

В.В. Хайновский, аспирант

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВОЙ ДИНАМИКИ ДВУХЗВЕННОЙ ЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

With reference to wood machine MPT-461 calculation of traction efforts of bridges is given in view of kinematic discrepancy in a drive and a various combination of conducting bridges for various conditions and modes of movement. Experimental dependences of twisting moments on wheels of traction and hook-on parts are given. The comparative analysis of settlement and experimental values of twisting moments on conducting bridges of the machine is carried out. The estimation of redistribution of values of tangents of forces of draft on conducting bridges of the machine is carried out on lines of constructive and operational factors.

Двухзвенная лесная погрузочно-транспортная машина МПТ-461 включает тяговое двухосное полноприводное звено и прицепной двухосный модуль с активным приводом. Задние оси прицепа приводятся во вращение непосредственно приводными роликами, к которым прижимаются две пары колес. Крутящий момент на приводные ролики передается через вал отбора мощности трактора через систему карданных валов.

Из практики эксплуатации и конструирования многоприводных машин с заблокированным приводом известно, что при движении такой машины отмечается рассогласование линейных скоростей ведущих мостов из-за различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Так, вследствие допуска на изготовление шин рассогласование составляет 1,5...2%, в результате неодинакового давления воздуха в шинах – 1...1,5%, а вследствие неодинаковой нормальной нагрузки на шины – 1...1,5%. Кроме того, при конструировании трансмиссии часто закладывают кинематическое несоответствие в приводе мостов в пределах 4...8% для надежного автоматического отключения некоторых мостов [1].

Наличие рассогласования линейных скоростей движения мостов с заблокированным межосевым приводом влечет за собой нерациональное распределение тяговых нагрузок мостов и даже отрицательные тяговые усилия некоторых мостов, что способствует неблагоприятному нагрузочному режиму деталей ходовой системы и шин, значительному снижению КПД машины за счет циркуляции паразитной мощности между ведущими мостами.

Применительно к машине МПТ-461 расчет тяговых усилий мостов с учетом кинематического несоответствия в приводе проведен по методике, изложенной в [2].

Разность теоретической скорости каждого моста v_{Ti} и теоретической скорости машины v_a при движении последней по ровной твердой дороге с малым сопротивлением движению, когда суммарная касательная сила тяги равна нулю, составляет кинематическое рассогласование i -го моста. Отношение этой разности к скорости v_{Ti} определяет коэффициент кинематического несоответствия i -го моста m_{Hi} :

$$m_{Hi} = \frac{v_{Ti} - v_a}{v_{Ti}}$$

Коэффициент буксования i -го моста выражается формулой

$$\delta_i = m_{Hi} + (1 - m_{Hi}) \delta_a,$$

где $\delta_a = \frac{v_a - v_d}{v_a}$ – коэффициент буксования машины, обозначающий относительную потерю скорости; v_d – действительная скорость машины.

Коэффициент кинематического несоответствия i -го моста с учетом колес разных типоразмеров на разных мостах

$$m_{Hi} = 1 - r_a^0 \frac{i_i}{r_i},$$

где i_i – передаточное отношение трансмиссии на привод i -го моста; r_i – радиус качения колес i -го моста, r_a^0 – обобщенный (условный) радиус качения машины, определяемый по формуле

$$r_a^0 = \left(\sum_{i=1}^n K_i r_i / i_i \right) \left(\sum_{i=1}^n K_i \right)^{-1},$$

где K_i – коэффициент тангенциальной жесткости колеса; n – количество ведущих осей машины.

Принимая поверхность движения недеформируемой, для определения касательной силы тяги моста воспользуемся зависимостью

$$P_{ki} = K_i \cdot \delta_i.$$

При этом значение δ_a можно определить по формуле

$$\delta_a = \frac{P_\Sigma - \sum_{i=1}^n K_i m_{Hi}}{\sum_{i=1}^n K_i (1 - m_{Hi})},$$

где P_Σ – суммарное сопротивление движению.

Расчетная схема двухзвенной погрузочно-транспортной машины для определения касательных сил тяги ведущих мостов приведена на рис. 1.

Нормальные реакции на оси и размерные параметры машины были определены экспериментально в процессе лабораторных испытаний. В соответствии с условиями эксперимента на опытном участке дороги движение осуществлялось на шестой передаче, что соответствует передаточным числам привода мостов тягового звена i_1 и i_2 и приводного ролика i_p прицепного звена при радиусе ролика $r_p=150$ мм: $i_1=47,502$; $i_2=64,132$; $i_p=13,498$.

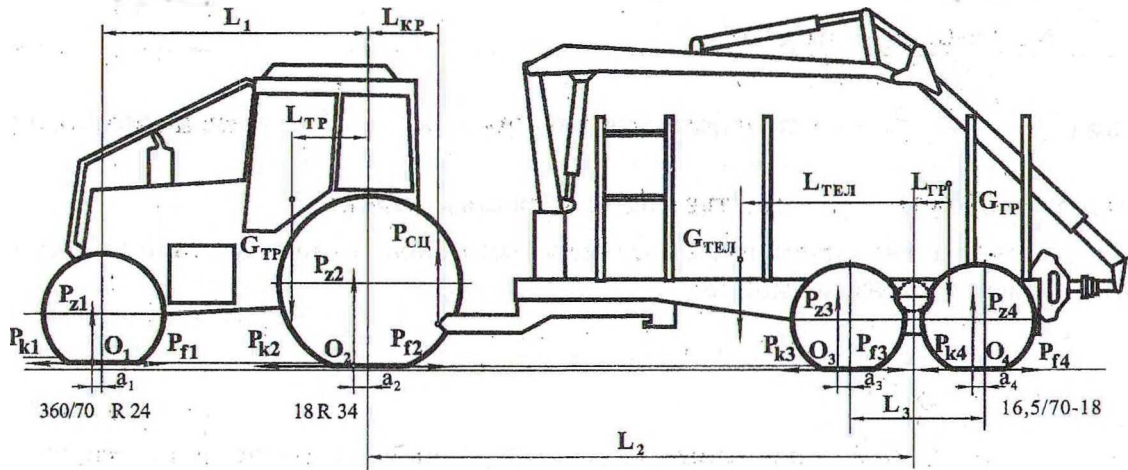


Рис. 1. Расчетная схема погрузочно-транспортной машины МПТ-461

В процессе исследовательских испытаний были зарегистрированы значения крутящих моментов на задней полуоси трактора и на приводном ролике при движении машины с различной рейсовой нагрузкой на типичных опытных участках волоков при различном типе привода. Полученные данные применялись для определения движущих сил и сил сопротивления движению машины при различных вариантах использования привода. При условии включения только заднего моста тягового звена сила сопротивления движению определялась по формуле

$$P_{\Sigma} = \frac{M_K}{r_K^0 - \lambda_K \cdot M_K}$$

где M_K – крутящий момент на заднем колесе трактора; r_K^0 – радиус качения этого колеса в ведомом режиме.

В результате проведенных расчетов были получены следующие значения касательных сил тяги ведущих мостов машины МПТ-461 (см. рис. 2).

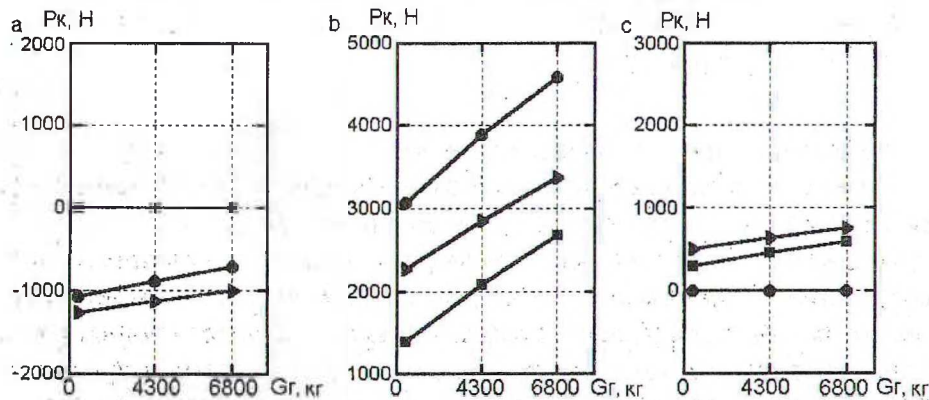


Рис. 2. Зависимости касательных сил тяги на ведущих мостах машины от рейсовой нагрузки: а – передний мост трактора; б – задний мост трактора; в – мост прицепа (\blacktriangle – ведущие все мосты машины; \blacksquare – ведущие все мосты, кроме переднего; \bullet – ведущие только мосты тягового звена машины)

Анализируя полученные данные, видим, что передаточные числа трансмиссии и радиусы шин выбраны таким образом, что при данных условиях движения передний ведущий мост имеет отрицательное значение касательной силы тяги, а основной составляющей суммарной силы тяги является задний ведущий мост трактора. Влияние же дополнительного привода задних осей невелико. По мере увеличения рейсовой нагрузки буксование задних колес тягового звена увеличивается, что приводит к уменьшению рассогласования линейных скоростей ведущих мостов.

Очевидно, что дальнейшее увеличение буксования задних колес тягового звена приведет к перераспределению касательных сил тяги между мостами: значение касательной силы тяги переднего моста будет положительным, а осей прицепа – значительно выше. Это произойдет при ухудшении дорожных условий (наличие переувлажненных участков волока, рыхлого снега и т. д.).

Расчетные значения касательных сил тяги хорошо согласуются с данными эксперимента. На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости значений крутящего момента на задней полуоси тягового звена в процессе движения по опытному участку дороги со всеми ведущими мостами и с отключенным передним мостом. На рис. 4 показаны экспериментальные зависимости значений крутящего момента на приводном ролике осей прицепа в тех же опытах.

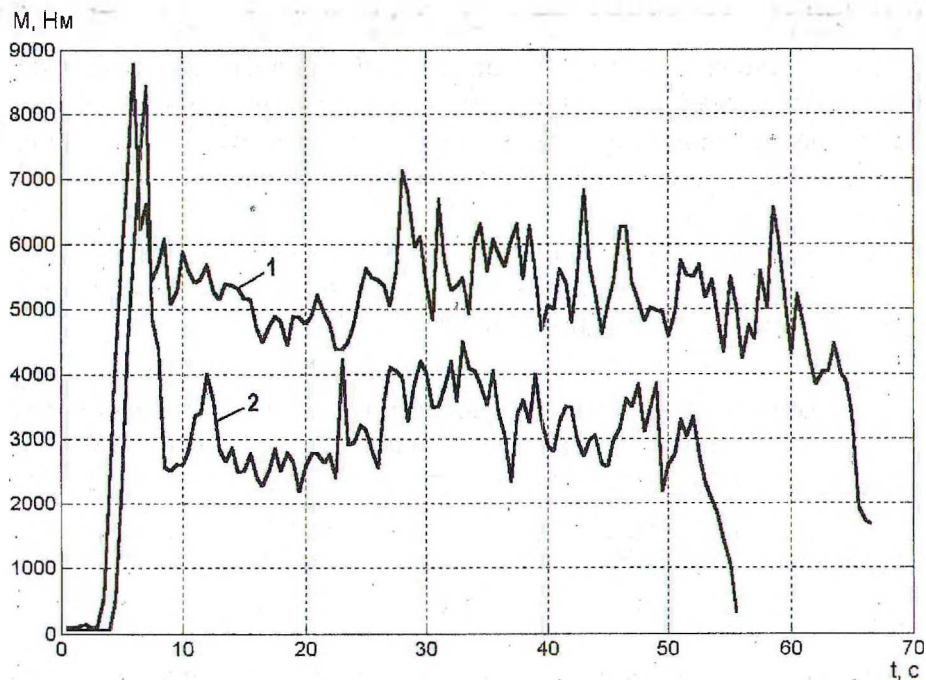


Рис. 3. Экспериментальные зависимости крутящих моментов на задней полуоси тягового звена машины МПТ-461 при движении по опытному участку дороги: 1 – с полным приводом осей; 2 – с отключенным передним мостом

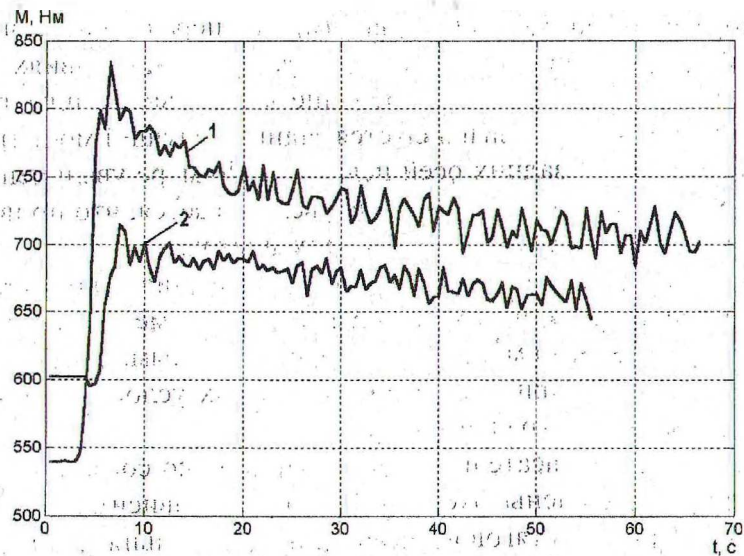


Рис. 4. Экспериментальные зависимости крутящих моментов на приводном ролике осей прицепа машины МПТ-461 при движении по опытному участку дороги: 1 – с подным приводом осей; 2 – с отключенным передним мостом

Как показано на представленных графиках, кривая крутящих моментов на задней полуоси тягового звена имеет ярко выраженный всплеск, соответствующий моменту трогания машины, и колебания вокруг некоторого среднего значения, соответствующие изменению сопротивления движения в процессе опыта. Крутящий момент на полуоси трактора меньше (в среднем на 2 кНм) в том случае, когда машина движется с отключенным передним мостом.

Для оценки адекватности используемой методики в таблице приведены расчетные и экспериментальные средние значения крутящих моментов на передней и задней полуоси тягового звена и приводном ролике прицепа.

Таблица
Расчетные и экспериментальные значения крутящих моментов на полуосях тягового звена и приводном ролике осей прицепа машины МПТ-461

Состояние привода	M_1 (расч.), кНм	M_2 (расч.), кНм	M_2 (эсп.), кНм	M_p (расч.), кНм	M_p (эсп.), кНм
Ведущие все мосты	-1,9	4,7	5,8	2,73	0,73
Ведущие все мосты, кроме переднего	0	3,8	3,6	1,17	0,68

Анализируя представленные данные, видим, что расчетные значения крутящих моментов в целом согласуются с экспериментальными. Отличие расчетного значения крутящего момента на приводном ролике осей прицепа объясняется тем, что расчетная методика не учитывает работу межосевого дифференциала и проскальзывание приводного ролика относительно колес.

Изменения распределения крутящих моментов по ведущим осям машины можно добиться изменением передаточных отношений блокированного межосевого привода с помощью установки других шин, с другими радиусами, изменения радиуса приводного ролика задних колес либо изменения передаточных чисел трансмиссии.

Однако значительное перераспределение касательных сил тяги может произойти и из-за различных эксплуатационных факторов. Так, на графике (рис. 5) показано, как изменится распределение касательных сил тяги между мостами при различных радиусах качения вследствие различного давления в шинах и различного допуска на изготовление шин.

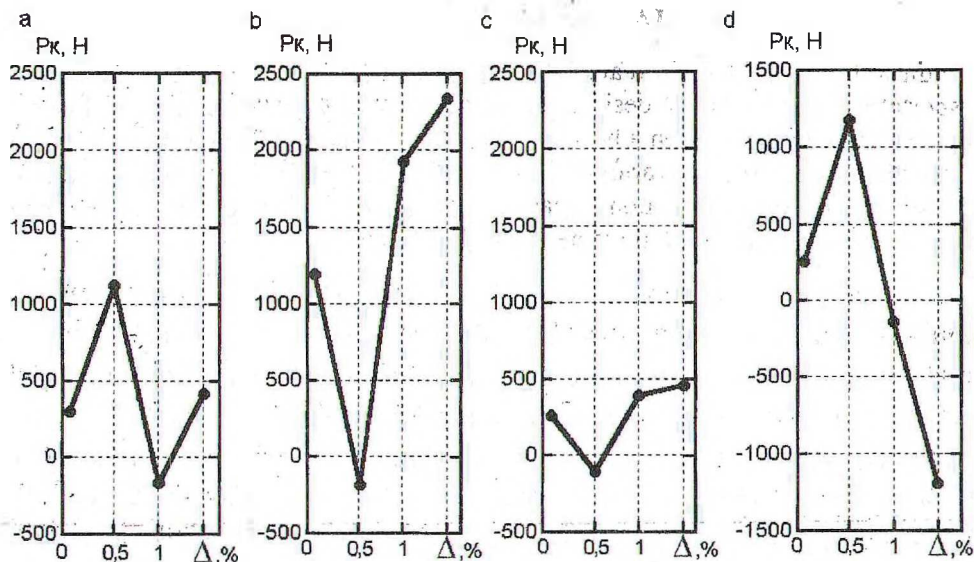


Рис. 5. Зависимости касательных сил тяги от отклонения радиусов качения ведущих колес:
а – переднего моста, б – заднего моста трактора, с, d – осей прицепа

Как показывают исследования [3], оптимальное распределение касательных сил тяги полноприводной машины будет в том случае, когда касательная сила тяги (крутящий момент) каждого моста будет пропорциональна нормальной нагрузке на этот мост. Исходные точки на графике (рис. 5) вычислены из этого условия.

Как видим, даже отклонение радиусов качения на 0,5% может вызвать неблагоприятное изменение распределения крутящих моментов между ведущими осями рассматриваемой машины. Это наблюдается у всех многоосных машин с заблокированным межосевым приводом при движении по слабдеформируемым поверхностям.

Все вышеперечисленное позволяет сделать следующие выводы: при движении машины МПТ-461 по асфальту или другим слабдеформируемым поверхностям целесообразнее использовать только привод задней оси тягового звена машины; при движении машины с грузом по лесному волоку или грунтам с низкой несущей способностью необходимо включать и привод осей прицепа; при наличии труднопроходимых участков, при сильном буксовании задних осей тягового звена машины необходимо дополнительно включить привод переднего моста.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Лефаров А.Х., Высоцкий М.С., Ванцевич В.В., Кабанов В.И. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. – Мн.: Наука и техника, 1991.
3. Петрушов В.А., Московкин В.В., Шуклин С.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. – М.: Машиностроение, 1975.