"Малогабаритное рельсовое транспортное средство для перевозки обслуживающего персонала железной дороги и малоразмерных грузов"

1 Построение 3D модели

При выборе конкретных инструментов моделирования и методов анализа предпочтение следует отдавать пакетам, имеющим достаточный функциональный инструментарий, позволяющий оценить проектные решения с достаточной степенью точности. Немаловажными факторами при выборе CAD-системы является дружественность интерфейса (что напрямую определяет скорость решения и упрощает проектирование), наличие средств визуализации получаемых результатов, а также распространенность пакетов в практике машиностроения в целом и в двигателестроении в частности. С целью обеспечения достоверности полученных результатов было принято решение об использовании параллельно двух пакетов 3D моделирования, а именно Autodesk Inventor 2016 и Solid Works 2014, а также двух пакетов инженерного анализа COSMOS\Works и ANSYS. Совокупность этих пакетов составляет проектный комплекс. В последнее время обозначилась тенденция группирования инструментов геометрического моделирования и расчетных программ, использующих метод конечных элементов, в интегрированные системы. Функциональность подобных систем позволяет решать широкий круг задач по расчету и оптимизации деталей и конструкторских решений, практически не прибегая к натурному эксперименту, который, как правило, требует больших материальных вложений и занимает продолжительное время.

2 Параметры транспортной мотодрезины

Дрезина транспортная (рисунок 1) предназначена для перевозки рабочих, инструмента, различных материалов и механизмов к месту выполнения работ при ремонте и текущем содержании железнодорожного пути колеи 1520 мм. Может использоваться с прицепом.

Рисунок 1 – Общий вид спроектированной транспортной дрезины

Транспортная дрезина оснащена одноцилиндровый дизельным двигателем МД-8 объемом 396 см^3 и мощностью 5,9 кВт. Количество ведущих осей – 1 (задняя ось). Развивает скорость до 50 км/ч. Рассчитана для перевозки до 6 человек – спиной друг к другу, по трое: лицом налево и направо по ходу движения дрезины. Дрезина является съемной.

Исходными данными послужили изображения и фотоматериал реальной конструкции прототипа (транспортная дрезина ТД-5М), на основании которых были построены и доработаны 3D - модели.

3 Проектирование силового агрегата для привода транспортной мотодрезины

На первом этапе производилось построение *3D* - моделей деталей дизельного двигателя (таблица 1). Исходными данными послужили чертежи реальной конструкции прототипа – дизельного двигателя МД-8, на основании которых были построены *3D* - модели.

Таблица 1 – Технические характеристики семейства двигателей МД

Параметры	Значение	
	МД-6	МД-8
Тип дизеля	Четырехтактный	
Число цилиндров	1	
Диаметр цилиндра, мм	80	82
Ход поршня, мм	75	
Рабочий объем цилиндра, л	0,377	0,396
Степень сжатия	19,3	
Способ смесеобразования	Непосредственное впрыскивание	
Средняя скорость поршня, м/с	7,5	
Частота вращения коленчатого вала на холостом ходу, мин -1: - минимальная - максимальная, не более	 1600 3300	
Максимальное значение вращающего момента, Нм, не менее	15,2	17,7
Мощность номинальная (без воздухоочистителя и глушителя), кВт (л. с.)	$4.4^{+1.1}(6^{+1.5})$	$5.9^{+0.70}_{-0.35}$ $(8^{+1.0}_{-0.5})$

Пример процесс моделирования дизельного двигателя, а именно кривошипно-шатунного представлен на рисунке 2 (страница 4).

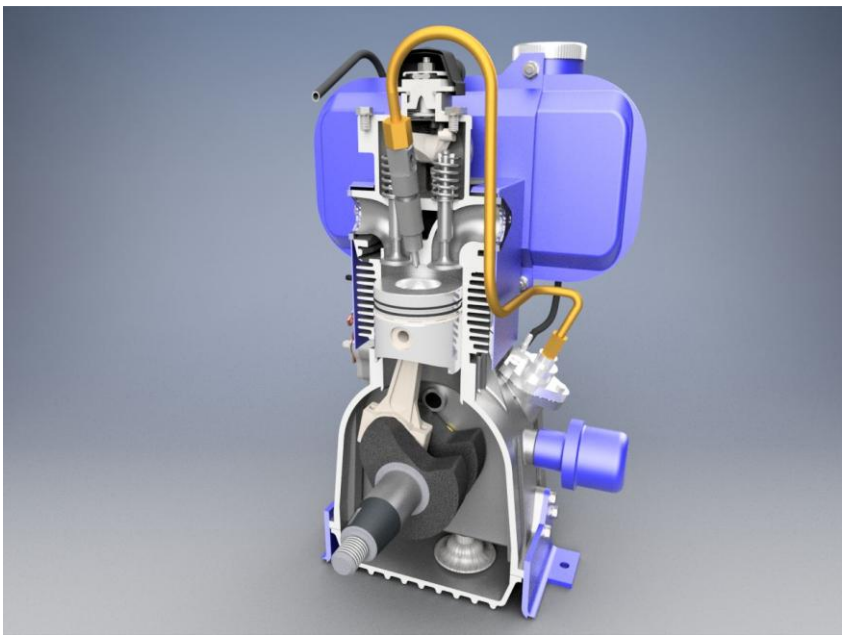


Рисунок 2 – Процесс моделирования кривошипно-шатунного механизма

Готовая модель дизельного двигателя для привода транспортной мотодрезины представлена на рисунке 3.

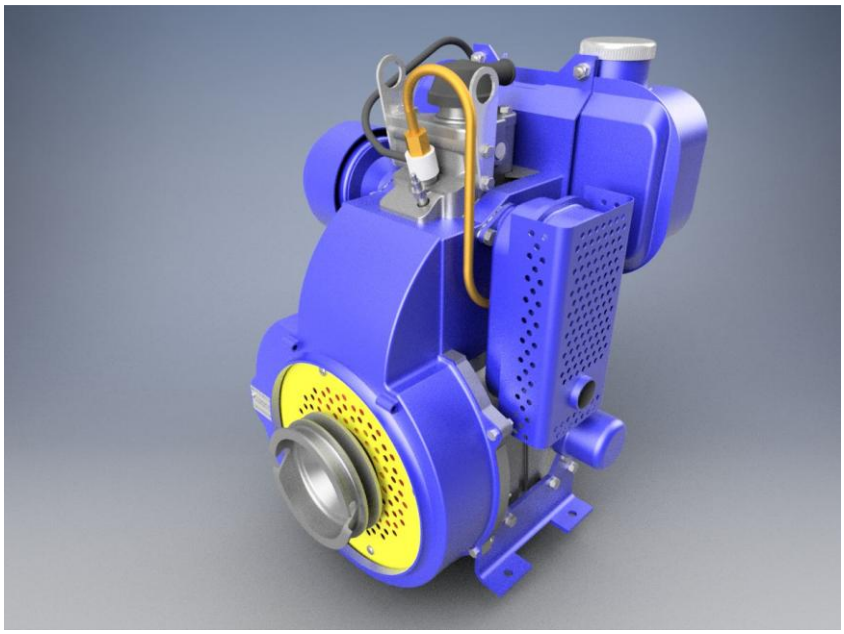


Рисунок 3 – Готовая модель дизельного двигателя

Следующим этапом проводился инженерный анализ отдельных механизмов, определяющих конструкцию двигателя в целом. Данный этап рассмотрим на примере анализа теплонапряженного состояния головки двигателя. Головка цилиндра двигателя является одной из самых ответственных деталей, несущей

высокие тепловые и механические нагрузки. Она имеет сложную геометрическую форму и ее отдельные части подвергаются неравномерному нагреву. Совершенство конструкции головки цилиндра в значительной степени определяет совершенство конструкции двигателя. Создание оптимальной конструкции головки еще не гарантирует надежную работу системы охлаждения и двигателя в целом, но в значительной мере предопределяет ее. Рост теплонапряженности приводит к увеличению деформации элементов головки двигателя, уменьшению зазоров между стержнем клапана и направляющей втулкой, что ухудшает условия смазки, разрушает масляную пленку, увеличивает силу трения между поверхностями движущихся относительно друг друга деталей и влечет за собой увеличение износа и соответствующее снижение моторесурса двигателя. Теплонапряженность в головке двигателя в первом приближении можно характеризовать температурой в перемычке между клапанами.

Определение всего температурного поля в головке цилиндра малоразмерного дизеля, особенно в перемычке между клапанами, является задачей сложной и для ее решения требуются специальное программное обеспечение. К конструкции головки предъявляются следующие основные требования:

а) соответствие величины поверхности охлаждающих ребер количеству отводимой тепловой энергии при заданном расходе охлаждающего воздуха;

б) равномерность распределения рабочих температур между отдельными зонами головки, непревышение этими температурами критических значений для металла головки;

в) высокая прочность и отсутствие деформации головки при работе двигателя во всем диапазоне температурных режимов;

г) минимальное аэродинамическое сопротивление головки при обдуве ее воздухом;

д) устранение мертвых зон и излишних поворотов воздушных каналов, резких изменений их размеров и формы сечений в направлении движения воздуха.

е) технологичность конструкции головки.

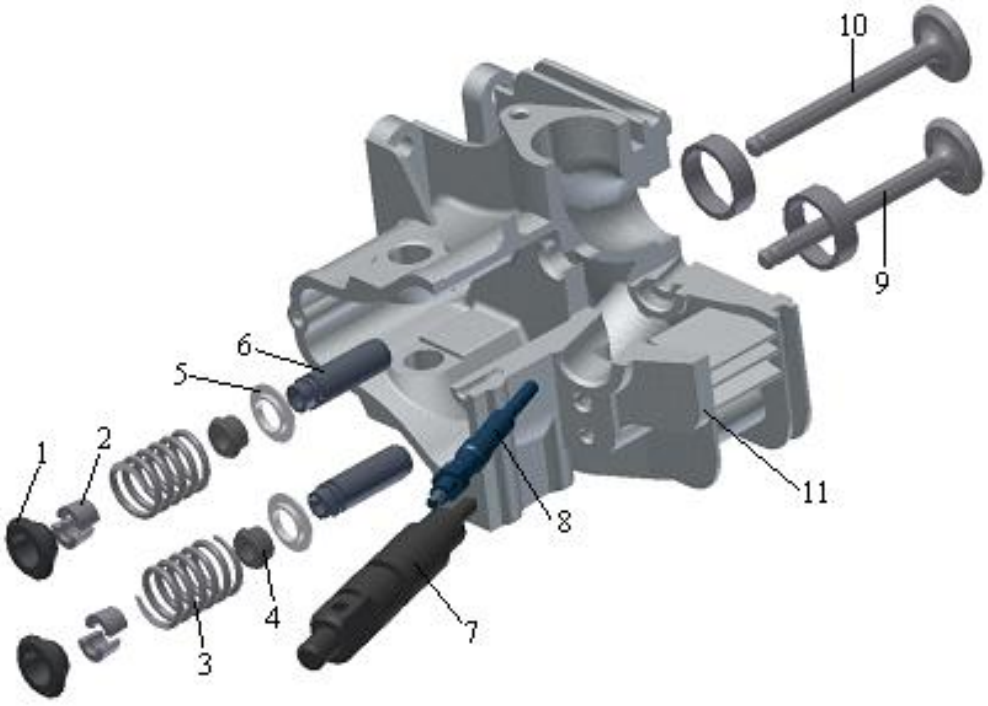
Одно из наиболее важных требований к головке цилиндра – рациональное и достаточное охлаждение стенок камеры сгорания и выпускного канала. С одной стороны, это предполагает интенсивный отвод теплоты от наиболее теплонапряженных поверхностей головки в охлаждающую среду, т.е. эффективное охлаждение созданием в головке потоков определенного направления. С этим связаны сложные геометрические формы в конструкции головки, что напрямую определяет технологичность и как следствие – себестоимость производства. С другой стороны, в стенках головки не должно возникать больших перепадов температур. Обычно это наблюдается при значительном изменении толщины стенок камеры сгорания и различной интенсивности их охлаждения. Наличие неравномерно нагретых зон головки также отрицательно влияет на безотказную работу механизмов головки, имеющих сопрягающиеся подвижные соединения.

Немаловажен фактор выбора материала для головки дизельного двигателя. Преимуществом чугуна является низкий коэффициент температурного расширения, высокая жаропрочность и износостойкость. Однако чугунные головки резко увеличивают массу двигателя, что существенно влияет на показатели качества малогабаритного дизеля. Кроме того, из-за своей низкой пластичности чугун чувствителен к локальным перегревам, ведущим к появлению трещин, особенно вблизи седел выпускных клапанов. Вследствие этого чугун в настоящее время в конструкциях головок цилиндров практически полностью заменен силуминами – алюминиевыми сплавами с содержанием кремния 6-10 %, обладающими более высокой теплопроводностью.

Перечисленные требования являются весьма важными и трудновыполнимыми. Создание оптимальной конструкции головки цилиндра дизельного двигателя становится сложной оптимизационной задачей со многими значащими факторами.

Решать такого рода задачу традиционными методами с применением натурного эксперимента малоэффективно, т.к. это требует значительного временного и материального ресурса и экономически нецелесообразно.

Процесс решения указанной задачи состоит из двух этапов. На первом этапе производится автоматизированное построение твердотельной модели сборки деталей головки проектируемого дизеля (рисунок 4), на втором – автоматизированное моделирование теплонапряженного состояния головки, которое производится на основе построенной твердотельной модели.



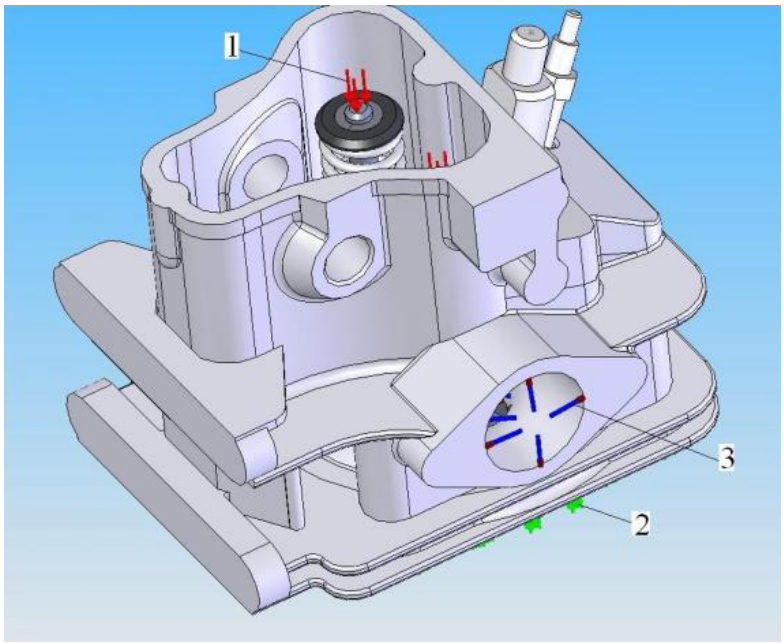
1 - втулка пружины клапана; 2 – сухарик; 3 – пружина; 4 – маслоотражательный колпачок; 5 – опорная шайба пружины клапана; 6 – направляющая втулка; 7 - форсунка; 8 – свеча накаливания; 9 – впускной клапан; 10 – выпускной клапан; 11 - головка

Рисунок 4 – Трехмерные модели деталей головки двигателя МД – 8 с воздушным охлаждением

В дальнейшем сборка анализировалась в программных комплексах инженерного анализа COSMOS\Works и ANSYS. Данные комплексы требуют соблюдения базового алгоритма метода конечных элементов, предоставляя внутри каждого этапа определенную свободу в последовательности шагов подготовки модели и рассмотрении результатов. Расчет проводился в упругой постановке.

Первым этапом анализа явилось создание его алгоритма, включающего в себя построение расчетной модели определенного типа (термического, статического), задание граничных условий, получение результатов в графическом виде, а также выполнение соответствующих настроек, которые могут быть изменены пользователем перед выполнением нового варианта расчета.

Следующим этапом стала подготовка исходных данных, необходимых для заданного анализа. В частности, были назначены материалы для всех деталей сборки, определены граничные условия, учитывающие неподвижность днища головки двигателя и горячую посадку направляющей втулки в головку (рисунок 5). Учитывалось, что температурный обмен присутствует лишь во впускном коллекторе за счет поступающего воздушного заряда. Для рассматриваемой задачи в упругой постановке граничные условия не изменяются во времени. Расчетная модель сборки при статическом анализе учитывает совместное перемещение сопряженных элементов. На направляющей втулке клапана в месте ее посадки программно имитировался натяг для моделирования механического напряженного состояния, соответствующего горячей посадке.



1 – усилие со стороны коромысла; 2 - граничные условия в днище; 3 – граничные условия в выпускном коллекторе

Рисунок 5 – Определение граничных условий

Важным этапом в расчете методом конечных элементов является создание расчетной сетки, когда модель разбивается на элементарные геометрические составляющие, такие как тетраэдр, параллелепипед, цилиндр с определенными взаимосвязями между ними. Чем меньше ячейка сетки, тем точнее результат, но больше время расчета. COSMOS\Works не имеет инструментов для ручного создания сетки. Она формируется автоматически без возможности последующей корректировки. Проектировщику предоставляется возможность лишь выбора размера конечного элемента и уплотнения сетки. Следует создавать сетку таким образом, чтобы наиболее эффективно использовались вычислительные мощности. Для рассматриваемой модели (рисунок 6) сетка была построена автоматически с последующим ее уплотнением на участках со сложной геометрией и в местах, вызывавших указанные выше проблемы.

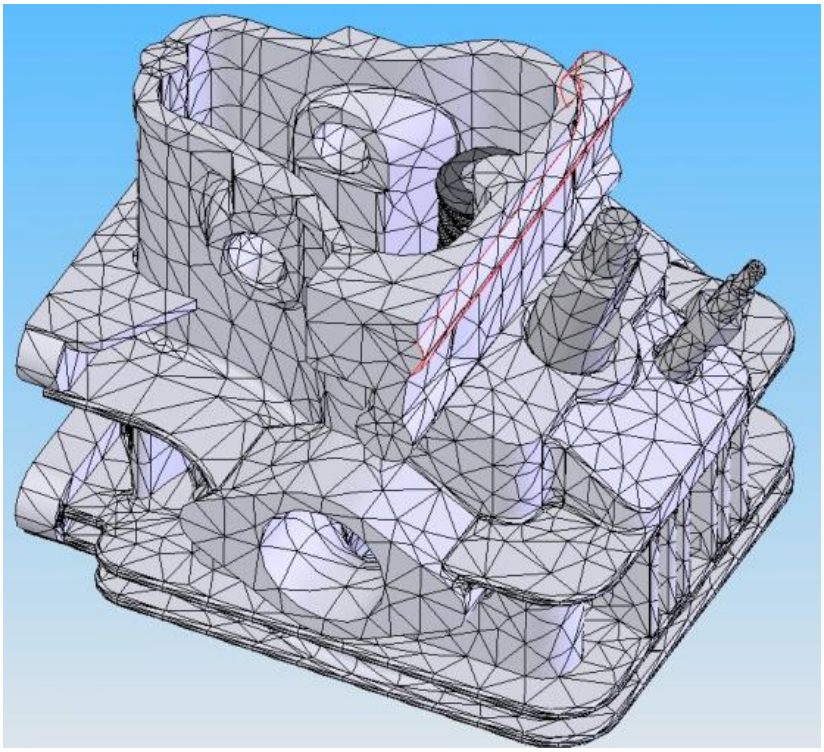


Рисунок 6 – Конечно-элементная модель головки двигателя МД – 8

Конечным этапом исследований явился расчет и вывод результатов в графическом и численном видах (рисунок 7, страница 10).

Для оценки точности полученных решений проводилась серия расчетов на сетках с разным разрешением геометрических особенностей модели, отличающихся размером и количеством ячеек. При оценке результатов использова-

лась градиентная окраска распределения температурных полей по объему конструкции, что позволило проводить многофакторный анализ. Были выделены критические участки и проведена оптимизация исходной геометрии конструкции в 3D-моделях.

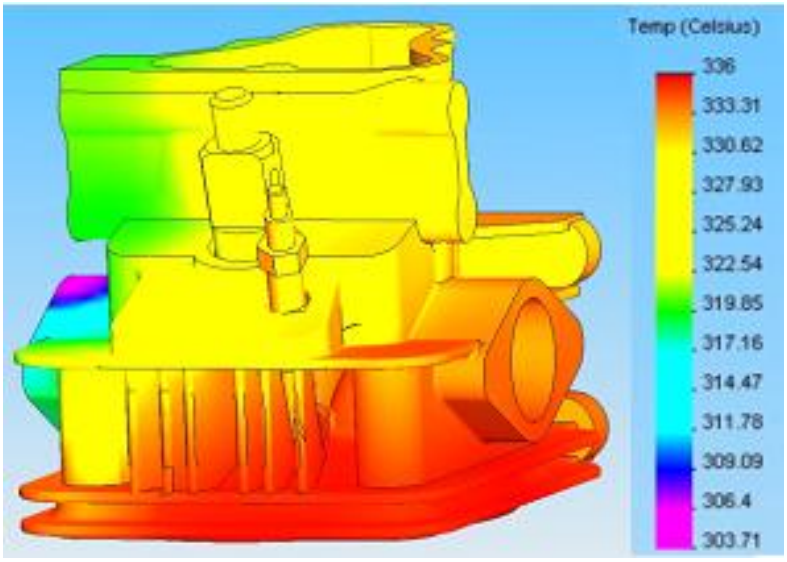


Рисунок 7 – Распределение температур по объему конструкции головки

3 Проектирование колесных пар, подвешивания и главной передачи транспортной мотодрезины

Колесная пара состоит из оси и двух колес (рисунок 8). На спроектированной мотодрезине колесных пар две: ведущая и не ведущая. На ось ведущей коленной пары напрессовано коническое зубчатое колесо, входящее в состав тягового редуктора (на рисунке 8 не показано). Колеса – штампованные из листового металла, что сделано для уменьшения веса всей дрезины, так как она классифицируется как съемная.

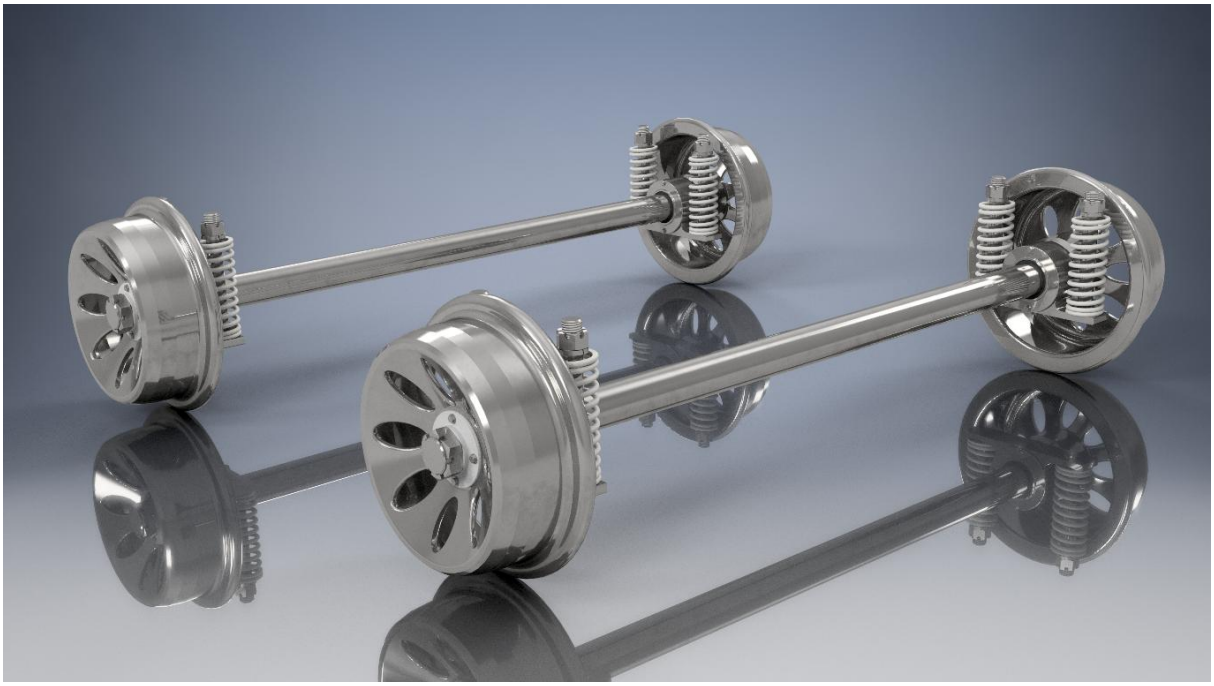


Рисунок 8 – Колесные пары мотодрезины

Рессорное подвешивание индивидуальное одноступенчатое (рисунок 9, страница 12): между колесной парой и рамой дрезины и состоит из витых цилиндрических пружин. Пружины спроектированы и рассчитаны при помощи мастера проектирования пружин сжатия входящим в пакет Autodesk Inventor 2016.

Тяговое усилие от ведущей колесных пар на раму тележки передаётся при помощи шпинтонов (рисунок 9, страница 12), установленных на корпус буксового узла и входящих в специальные отверстия, которые располагаются на раме дрезины.

Для беспрепятственного вращения оси колесной пары относительно не вращающихся частей дрезины применяются буксовый узел (рисунок 9). На ось колесной пары с каждой стороны напрессованы два радиальных сферических подшипника 3000 ГОСТ 5721-75. Подшипники взяты из библиотеки компонентов, которая имеется в пакете Autodesk Inventor 2016. Подшипники разделены дистанционным кольцом и помещены в корпус – корпус букового узла. Корпус с двух сторон закрыт смотровыми крышками, одновременно служащими для добавления смазки. Каждая крышка состоит из двух половин и крепится четырьмя болтами к корпусу.

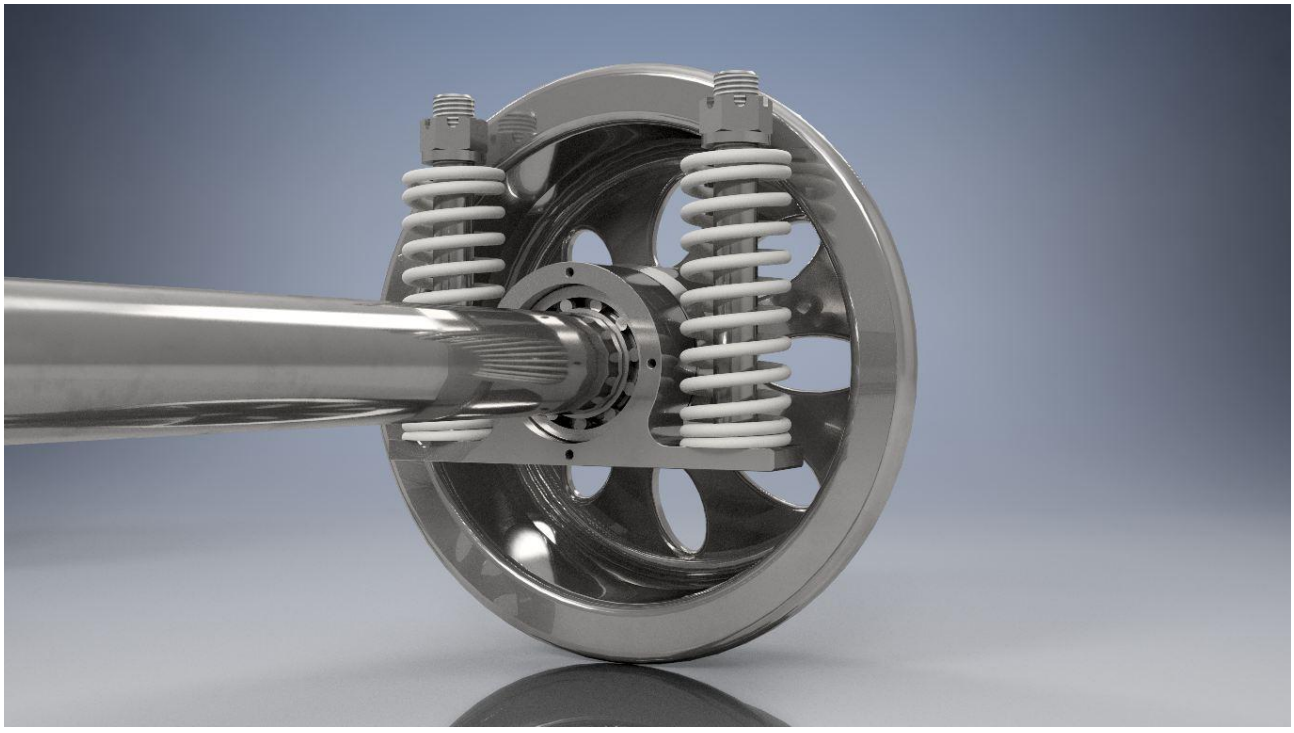


Рисунок 9 – Вид со стороны рессорного подвешивания

Крутящий момент от двигателя через сцепление передается на тяговый редуктор при помощи карданного вала. Сцепление и тяговый редуктор соединяются с карданным валом при помощи муфт. Муфта состоит из двух полумуфт, соединенных жестко между собой при помощи болтов (рисунок 10, страница 13). В целях безопасности, для более адекватного восприятия, муфта окрашена в красный цвет. У муфты, соединяющей карданный вал со сцеплением, одна полумуфта насажена на вал сцепления, другая – на вилку карданного вала. У муфты, соединяющей карданный вал с тяговым редуктором, одна по-

лумуфта насажена на вилку карданного вала, другая – на вал тягового редуктора.

Карданный вал представляет собой вал с вилками, образующих шарнирные соединения. Вилки соединены между собой крестовиной.

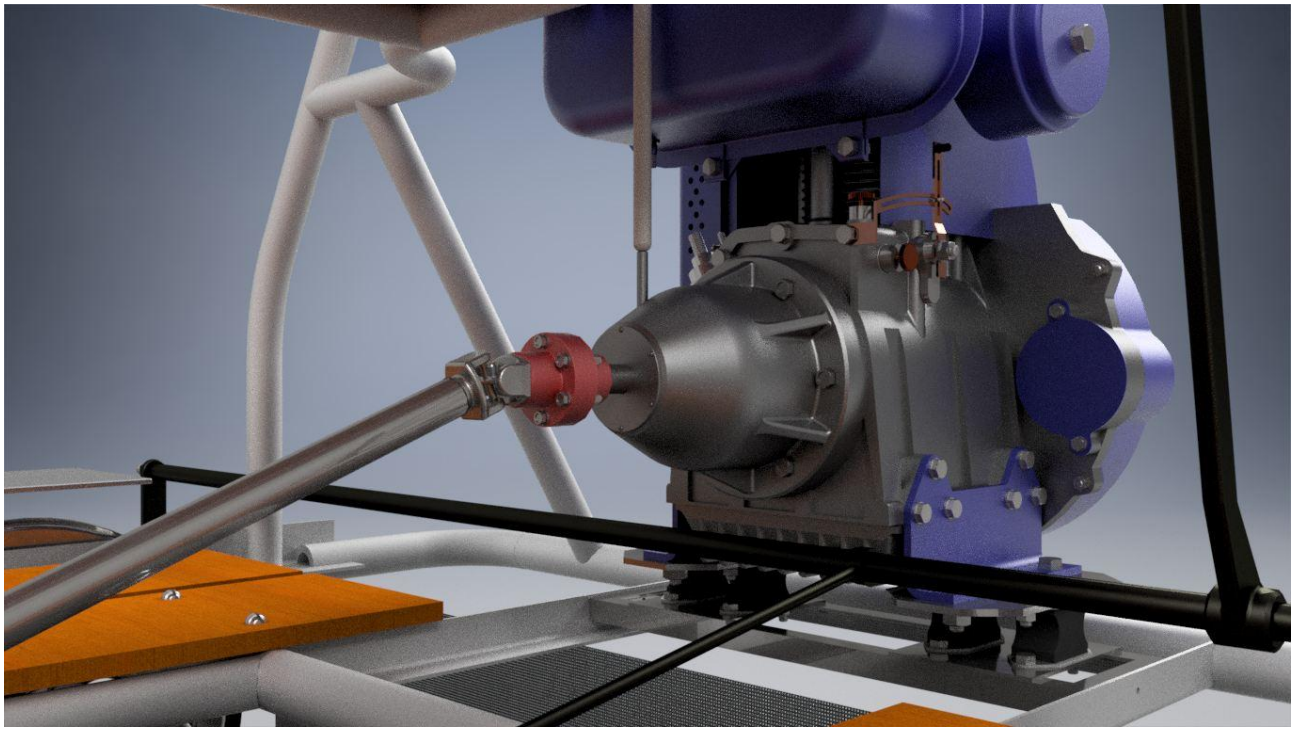


Рисунок 10 – Сцепление, соединительная муфта и фрагмент карданного вала

Тяговый редуктор представляет собой одноступенчатый конический редуктор. Зубчатое колесо напрессовано на ось ведущей колесной пары. Шестерня напрессована на вал, который через муфту и карданный вал передает крутящий момент от двигателя. Корпус опирается на ось через роликовые подшипники и состоит из двух половин – верхней и нижней.

Для прекращения передачи вращающего момента от силового агрегата к ведущей оси при работающем словом агрегате предусмотрен механизм сцепления (рисунок 11, страница 14). Механизм сцепления состоит из двух дисков с установленными на них фрикционными элементами. Один диск является неподвижным и насажен на коленчатый вал двигателя. В конструкции данного диска предусмотрено посадочное место под однорядный цилиндрический подшипник. Этот подшипник служит для установки одного конца выходного вала.

Второй диск – подвижный, соединен с выходным валом при помощи

шлицевого соединения, причем на валу шлицевые канавки имеют бóльшую длину. Это необходимо для того, чтобы подвижный диск смог передвигаться вдоль вала. Нажатие подвижного диска на неподвижный создается пружиной, которая с одной стороны упирается в корпус сцепления, а другой – в подвижный диск.

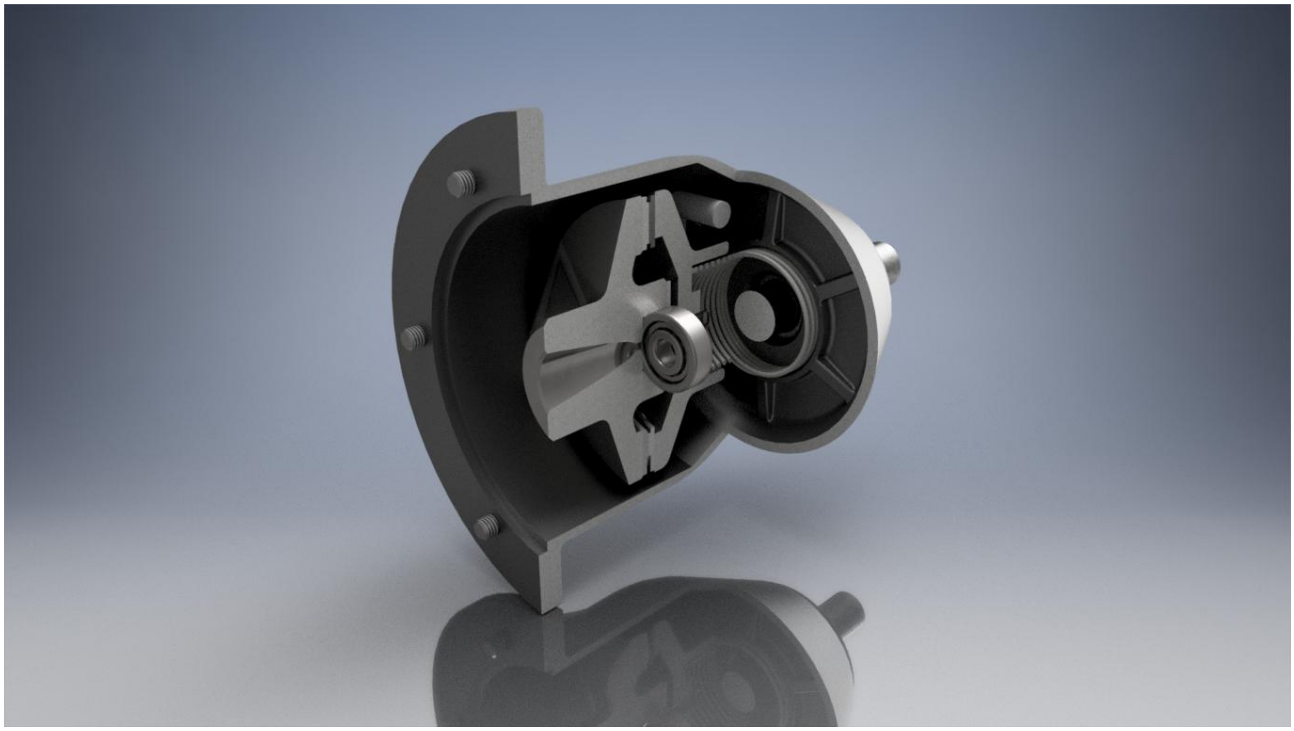


Рисунок 11 – Сцепление (в разрезе)

Для возможности управлять сцеплением предусмотрена вилка, которая шарнирно соединена с подвижным диском и с корпусом. К вилке крепится рукоятка. Принцип работы, следующий: для выключения сцепления необходимо потянуть ручку от себя, при этом начнет вращаться вилка относительно корпуса и, преодолевая усилие пружины подвижный диск начнет скользить по шлицевому соединению от неподвижного диска, при этом сцепление – будет выключено. Для включения сцепления – потянуть ручку к себе, вилка под усилием пружины начет возвращаться в свое исходное положение, а подвижный диск своим фрикционным элементом войдет зацепление с фрикционным элементом неподвижного.

Корпус крепится к двигателю при помощи болтов. Со стороны выходного вала имеется крышка.

4 Проектирование рамы транспортной мотодрезины

Рама представляет собой сварную конструкцию из уголков и труб (рисунок 12). Рама является важным элементом конструкции, так как она воспринимает все статические и динамические нагрузки при реализации сил тяги и торможения.

Основа рамы – два продольных неравнополочных уголка. Они соединены друг с другом рядом продольных труб.

Рама является основанием для установки всех остальных конструкций дрезины. Так, двигатель через четыре резинометаллических опор установлен на основание, которое приварено на два продольных равнополочных уголка 36х36х4. Эти уголки расположены между двумя продольными трубами. Уголки расположены так, что двигатель установлен над геометрической продольной осью дрезины.

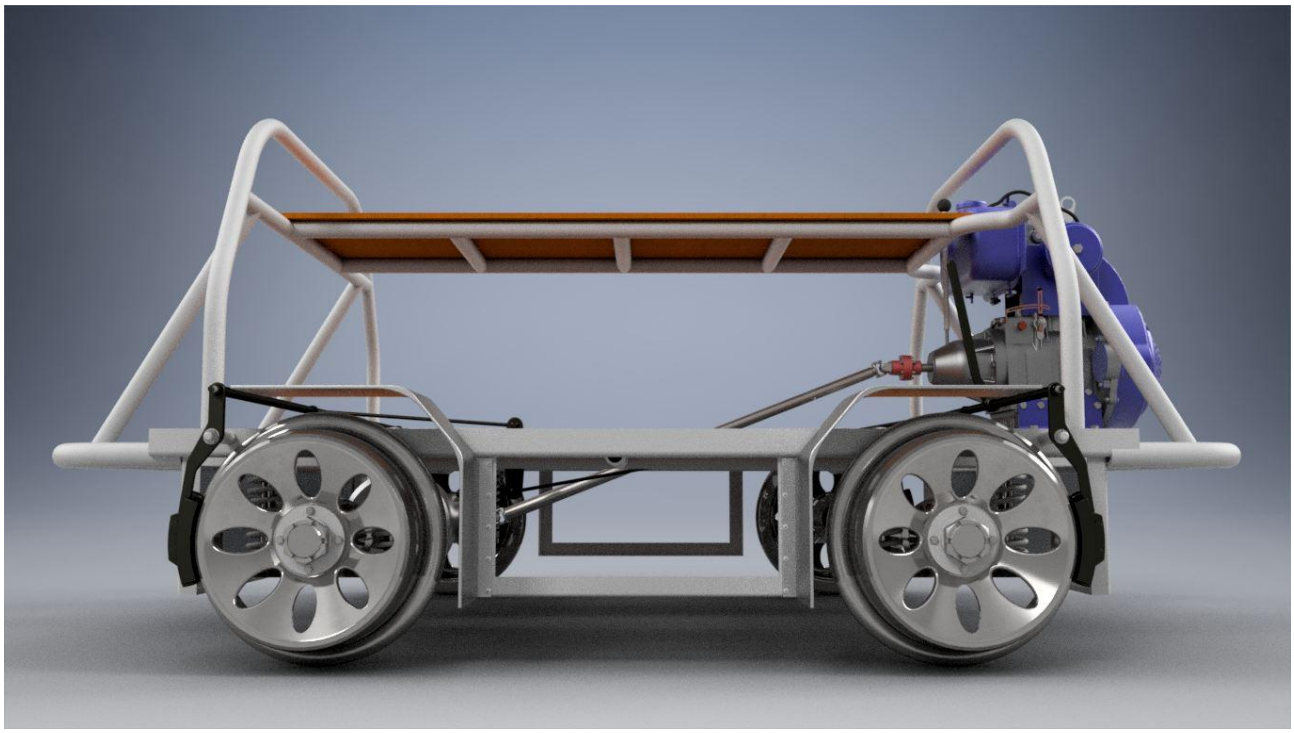


Рисунок 12 – Вид сбоку

К продольным трубам при помощи винтов закреплены четыре еловые половые доски (по две с каждой стороны). Для установки досок скамейки к основанию приварена система труб, состоящая из двух продольных вертикальных труб, которые одновременно являются поручнями. Их высота составляет

650 мм от пола. На расстоянии 500 мм от пола установлены продольные и поперечные трубы, на которые устанавливаются три еловые доски, образующих скамейку. Доски крепятся к трубам винтами (рисунок 13). Рабочие на ней располагаются по три человека с каждой стороны спиной друг к другу.

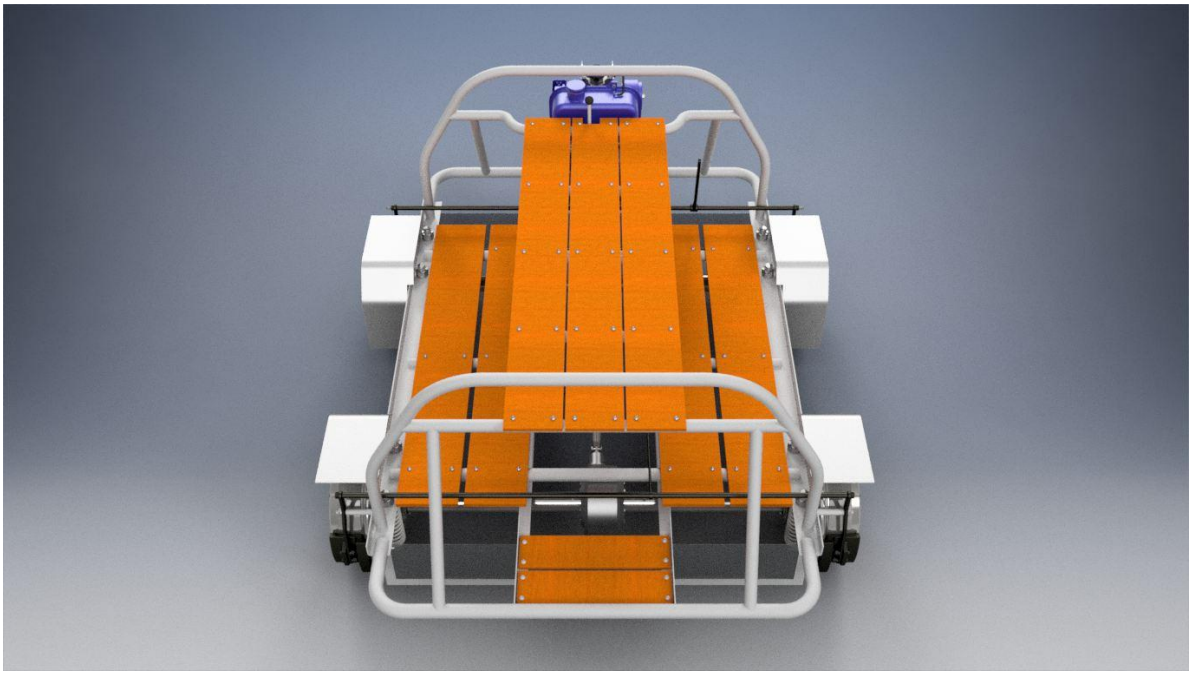


Рисунок 13 – Скамейки для сидения

Со стороны двигателя центральная доска имеет вырез для рукоятки сцепления, а продольная труба имеет изогнутую форму для установки двигтеля.

В качестве путеочистителя с двух сторон приварены рамки из равнополочных уголков 36х36х4 и натянутой внутри них сеткой (рисунок 14).

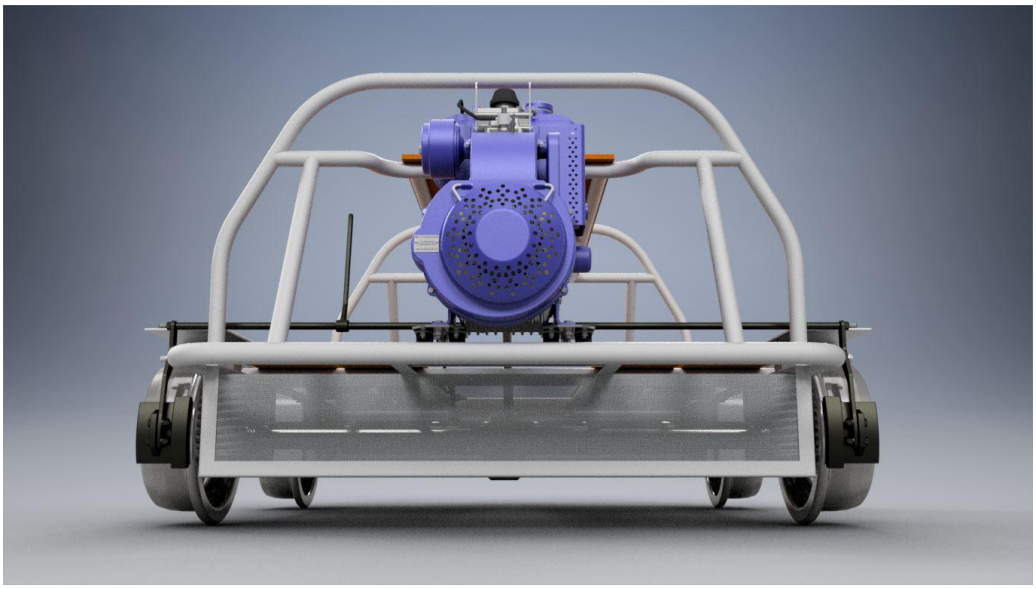


Рисунок 14 – Вид спереди

Для защиты от попадания ног пассажиров и посторонних предметов под колеса при движении предусмотрены брызговики, из гнутого листового металла. Брызговики крепятся винтами к боковым рамкам, сваренных из равнополочных уголков 36х36х4.

Сзади из двух еловых досок изготовлено место для хранения емкостей с дизельным топливом или мелкого багажа, например, путевого инструмента.

5 Проектирование тормозной системы транспортной мотодрезины

Для остановки транспортной дрезины предусмотрен тормозной механизм.

Тормозной механизм ручной – приводится в действие мускульной силой (рисунок 15).

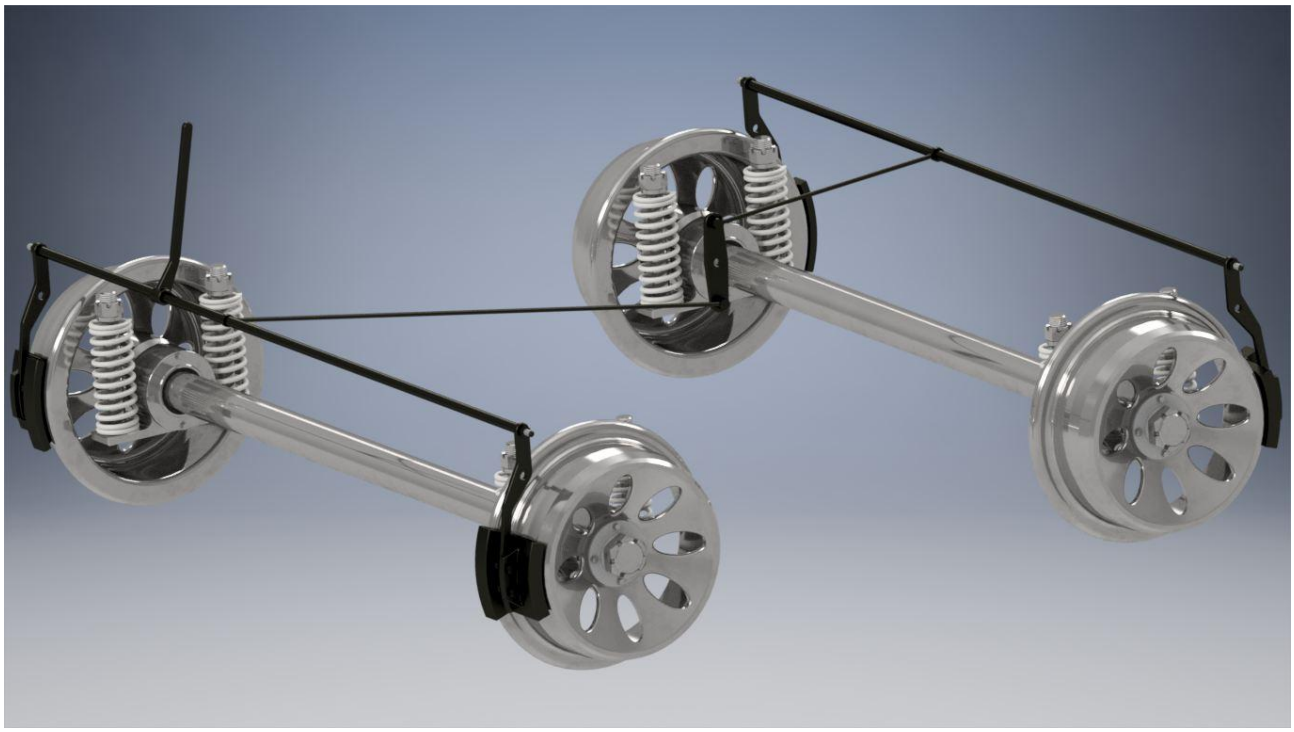


Рисунок 15 – Тормозная рычажная передача

Тормозной механизм состоит из тормозных колодок с башмаками и тормозной рычажной передачи. Тормозные колодки композиционные установлены в тормозные башмаки, которые шарнирно соединены тормозной рычажной передачей. Нажатие колодок – одностороннее, т.е. на каждое колесо прикладывается усилие только одной колодки.

Тормозная рычажная передача служит для передачи тормозного усилия от рукоятки ко всем тормозным колодкам. Состоит из вертикальных рычагов, продольных тяг и поперченных осей.

Принцип действия заключается в следующем: при повороте рукоятки двигается ось, соединяющая вертикальные рычаги, которые проворачиваясь относительно оси вращения (шарнирно соединены с рамой) прижимают передние колодки к колесам. Передача тормозного усилия к задним тормозным колодкам осуществляется при помощи тормозной рычажной передачи. Двигаясь, ось тянет за собою продольную тягу, которая в свою очередь проворачивает вертикальный рычаг, который шарнирно соединен с рамой посередине. Вторая продольная тяга соединена с другой стороны рычага и при его повороте толкает вторую тягу в противоположном направлении. Воздействуя на вторую продольную ось она начинает двигаться, вращая рычаги с которыми она соединена. Тем самым происходит вращение рычагов и задние колодки так же прижимаются к колесам.

6 Заключение

Таким образом, предложенная концепция организации и построения сборок наиболее приемлема с учетом большого объема изменяющихся анализируемых параметров. В данном подходе к проектированию и анализу реальной конструкции обеспечивается получение оптимального проектного решения и значительное снижение затрат, связанных обычно с необходимостью проведения натурного эксперимента. Полученные скорректированные CAD – модели могут быть использованы для проектирования технологической оснастки и литейных форм с определением специфических параметров (литейных радиусов и уклонов, припусков на обработку, требуемой конструкции литейных форм исходя из метода литья и т.д.) используя внутренние средства пакетов 3D моделирования. Данный подход может быть без существенных изменений предложен для проектировщиков в современной инженерной практике.