

Выводы

Предложенная конструкция подвески ЗВМ трактора «Беларус 3022» с общим ходом 200мм снизит динамическую нагруженность ЗВМ, вертикальные, поперечные и продольные колебания остова трактора. Повысит маневренность и возможность работать на повышенных скоростях без вреда здоровью механизатора.

Список использованной литературы

1. Волошин Ю.Л. «Анализ схем подвесок и динамических моделей транспортных средств»: Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001, № 2, стр.42-45.
2. Волошин Ю.Л. «Активные системы подрессоривания тракторов и требования к их оптимизации»: Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2015, № 2, стр.30-34.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2004г. – 592с.

30. А.В. Захаров, к.т.н., доцент, Л.Г. Сапун, И.О. Захарова, А.В. Жук «Белорусский государственный аграрный технический университет», г.Минск, Республика Беларусь

ПРИМЕНЕНИЕ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ С КОЛЬЦЕВЫМИ РАБОЧИМИ ЦИЛИНДРАМИ НА ТРАКТОРАХ КЛАССА 5

С развитием модельного ряда тракторов «БЕЛАРУС» от тягового класса 1,4 до 5,0 и мощности двигателя от 45 до 220 кВт эксплуатационная масса трактора достигла 12-14 т. Масса агрегата на базе колесного трактора кл.5 с комбинированными почвообрабатывающе-посевными комплексами составила 18-20 т., а с транспортными прицепами доходит до 40т. Скорости движения таких агрегатов по дорогам достигают 40км/ч, что предъявляет высокие требования к тормозным системам.

Тормозная система, устанавливаемая на тракторе «БЕЛАРУС» начиная с тягового класса 3 состоит из левого и правого рабочих тормозов с ножным управлением от педалей и стояночно-запасного тормоза с ручным независимым управлением от рукоятки, действующего на рабочие тормоза. Привод рабочих тормозов – гидростатический, с помощью левого и правого главных тормозных гидроцилиндров и левого и правого рабочих гидроцилиндров.

Основным недостатком тормозного механизма является то, что прижатие фрикционных тормозных дисков к промежуточным и опорному диску осуществляется за счет развода нажимных дисков тягами 12 и 13. Как при нажатии на педаль (рабочий) так и при управлении рукояткой (стояночный). Нажимные диски обкатываются на шариках, размещенных в лунках переменной глубины, выполненных на нерабочих поверхностях этих нажимных дисков, что создает эффект (расклинивания) дополнительного прижатия нажимных дисков (эффект расклинивания) рисунок 1.

Из-за эффекта серводействия возможно заклинивание тормозного механизма даже без воздействия на тормозные педали, различная эффективность тормозного механизма при движении вперед и назад, неравномерное прижатие фрикционных дисков, а соответственно и износ, наличие двух нажимных дисков это потенциальные две пары трения.

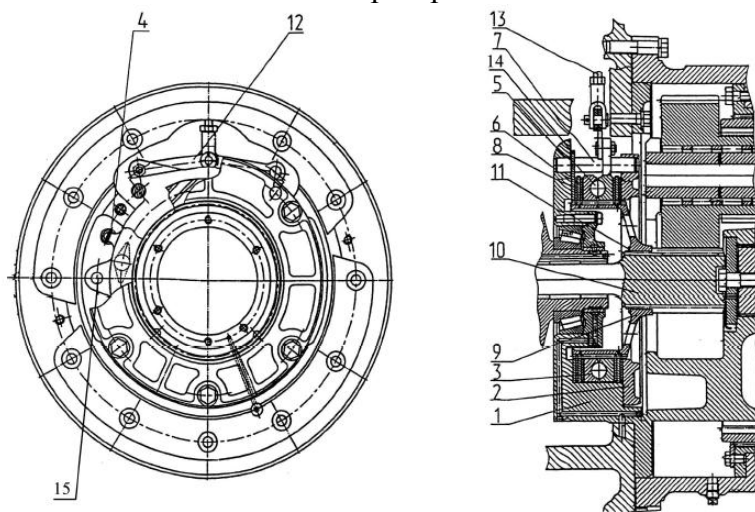


Рисунок - 1 Серийный рабочий тормоз

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — нажимной диск; 4 — стяжные пружины; 5 — шарики разжимные; 6 — диск промежуточный; 7 — палец; 8 — диск фрикционный; 9 — ступица; 10 — вал; 11 — кольцо стопорное; 12,13 — тяги, 14 — диск опорный; 15 — палец.

Для устранения этих недостатков предлагается усовершенствование конструкции тормозного механизма рис.2. Привод останется тот же гидростатический, рабочие цилиндры имеют кольцевую конструкцию. При поступлении жидкости в кольцевой рабочий цилиндр поршень 1, перемещаясь под давлением жидкости, прижимает пакет фрикционных и промежуточных дисков 2 которые находятся в масляной ванне. Стояночно-запасной тормоз остается с механическим приводом рис.3, имея только один нажимной диск, а функцию второго выполняет опорный диск.

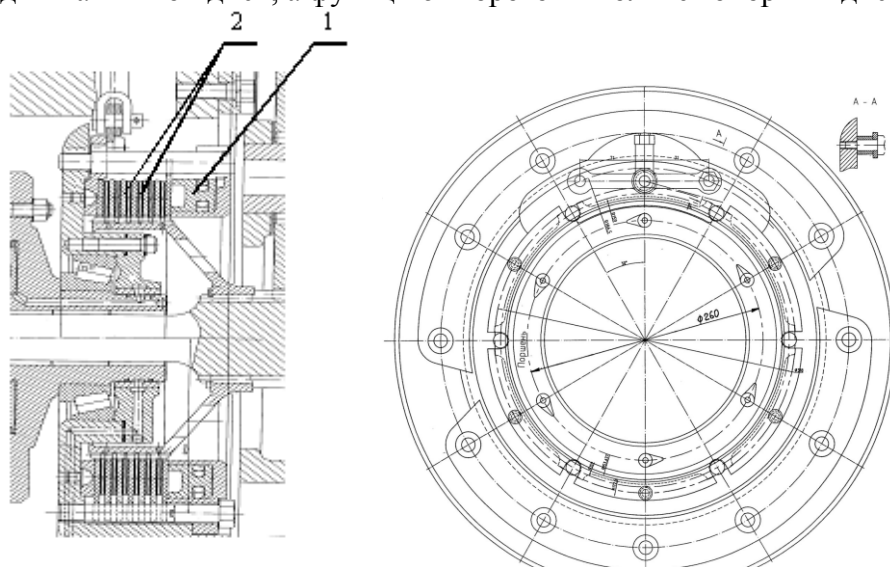


Рисунок 2 – Предлагаемая конструкция тормозного механизма

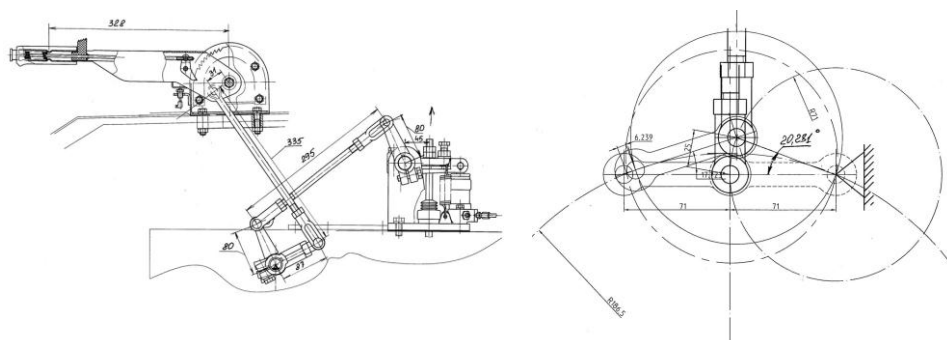


Рисунок 3 - Конструкция привода стояночно-запасного тормоза

Исходя из усовершенствованной конструкции тормозного механизма обоснование его основных параметров состоит из пяти основных этапов.

1. Определение необходимого минимального давления рабочей жидкости в полости кольцевого цилиндра, исходя из тормозного момента, количества пар трения и их геометрических размеров.

2. Определение удельного давления на поверхностях фрикционных накладок.

3. Определение скорости скольжения поверхностей трения при максимальной скорости движения трактора.

4. Определение эффективности действия стояночно-запасного тормоза при использовании его в качестве остановочного тормоза.

Расчет стояночно-запасного тормоза выполняется для условий движения тракторов с максимально разрешенной массой на максимальной скорости на горизонтальном прямолинейном участке дороги с твердым покрытием (сухие асфальт или бетон). Расчет стояночно-запасного тормоза выполнен для условий удержания трактора на уклоне 20° .

5. Определение усилия на рычаге стояночно-запасного тормоза, обеспечивающее удержание трактора на уклоне (подъеме) 20°

Выводы

Результаты полученных основных параметров предложенного тормозного механизма при работе в режиме рабочего и стояночно-запасного сведем в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты расчета основных параметров предложенного тормозного механизма трактора кл.5

Параметр	Значение
1	2
Наружный диаметр кольцевого поршня D , мм	290
Внутренний диаметр кольцевого поршня d , мм	230
Наружный диаметр накладок тормозных дисков D_n , мм	285
Внутренний диаметр накладок тормозных дисков $D_{вн}$, мм	224
Количество пар трения Z	12
Коэффициент трения накладок μ	0,1
Усилие пружины F_{np} , Н	180,5
Количество пружин Z_{np}	5
Коэффициент запаса по тормозной силе K_z	1,25
Максимальное давление от гидроцилиндра P_{max} , МПа	1,8
Минимальное давление от гидроцилиндра P_{min} , МПа	0,8
Допускаемое удельное давление на поверхности фрикционных накладок $[q]$, МПа	3,2
Номинальное число оборотов двигателя n , об/мин	2100
Передаточное число главной передачи U_{gn}	2,6429
Передаточное число коробки передач на высшей передаче $U_{кп}$	0,6955
Усилие на рукоятке P_p , Н	400
КПД шарнира $\eta_{ш}$	0,925
Количество шарниров в приводе N	11
КПД конечной передачи $\eta_{кп}$	0,961
Передаточное отношение конечной передачи $U_{кп}$	10,45
Средний радиус трения R_{cp} , мм	127,25
Радиус качения заднего колеса R_k , мм	907
Коэффициент трения μ_1	0,08
Радиус расположения шарнира диска $r_{шд}$, мм	186,5
Радиус расположения шарниров в нажимных дисках $r_{ш}$, мм	130
Длина соединительной тяги l_T , мм	71
Расстояние между шарнирами регулировочной тяги в исходном положении $l_{шд}$, мм	142
Суммарный зазор между парами трения S , мм	2
Угол подъема лунок нажимных дисков стояночно-запасного тормоза α_1 , °	20°
Коэффициент сопротивления перекачиванию f	0,02
Максимально допустимая масса трактора m_{max} , кг	14000
Коэффициент учета вращающихся масс K_T	1,126
Время срабатывания привода при торможении t_p , с	0,15

Литература

1. Правила ЕЭК ООН № 13 и № 13Н. Пересмотр 5. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2004г. – 592с.
3. Трактор «Беларус 2522/2822/3022» и его модификации. Руководство по эксплуатации / гл. ред. М.Г. Мелешко, отв. ред. И.Н. Усс, отв. за выпуск А.И. Бобровник. – ПО «Минский тракторный завод», 2008. – 394 с.
4. СТБ ГОСТ Р 52302-2006 Автотранспортные средства управляемость и устойчивость. Технические требования и методы испытаний.