

Анализ приведенных зависимостей показывает, что из всех рассмотренных расчетных вариантов более высокую удельную производительность имеют автопоезда, передаточное число ведущего моста которых равно 4,84.

В связи со значительной зависимостью рациональных сочетаний параметров комплектации от режимов движения автопоездов-сортиментовозов выбор требуемого передаточного отношения ведущего моста необходимо производить с учетом реальных условий эксплуатации. Согласно анализу производственной деятельности лесозаготовительных предприятий Республики Беларусь типичным распределением пробега автопоездов-сортиментовозов является соотношение: 80% – дороги общего пользования (магистрالی), 20% – лесовозные ветки. Используя данное соотношение, мы определили средние значения удельной производительности для автопоездов-сортиментовозов рассмотренных комплектаций. Полученные результаты показали, что применение моста с передаточным числом ( $u_0=4,84$ ), с учетом реального распределения дорожных условий, является наиболее предпочтительным. Поэтому для всех рассмотренных вариантов комплектаций рекомендуется применение ведущего моста с данным передаточным числом.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Высоцкий М. С., Гилелес Л. Х., Херсонский С. Г. Грузовые автомобили. Проектирование и основы конструирования. М.: Машиностроение, 1995.

УДК 630\*323.13

А. Р. Гороновский, доцент;  
В. Н. Лой, аспирант;  
С. Н. Гришкевич, инженер  
МТЗ

#### ОЦЕНКА ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОЙ ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ МЛ-126

The evaluation of parameters pulls of properties wheel skedder of the machine is conducted.

При создании колесной трелевочной машины МЛ-126 на базе специального шарнирно сочлененного шасси, с целью выбора рациональных параметров ходовой части и трансмиссии, была произведена

оценка показателей ее тягово-сцепных свойств. Выполнение этой задачи потребовало решения ряда сопутствующих вопросов: определения действующих при трелевке пачки хлыстов (деревьев) технологических сил и рационального распределения эксплуатационной массы трелевочной машины по мостам.

Распределение опорных реакций находилось из условия равенства всех сил, действующих на лесную машину относительно опорных точек. Величина, направление и место приложения действующих технологических сил определялись с учетом вида выполняемой операции и особенностей конструкции технологического оборудования [1].

Анализ полученных результатов показал, что нагрузка на заднюю ось трелевочной машины в груженом состоянии больше аналогичной нагрузки для порожней машины в 2,9...4,2 раза и зависит от величины продольной базы. Нагрузка на переднюю ось груженой трелевочной машины, наоборот, в среднем в 1,3 раза меньше аналогичной нагрузки для порожней машины.

Для повышения проходимости трелевочной машины необходимо стремиться к тому, чтобы обеспечить равномерное давление на опорную поверхность под колесами машины, то есть добиться равномерного распределения нагрузки по осям. Однако, как показывает анализ полученных результатов, с учетом специфических особенностей лесных машин по размещению на них груза и рабочего оборудования, указанное условие возможно обеспечить только в случае значительного уменьшения рейсовой нагрузки. Поэтому, с целью увеличения рейсовой нагрузки, можно считать допустимым коэффициент неравномерности распределения собственного веса лесной машины по опорам корпуса большим либо равным 2, что позволяет обеспечить минимальные значения коэффициента неравномерности распределения осевых нагрузок для случаев движения трелевочной машины с грузом.

Рациональные компоновочные параметры рассматриваемой трелевочной машины можно получить при величине продольной базы 2,95 м, так как в этом случае коэффициент  $k$  неравномерности распределения веса порожней машины составляет 1,4 с оптимальной загрузкой передней оси, что дает возможность обеспечить более равномерную загрузку осей в процессе движения машины с грузом.

Оценка тягово-сцепных свойств трелевочной машины проводилась с помощью тяговой диаграммы [2]. В качестве исходных данных использовались регуляторная характеристика дизельного двигателя Д-243, характеристики шины 33L-32 и передаточные числа трансмиссии.

Сила тяги по двигателю  $P_K$  определялась по формуле

$$P_K = M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_0 / R_k,$$

где  $M_{\text{дв}}$  – свободный момент двигателя, Н·м;  $R_k$  – радиус качения колеса, м;  $\eta_0$  – КПД трансмиссии.

Коэффициент буксования рассчитывается по формуле

$$\delta = \frac{\ln(1 - P_k / P_{\text{кр}})}{k},$$

где  $P_{\text{кр}}$  – сила тяги по сцеплению;  $k$  – коэффициент, зависящий от грунта.

В пределах эксплуатационных нормальных нагрузок на колесо буксование, при котором развивается максимальная касательная сила тяги, меньше 20%.

Тогда, действительная скорость машины

$$v = \frac{\pi n}{30} \times \frac{(1 - \delta)}{i_1} R_k.$$

Мощность на крюке

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} v.$$

Тяговый КПД трактора

$$\eta_{\text{т}} = N_{\text{кр}} / N_e.$$

В результате расчета на каждой  $i$ -той ступени регулирования определялись значения  $N_{\text{кр}i} = f(P_K)$ ;  $G_{\text{Т}i} = f(P_K)$ ;  $v_i = f(P_K)$ ;  $\delta_i = f(P_K)$ ;  $\eta_{\text{Т}i} = f(P_K)$ , по которым строилась тяговая диаграмма трелевочной машины (рис.).

Следовательно, проектируемая машина в типичных условиях лесосеки по своим тягово-сцепным возможностям может трелевать пачку хлыстов объемом до  $6 \text{ м}^3$ . В случае движения на первой передаче мощность двигателя не реализуется из-за недостаточного сцепного веса. Наиболее выгодный режим работы машины массой  $8500 \text{ кг}$  на лесном грунте находится в пределах: по крюковому усилию –  $33,4 \text{ кН}$  и по скорости движения –  $4,6 \text{ км/ч}$ . Максимальное тяговое усилие по сцепным возможностям  $60 \text{ кН}$  достигается при выключенном понижающем редукторе на первой передаче, при включенном редукторе – на первой и второй передачах.



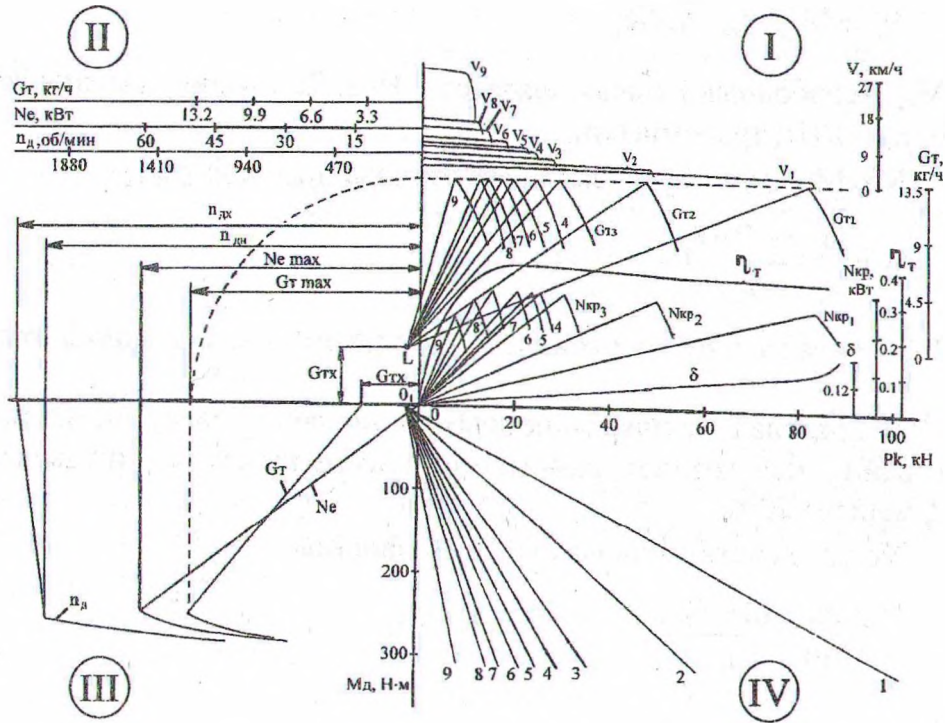


Рис. Тяговая характеристика трелевочной машины: 1...9 – для КПП с выключенным редуктором; 1r...9r – для КПП с включенным редуктором

Таким образом, принятые конструктивные параметры трелевочной машины МЛ-126 на базе шарнирно сочлененного шасси позволяют обеспечить ее эффективную эксплуатацию по тягово-сцепным свойствам.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования. - Мн.: Выш. шк., 1990.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Теория. - М.: Машиностроение, 1988.