зат}}; \quad (160)$$

Осевое усилие в сечении гайки при затяжке

$$F = 0,31126 M_{\text{зат}}; \quad (161)$$

При регулировке зазора в зацеплении шестерня-рейка, гайка затягивается крутящим моментом:

методика 2108 $M_{\text{зат}} = 11 \text{ Нм}$, величина осевого усилия при затяжке - 3424Н

методика 2110 $M_{\text{зат}} = 15 \text{ Нм}$, величина осевого усилия при затяжке - 4669Н

Напряжение смятия в витках резьбы соединения гайка-картер при затяжке

Количество витков резьбы в соединении

Количество витков резьбы в соединении $n = 6 \text{ мм} / 1,5 \text{ мм} = 4$

Площадь витка резьбы M32x1,5

$$S = \pi (32^2 - 30,376^2) / 4 = 79,56 \text{ мм}^2 \quad (162)$$

Напряжение смятия

$$\sigma = P / S n = 16055 \text{ Н} / 79,56 \text{ мм}^2 \cdot 4 = 50,45 \text{ Н/мм}^2 \quad (163)$$

Прочность материала картера $\sigma = 240 \text{ Н/мм}^2$

Прочность материала гайки $\sigma = 580 \text{ Н/мм}^2$

Коэффициент запаса

$$C = 240 \setminus 50,45 = 4,8 \quad (164)$$

Напряжение смятия в соединении торец упора рейки – гайка

Площадь опоры

$$S = \pi (22,2^2 - 17,5^2) \setminus 4 = 146,55 \text{ мм}^2 \quad (165)$$

Напряжение смятия

$$\sigma = P \setminus F_{\text{сум}} = 16055 \text{ Н} \setminus 146,55 \text{ мм}^2 = 109,55 \text{ Н} \setminus \text{мм}^2 \quad (166)$$

Коэффициент запаса

$$C = 240 \setminus 109,55 = 2,2 \quad (167)$$

Вывод по разделу 2.8: Коэффициент запаса прочности упора рейки:

$$C = 2,2$$

2.9 Упор рейки

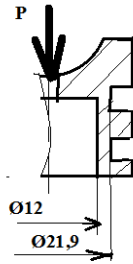


Рисунок 71 — Схема нагружения упора рейки

Площадь сечения упора по канавке

$$F = \pi (21,9^2 - 12^2) / 4 = 263,59 \text{ мм}^2 \quad (168)$$

Усилие Р действующее на упор рейки

$$P = Fr_{ш} = 25322 \text{ Н}; \quad (169)$$

Напряжение сжатия в зоне кольцевой канавки

$$\sigma = 25322 / 263,59 = 96,01 \text{ Н/мм}^2 \quad (170)$$

Материал упора рейки металлокерамика ЖГр0,5Д1,5

Аналог ПК10Д5 ГОСТ 28378-89 (углерод не более 0,3%, медь 4-6%)

Плотность, не менее 6 г/см³, Твердость HB75, прочность при растяжении 200 МПа

Аналог ПК10Д3К ГОСТ 28378-89 (углерод не более 0,3%, медь не 1-4%, титан 0,15-0,4%)

Плотность, не менее 6 г/см³, Твердость HB55, прочность при растяжении 160 МПа

Принимаем $\sigma_{вр} = 160 \text{ МПа}$

Коэффициент запаса $C = 160 / 96,01 = 1,7$

Вывод по разделу 2.9: Коэффициент запаса прочности вкладыша упора рейки: $C = 1,7$

2.10 Вкладыш упора рейки

Напряжение сжатия

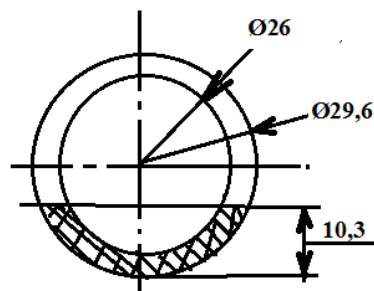


Рисунок 72 — Схема вкладыша упора рейки

Длина окружности по среднему диаметру

$$C = \pi 27,8 = 87,34 \text{ мм} \quad (171)$$

$$\text{Угол } \alpha = \arcsin \left(\frac{0,5 \cdot 27,8 - 10,3}{0,5 \cdot 27,8} \right) = 15,01^\circ \quad (172)$$

Длина окружности вкладыша

$$C_{\text{вкл}} = 87,34 \cdot \frac{360}{180} \cdot (180 - 2 \cdot 15,01) = 36,4 \text{ мм} \quad (173)$$

Размер эллипса

$$A = 36,4 \times B = 29 \text{ мм} \quad (174)$$

Поверхность эллипса

$$F = \pi A B = \pi 18,2 \cdot 14,5 = 829,1 \text{ мм}^2 \quad (175)$$

Усилие P действующее на упор рейки

$$P = Fr_{\text{ш}} = 25322 \text{ Н} \quad (176)$$

Напряжения сжатия

$$\sigma = \frac{25322}{829,1} = 30,54 \text{ Н/мм}^2 \quad (177)$$

Материал вкладыша ПА 66-КС $\sigma_b = 128 \text{ Мпа}$

Коэффициент запаса

$$C = \frac{128}{30,54} = 4,2 \quad (178)$$

Вывод по разделу 2.10: Коэффициент запаса прочности вкладыша упора рейки: $C = 4,2$

2.11 Втулка рейки

Величина напряжения сжатия на наружной поверхности втулки

Площадь наружной поверхности втулки с учетом 2-х кольцевых канавок

$$F1 = \pi 35 14,4 - 2 \pi 35 2,7 = 989,6 \text{ мм}^2 \quad (179)$$

Площадь «прорезей» на наружной боковой поверхности

$$F2 = 2 12 4 + 1,5 10,5 4 = 159 \text{ мм}^2 \quad (180)$$

$$F_{\text{сум}} = 989,6 - 159 = 830,6 \text{ мм}^2 \quad (181)$$

Принимаем, что нагрузка воспринимается 75% от половины поверхности контакта $F_{\text{сум}}$

$$F_{\text{раб}} = 0,5 \times 830,6 \times 0,75 = 311,5 \text{ мм}^2 \quad (182)$$

Усилие в зоне втулки рейки $P = 8004 \text{ Н}$ (вариант расчета 5.6)

Материал полифармольдегид, $\sigma = 70 \text{ Мпа}$

Напряжение сжатия

$$\sigma = 8004 / 311,5 = 25,5 \text{ Н/мм}^2 \quad (183)$$

Коэффициент запаса

$$C = 70 / 25,5 = 2,75 \quad (184)$$

Величина напряжения сжатия на внутренней поверхности втулки
Величина внутренней поверхности втулки

$$F1 = \pi 26 * 14,4 = 1176,2 \text{ мм}^2 \quad (185)$$

Площадь «прорезей» на внутренней боковой поверхности

$$F2 = 2 * 12 * 4 + 1,5 * 10,5 4 = 159 \text{ мм}^2 \quad (186)$$

$$F_{\text{сум}} = 1176,2 - 159 = 1017 \text{ мм}^2 \quad (187)$$

Принимаем, что нагрузка воспринимается 75% от половины поверхности контакта $F_{\text{сум}}$

$$F_{\text{раб}} = 0,5 \times 1017 \times 0,75 = 381,4 \text{ мм}^2 \quad (188)$$

Напряжение сжатия

$$\sigma = 8004 / 381,4 = 21 \text{ Н/мм}^2 \quad (189)$$

Коэффициент запаса

$$C = 70 \sqrt{21} = 3,3 \quad (190)$$

Вывод по разделу 2.11: Коэффициент запаса прочности втулки рейки:

$$C = 3,3$$

2.12 Результаты расчета привода

Нагружение статической нагрузкой

Нагружение привода крутящим моментом $\pm 200 \text{ Нм}$, приложенным к шестерне привода (таблица 18).

Осевое усилие на рейке $F_o = 23593 \text{ Н}$

Осевое усилие на шестерне $F_a = 12519 \text{ Н}$

Радиальное усилие в зацеплении $F_r = 11203 \text{ Н}$

Критическое осевое усилие на тяге $R = 15000 \text{ Н}$

Таблица 18 — Результаты расчёта привода

| Деталь | Расчетное напряжение, Н/мм^2 | Допускаемое напряжение, Н/мм^2 | Коэффициент запаса |
|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
| Шестерня | | | |
| на кручение в зоне кольцевой канавки | $\tau_{\text{max}} = 457,85 \text{ Н/мм}^2$ | сталь 18NiCrMo5 твёрдость 33,6 HRC $\sigma = 1080 \text{ Н/мм}^2$ | 2,34 |
| усилие изгиба для разрушения в зоне кольцевой канавки | $\sigma_{\text{min}} = 1080 \text{ Н/мм}^2$ $P = 2658 \text{ Н}$ | $\sigma = 1907,7 \text{ Н/мм}^2$ (по результатам испытаний) $P = 6573 \text{ Н}$ | 2,47 |
| стопорное кольцо шестерни | $\sigma_{\text{cm}} = 244,7 \text{ Н/мм}^2$ | Сталь 17Гс ГОСТ 19281-89 твёрдость 145...152 HB, прочность $\sigma = 485 \text{ Н/мм}^2$ | 1,98 |
| хвостовик под | $\sigma = 948 \text{ Н/мм}^2$ | сталь 18NiCrMo5 | 1,14 |

| | | | |
|---------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|------|
| установку роликового подшипника | | твердость 33,6 HRC $\sigma = 1080 \text{ Н/мм}^2$ | |
| Рейка | | | |
| Зона зубчатой части | $M_{изг} = 624080 \text{ Нмм}$ $\delta_{3.2} = 780 \text{ Н/мм}^2$ | сталь АЦ40Х улучшение, закалка $\sigma = 1022 \text{ Н/мм}^2$ | 1,3 |
| Зона цилиндрической части | $M_{изг} = 923174 \text{ Нмм}$ $\delta_{3.3} = 535 \text{ Н/мм}^2$ | сталь АЦ40Х улучшение $\sigma =$ (790...930) Н/мм^2 | 1,47 |
| Прочность зуба на изгиб | $M_{кр} = 200 \text{ Нм}$ $\sigma = 1190 \text{ Н/мм}^2$ | Рейка $\sigma = 1836,8 \text{ Н/мм}^2$ | 1,5 |
| Шариковый подшипник | $M_{кр} = 200 \text{ Нм}$ крутящий момент на шестерне F_a - осевая нагрузка 12519 Н $F_{гшп}$ - радиальная нагрузка 9555 Н Эквивалентная статическая нагрузка $P_0 = 11993 \text{ Н}$ | $C_0 = 5000 \text{ Н}$ - статическая грузоподъемность; $C_B = 50000 \text{ Н}$ | 4,17 |
| Роликовый подшипник | $F_{грп}$ - радиальная нагрузка 15767 Н | $C_0 = 9400 \text{ Н}$ -- статическая грузоподъемность $C_B = 94000 \text{ Н}$ | 5,96 |
| Гайка упора рейки | | | |
| Напряжения смятия в | Осевое усилие | Прочность | 4,8 |

| | | | |
|----------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| витках резьбы | 16055Н $\sigma_{см} = 50,45 \text{Н/мм}^2$ | материала картера $\sigma = 240 \text{Н/мм}^2$ Прочность материала гайки $\sigma = 580 \text{Н/мм}^2$ | |
| Напряжения смятия торец упора рейки- гайка | $\sigma_{см} = 109,55 \text{Н/мм}^2$ | Прочность материала картера $\sigma = 240 \text{Н/мм}^2$ Прочность материала гайки $\sigma = 580 \text{Н/мм}^2$ | 2,2 |
| Гайка подшипника шестерни | | | |
| Напряжения смятия на опорной поверхности гайка-подшипник | $M_{зат} = 105 \text{Нм}$ $F_a = 12519 \text{Н}$ $\delta_{сум} = 93,6 \text{Н/мм}^2$ | Прочность материала подшипника $\sigma =$ $> 1000 \text{Н/мм}^2$ Прочность материала гайки $\sigma = 580 \text{Н/мм}^2$ | 2,56 |

| | | | |
|------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| Напряжения смятия на витках резьбы | $\delta=132,7\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | Прочность материала картера $\sigma=240\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ Прочность материала гайки $\sigma= 580\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | 1,81 |
| Корпус внутреннего наконечника | | | |
| Напряжение растяжения в резьбовом хвостовике | Мзат=100Нм Коэффициент трения $\mu_a 0,1$ $\delta_{\Sigma} = 404 \text{ н}\backslash\text{мм}^2$ | Сталь 50 под холодную высадку $\delta=450..570\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ сталь АЦ40Х улучшение $\sigma=(790...930)\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | 1,11 |
| Напряжения смятия в витках резьбы при затяжке | Мзат=100Нм $\sigma_{см} = 208,3\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | Сталь 50 под холодную высадку $\delta=450..570\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | 2,16 |
| Напряжения смятия стопорной шайбы | Мзат=100Нм $\sigma_{см}= 289,1\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | Сталь 70 отожженная $\sigma = (440...740)\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | 1,52 |
| Картер привода | | | |
| Напряжения изгиба в поперечном сечении трубы картера | Сжимающая нагрузка $P= 15000\text{Н}$ Изгибающий момент $M_{из} =1130272\text{Нмм}$ $\sigma_{сум}=193,6\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | Прочность материала картера $\sigma=240\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | 1,24 |
| Напряжения в правой | Сжимающая | Прочность | 1,36 |

| | | | |
|---------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|------|
| опоре картера по сечению 2. Форма поперечного сечения согласно рисунку 11 | нагрузка $P=15000\text{Н}$ Момент изгиба $M_{из}=446684\text{Нмм}$ $\sigma_{сум}=177\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | материала картера $\sigma=240\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | |
| Момент затяжки болтов крепления привода | Момент затяжки 180Нм Напряжения смятия $\sigma=159,3\text{мм}^2$ | Прочность материала картера $\sigma=240\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | 1,51 |
| Упор рейки | | | |
| Напряжение сжатия по кольцевой канавке | $\sigma=96,01\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | металлокерамика ЖГр0,5Д1,5 $\sigma_{вр}=160\text{Мпа}$ | 1,7 |
| Вкладыш упора рейки | | | |
| Напряжения сжатия | $\sigma=30,54\text{Н}\backslash\text{мм}^2$ | $\sigma=128\text{Мпа}$ | 4,2 |
| Втулка рейки | | | |

| | | | |
|---------------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------------------------|------|
| Напряжения сжатия на наружной поверхности | $\bar{\sigma} = 25,5 \text{ Н/мм}^2$ | Материал полифармоальдегид $\sigma = 70 \text{ Мпа}$ | 2,75 |
| Напряжения сжатия на внутренней поверхности | $\bar{\sigma} = 21 \text{ Н/мм}^2$ | | 3,3 |

Вывод по второму разделу: были получены результаты расчёта и приведены коэффициенты запаса прочности для деталей привода, представленные в таблице 18.

Заключение

В данной работе был проведён краткий обзор, включающий в себя рассмотрение особенностей конструкции, а также преимуществ и недостатков различных типов приводов, составлена классификация и исходя из полученной информации был выбран наиболее предпочтительный с точки зрения, как долговечности, так и с точки зрения надёжности и простоты изготовления и эксплуатации привод.

Далее после выбора типа привода были получены основные компоновочные характеристики. После чего был разработан привод с характеристиками, соответствующими разработанными ранее.

Наиболее важными характеристиками можно считать характеристики, полученные в первом разделе главы: «Расчёт привода».

Угол наклона шестерни по отношению к рейке $\varphi = 24,53^\circ$. Передаточное число механизма, которое обеспечивается эвольвентным зацеплением шестерни и рейки, которое выражается в числе оборотов шестерни при ходе рейки 153,4мм должно быть 2,88 оборота от левого крайнего положения к правому.

Приведены расчёты наиболее важных частей привода, которыми обеспечиваются заданные характеристики на прочность, а именно: рейки, шестерни, подшипников шестерни, втулки и упора рейки.

В результате расчётов привода на прочность были получены коэффициенты запаса удовлетворяющие (>1) условиям безотказной работы механизма на протяжении всего срока его эксплуатации.

В результате расчёта привода были рассчитаны и получены и приведены ниже коэффициенты запаса прочности в наиболее нагруженных областях:

Наименьший коэффициент запаса прочности шестерни =1,14

Наименьший коэффициент запаса прочности рейки =1,3

Наименьший коэффициент запаса прочности роликового подшипника
шестерни =5,96

Наименьший коэффициент запаса прочности шарикового подшипника
шестерни =4,17

Наименьший коэффициент запаса прочности упора рейки =1,87

Наименьший коэффициент запаса прочности втулки рейки =2,75

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Dainius Luneckas, Vilius Bartulis, Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Mokslas:Lietuvos Ateitis, 2014
2. Duna Tariq Yaseen, Graphical user interface (GUI) for design of passenger car suspension system using random road profile / International Journal of Energy and Environment, 2016
3. Kuhn, M. Automotive Powertrain Technologies through 2016 and 2025 [Electronic resource] / Mark Kuhn. – Michigan : University of Michigan (Transportation Research Institute), 2012. – Режим доступа <http://www.umtri.umich.edu/content/Mark.Kuhn.Ricardo.Marketing.PT.2012.pdf>, свободный. – Загл. с экрана.
4. Lucian Roman, Mathematical model and software simulation of suspension's system from Opel cars / Annals of the Oradea University: Fascicle Management and Technological Engineering, 2014
5. U.S. Refinery Yield [Electronic resource]. – Washington: United States Energy Information Administration, 2019. – . – Режим доступа : https://www.eia.gov/dnav/pet/pet_pnp_pct_dc_nus_pct_m.htm. – Загл. с экрана.
6. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчёт Системы управления и ходовая часть [Текст]/ А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; под ред. А.И. Гришкевича. Минск Выш.шк. —1987. — 200с.
7. Автомобили: учеб. Пособие для ВУЗов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» [Текст]/ А.В. Богатырёв, Ю.К. Есеновский, В.А. Чернышев — М: КолосС, 2006 — 492с.
8. Антонюк Е., Зубчатые передачи: нормативно-методическое обеспечение точности зубчатых передач на этапе проектирования [Текст]/ Е. Антонюк и др. — М.: Белорусская наука, 2016 — 251 с.
9. Ануриев В.И., Справочник конструктора-машиностроителя

[Текст] / В.И. Анурьев — М.: Машиностроение-1, 2006. — 928 с.

10. Баринов А.А. Элементы расчёта агрегатов автомобиля: учебное пособие [Текст]/ А.А. Баринов 2 издание — Вологда:ВоГТУ, 2002-147с.

11. Буранов, И. На чем ездят россияне [Электронный ресурс] / И. Буранов

12. Заблонский К.И., Расчёт и конструирование зубчатых передач [Текст]/ К.И. Заблонский — М.: Машгиз, 1958 — 174 с.

13. И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов., Соппротивление материалов [Текст]/ М.: Москва 1986 —553с.

14. Кисуленко Б.В., Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили / Б.В. Кисуленко; Ю.В. Деменьтьев; И.А. Венгеров —М.: Автополис-плюс, 2005. — 482 с.

15. Кокорин, А.О. Изменение климата: обзор Пятого оценочного доклада МГЭИК [Текст] / А.О. Кокорин — М.: Всемирный фонд дикой природы (WWF), 2014. — 80 с.

16. Кравец В.Н. Теория автомобиля:учебное пособие [Текст]/В.Н. Кравец. — Нижний Новгород: НГТУ, 2007— 237с.

17. Малиновский М.П., Экспериментальное исследование характеристик систем управления транспортных средств [Текст]/ М.П. Малиновский — М.: МАДИ, 2011 —123 с.

18. Перспективы энергетических технологий. В поддержку Плана действий «Группы восьми». Сценарии и стратегии до 2050 г. [Электронный ресурс]. – М. : ОЭСР/МЭА, WWF России, 2007. – . – Режим доступа https://wwf.ru/upload/iblock/164/perspective_20x27_new.pdf, свободный. – Загл. с экрана.

19. Пузанков А.Г. Автомобили. Конструкция, теория и расчёт [Текст]/ А.Г. Пузанков—М.: Академия, 2013 -554с.

20. Стёпин П.А., Соппротивление матреиалов [Текст]/ П.А. Стёпин — М.: Высшая школа, 1998. — 368 с.