

- Г.С. Горин, Захаров А.В., А.В. Ващула // Вест. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2009. - №4. – С. 97...107.
7. Ким Л.Х. Исследование и усовершенствование механизмов навески многокорпусных плугов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03/ Л.Х. Ким; объедин. Совет ВИСХОМ и НАТИ. – Москва, 1966. - 36с.

**УДК 631.3.072**

## **ПРИМЕНЕНИЕ РАБОЧИХ ТОРМОЗОВ С КОЛЬЦЕВЫМИ ЦИЛИНДРАМИ В ТРАКТОРАХ КЛАССА 5**

**А.В. Захаров, Л.Г. Сапун, И.О. Захарова**

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,  
Республика Беларусь, г.Минск, tractor\_av@mail.ru*

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 [1, 2].

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. 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).

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.

Для устранения этих недостатков предлагается усовершенствование конструкции тормозного механизма рис.1. 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.2, имея только один нажимной диск, а функцию второго выполняет опорный диск.

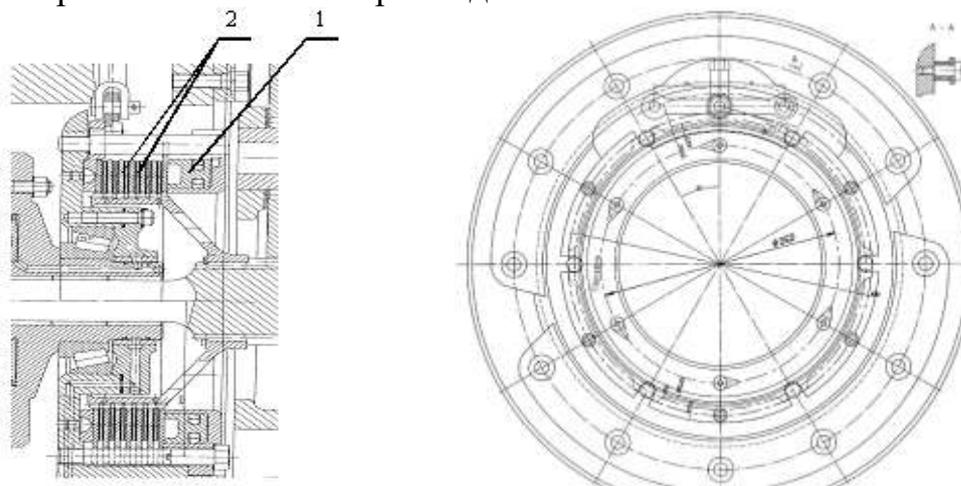


Рисунок 1 - Конструкция тормозного механизма

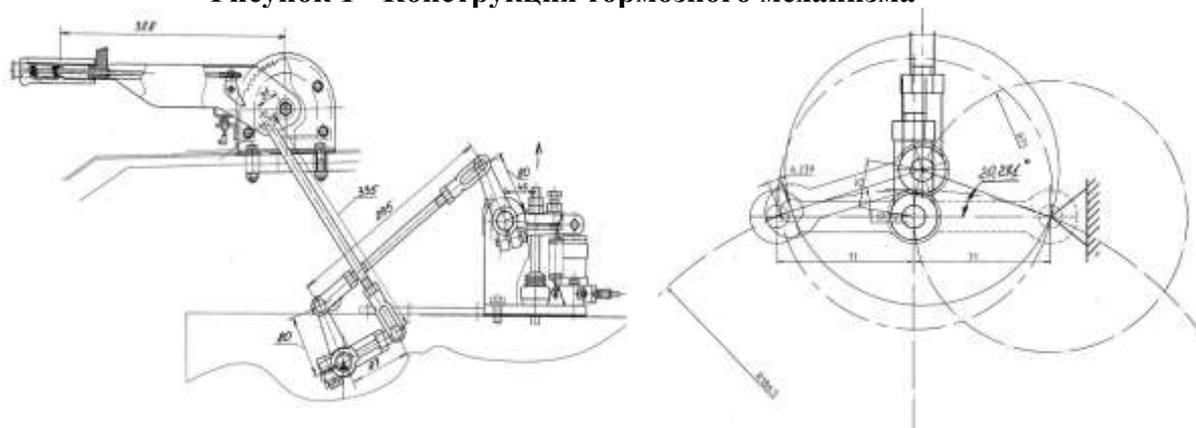


Рисунок 2 - Конструкция привода стояночно-запасного тормоза

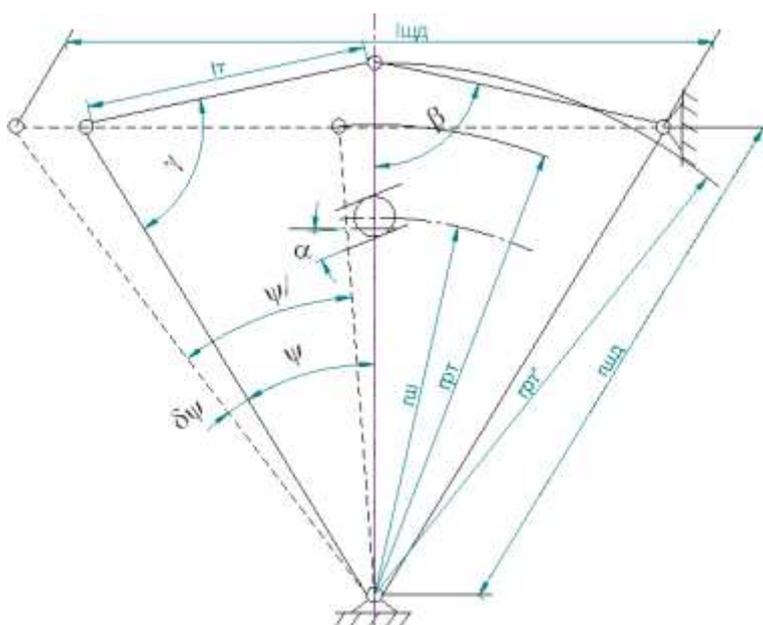


Рисунок 3 – Расчетная схема тормозного механизма от регулировочной тяги до среднего радиуса трения

**Таблица 1 - Результаты расчета основных параметров предложенного тормозного механизма трактора кл.5 при работе в режиме рабочего и стояночно-запасного**

Параметр	Значение
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 $\mu$	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 $\eta_u$	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 $R_{ср}$ , мм	127,25
Радиус качения заднего колеса $R_k$ , мм	907
Коэффициент трения $\mu_1$	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 $\alpha_1$ , °	20°
Коэффициент сопротивления перекатыванию $f$	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

Исходя из усовершенствованной конструкции тормозного механизма обоснование его основных параметров состоит из пяти основных этапов [3, 4].

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 (рис.3) 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  $20^\circ$ .

5. *Определение усилия на рычаге стояночно-запасного тормоза, обеспечивающее удержание трактора на уклоне (подъеме)  $20^\circ$*

### **Выводы**

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

### **Список литературы**

1. Регламент (ЕС) 2015/68 Европейского парламента и Совета в отношении требований к торможению транспортных средств для допуска сельскохозяйственных и лесных транспортных средств. Введен 15.02.2015 взамен (EU) 2011/16.
2. Трактор «Беларус 3222/3522» и его модификации. Руководство по эксплуатации / – ПО «Минский тракторный завод», 2014г. – 394 с.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2004г. – 592с.
4. СТБ ГОСТ Р 52302-2006 Автотранспортные средства управляемость и устойчивость. Технические требования и методы испытаний. - Введ. 2006-09-01. – Минск: Госстандарт, 2006. - 21 с.

**УДК 629.133**

## **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ НА ДВИГАТЕЛЕ Д-245.12С**

**А.В. Захаров, Л.Г. Сапун, И.О. Захарова**

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,*

*Республика Беларусь, г.Минск,*

*tractor\_av@mail.ru*

Необходимость обеспечения низкого расхода топлива, снижения эмиссии вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) и бесшумной работы двигателя предъявляет очень высокие требования к двигателю и системе впрыска топлива. Эти требования могут быть выполнены, главным образом, организацией работы системы впрыска топлива, которая должна мелкодисперсно распылять топливо форсунками при высоком давлении впрыска. При этом количество впрыскиваемого топлива очень точно