

ОБОСНОВАНИЕ ТИПА И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИНЫ ЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ

Мартинovich Тимофей Сергеевич

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доцент Ю. М. Жуковский
(Белорусский национальный технический университет)*

В работе приведены зависимости для расчетов коэффициентов эффективности серийных и многодисковых тормозных механизмов с серводействием и прямого действия. По результатам расчетов получены соответствующие графические зависимости и выполнен их анализ.

На Минском тракторном заводе разрабатывается и производится машина лесная погрузочно-транспортная 354М. МЛПТ-354М предназначена для погрузки леса и последующей его транспортировки из мест заготовки.

Машина МЛПТ-354М имеет полную массу 15230 кг и максимальную скорость движения 22,9 км/ч. Следовательно оснащение этой машины эффективными тормозными механизмами актуально.

В качестве рабочих тормозных механизмов на МЛПТ-354М используются дисковые сухие тормозные механизмы с самоусилением заклинивающимися шариками. Данный вид тормозов обладает большим серводействием и существенно нестабильными выходными характеристиками, т.е. при постоянном приводном усилии тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом подобного типа, сильно зависит от коэффициента трения фрикционных пар.

Серводействие тормозного механизма определяется зависимостью коэффициента эффективности K_T от коэффициента трения μ [1, 2].

В работе [3] уточнены функциональные зависимости коэффициента эффективности K_T от конструктивных параметров различных тормозных механизмов. В частности для серийного тормозного механизма, эта зависимость имеет вид

$$K_T = \frac{4\mu \cdot i_{np} \cdot \eta_m}{\left[1 + \mu R_{cp} \left(\frac{\mu_2}{R_1} + \frac{\mu_1}{r} \right) \right] (tg\alpha - \mu)}$$

где μ , μ_1 , μ_2 – коэффициенты трения соответственно элементов фрикционных пар, между выступом пассивного нажимного диска и выступом корпуса и в шлицевом соединении фрикционных дисков с валом ведущей шестерни конечной передачи трактора; R_{cp} , R_1 , r – соответственно средний радиус трения фрикционных пар, радиусы приложения сил трения в шлицевом соединении и на выступе корпуса; $i_{пр} \eta'_M$ – кинематическое передаточное число и к.п.д. от регулировочной тяги до нажимных дисков.

По результатам расчетов получена графическая зависимость $K_T=f(\mu)$, изображенная на рис. 1.

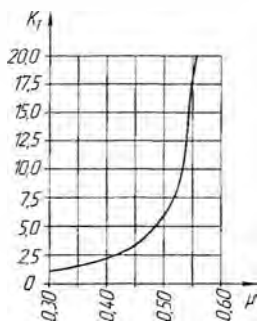


Рис. 1. График зависимости $K_T=f(\mu)$ для серийного тормозного механизма

Из анализа зависимости следует, что при изменении μ от 0,45 до 0,55 K_T изменяется более чем в 5 раза. А в случае если μ превысит значение $\operatorname{tg}\alpha=0,58$, то произойдет самозаклинивание серийного тормозного механизма.

Основной недостаток тормозного механизма с серводействием отсутствует у тормозного механизма прямого действия.

Предложена конструкция с металлокерамическими парами трения, работающими в масле. Геометрические параметры этого механизма выбраны из компоновочных соображений.

Расчет зависимости $K_T=f(\mu)$ для предложенного многодискового тормозного механизма прямого действия проводится по зависимости

$$K_T = \mu \left(\frac{1}{C} + \frac{A}{CD} \right) \frac{1 - \left(\frac{AB}{CD} \right)^{\frac{z}{2}}}{1 - \frac{AB}{CD}}$$

где $A = 1 - \mu_2 \mu \frac{R_{cp}}{R_1}$; $B = 1 - \mu_1 \mu \frac{R_{cp}}{R_2}$; $C = 1 + \mu_1 \mu \frac{R_{cp}}{R_2}$; $D = 1 + \mu_2 \mu \frac{R_{cp}}{R_1}$,

где μ_1 – коэффициент трения нажимных дисков о направляющие корпуса; R_2 – радиус приложения равнодействующих сил трения в направляющих корпуса; z – число пар трения механизма.

По результатам расчетов построена зависимость $K_T = f(\mu)$, приведенная на рис. 2.

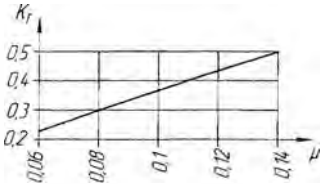


Рис. 2. График зависимости $K_T = f(\mu)$ для многодискового тормозного механизма прямого действия

Если, например, у предложенного тормозного механизма коэффициент трения фрикционных пар по каким-либо причинам изменится от 0,08 до 0,12, то K_T увеличивается лишь на 45%.

Таким образом, предложенная конструкция рабочих тормозных механизмов погрузочно-транспортной машины обладает существенно большей стабильностью выходных характеристик по сравнению с серийными тормозными механизмами.

Л и т е р а т у р а

1. Анилович, В.Я., Водолажченко, Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с., ил.
2. Барский, И.Б. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 335 с., ил.
3. Жуковский, Ю.М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 Кн. – Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидат технических наук. – Мн.: 1980. – 24 с.