

УДК 630.377.4

С. Н. Пишов, канд. техн. наук, ассистент (БГТУ);  
А. Р. Гороновский, канд. техн. наук, доцент (БГТУ)

### ВЛИЯНИЕ СПОСОБА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ТРАНСМИССИИ НА ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА ФОРВАРДЕРА 6К6

Установлен характер влияния на показатели тягово-сцепных свойств параметров трансмиссии с заблокированным и дифференциальным раздаточными механизмами. Для распределения касательных сил тяги между ведущими мостами лесной погрузочно-транспортной машины 6К6 с наименьшим буксованием установлены значения коэффициентов кинематического несоответствия и передаточного отношения межосевого дифференциала.

In article influence of a way of distribution of the twisting moment in transmission on тягово-coupling properties forwarder 6W6 is considered. Values of factors of kinematic discrepancy and transfer numbers of differential for rational distribution of tangents of efforts between leaders movies forwarder are determined.

**Введение.** Современные полноприводные погрузочно-транспортные машины оснащаются механическими и гидромеханическими типами трансмиссии с заблокированным и дифференциальными способами распределения крутящего момента между ведущими мостами. Особенности эксплуатации данных машин требуют выбора рациональных параметров раздаточных механизмов трансмиссии с целью достижения минимальных значений буксования движителя при преодолении сил сопротивления движению. Снижение буксования движителя приводит к уменьшению колееобразования на пасечных и магистральных трелевочных волоках, что особенно важно при освоении труднодоступного лесосечного фонда. Выбор необходимых параметров трансмиссии, а также предпочтительного типа движителя в зависимости от эксплуатационных условий позволит повысить эффективность использования погрузочно-транспортных машин на первичной транспортировке древесины.

**Теоретические зависимости для оценки влияния параметров трансмиссии на распределение касательных сил тяги.** Основными показателями трансмиссии заблокированного типа, влияющими на характер распределения крутящего момента, являются коэффициенты кинематического несоответствия ведущих мостов  $m_{hi}$ , значения которых зависят от конструктивных параметров трансмиссии и ходовой части. В зависимости от знака коэффициента ведущий мост может быть забегаяющим (положительное значение) или отстающим (отрицательное значение). У машин с дифференциальным типом трансмиссии характер распределения крутящего момента зависит от передаточного отношения межосевого дифференциала.

Выражение для определения коэффициента кинематического несоответствия  $i$ -го ведущего моста имеет следующий вид:

$$m_{hi} = \frac{v_{Ti} - v_M}{v_{Ti}},$$

где  $v_{Ti}$  – теоретическая скорость движения  $i$ -го моста;  $v_M$  – теоретическая скорость движения машины.

Кинематическое несоответствие между ведущими мостами возникает вследствие перераспределения нагрузок на оси колес, разности давления в шинах, различного износа протектора шин и др. При этом наблюдается рассогласование окружных скоростей, развиваемых ведущими мостами лесной машины.

Коэффициент буксования  $i$ -го моста с учетом известного коэффициента кинематического несоответствия определен с помощью зависимости:

$$\delta_i = m_{hi} + (1 - m_{hi})\delta_M,$$

где  $\delta_M$  – коэффициент буксования машины, который обозначает относительную потерю скорости движения машины и определяется по формуле

$$\delta_M = \frac{v_M - v_d}{v_M},$$

где  $v_d$  – действительная скорость движения погрузочно-транспортной машины.

Коэффициент кинематического несоответствия для  $i$ -го моста зависит от некоторых параметров трансмиссии и определяется с помощью формулы

$$m_{hi} = 1 - r_M^0 \frac{i_i}{r_i},$$

где  $r_M^0$  – обобщенный (условный) радиус качения машины;  $i_i$  – передаточное число трансмиссии на привод  $i$ -го моста;  $r_i$  – динамический радиус колес  $i$ -го моста машины.

Выражение для расчета обобщенного радиуса качения машины имеет вид

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

где  $K_i$  – коэффициент тангенциальной жесткости  $i$ -го колеса.

– Для машины с колесным типом движителя

$$\sum_{i=1}^3 \left\{ \frac{f_{\text{ск}} k_{\tau} Z_i}{L_i [m_{hi} + (1 - m_{hi}) \delta_m]} \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{[m_{hi} + (1 - m_{hi}) \delta_m] L_i}{k_{\tau}} - f_{\text{пп}} \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[m_{hi} + (1 - m_{hi}) \delta_m] L_i}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 2\tau_{\text{сп}} \frac{h_{\tau i} L_i}{t_i} \right\} - 0,5 \sum_{i=1}^3 \left[ \left( \frac{Z_i^4}{k_k b_1 D_{\text{пп}1}} \right)^{1/3} \right] = 0.$$

– Для машины с комбинированным типом движителя

$$\frac{f_{\text{ск}} k_{\tau} Z_1}{L_1 [m_{h1} + (1 - m_{h1}) \delta_m]} \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{[m_{h1} + (1 - m_{h1}) \delta_m] L_1}{k_{\tau}} - f_{\text{пп}} \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[m_{h1} + (1 - m_{h1}) \delta_m] L_1}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 2\tau_{\text{сп}} \frac{h_{\tau 1} L_1}{t_1} + \frac{f_{\text{ск}} k_{\tau} Z_4}{L_4 [m_{h4} + (1 - m_{h4}) \delta_m]} \left[ \ln \operatorname{ch} \frac{[m_{h4} + (1 - m_{h4}) \delta_m] L_4}{k_{\tau}} - f_{\text{пп}} \left( \frac{1}{\operatorname{ch} \frac{[m_{h4} + (1 - m_{h4}) \delta_m] L_4}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 4\tau_{\text{сп}} \frac{h_{\tau 4} L_4}{t_4} - 0,5 \left( \frac{Z_1^4}{k_k b_1 D_{\text{пп}1}} \right)^{1/3} - \frac{2\sigma_0^2 b_4 \eta_{\delta}}{k} \ln \operatorname{ch} \frac{p_{\text{мин}}}{\sigma_0 \eta_{\delta}} + \frac{2\sigma_0^2 b_4}{k} \ln \operatorname{ch} \frac{\Delta p}{\sigma_0} = 0,$$

где  $f_{\text{ск}}$  – коэффициент трения скольжения;  $k_{\tau}$  – коэффициент деформации почвогрунта;  $Z_i$  – опорные реакции движителей форвардер;  $\delta_m$  – коэффициент буксования машины;  $h_{\tau 1}$ ,  $h_{\tau 2}$ ,  $h_{\tau 3}$ ,  $h_{\tau 4}$  – высота грунтозацепов;  $\tau_{\text{сп}}$  – напряжение среза грунта;  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$  – расстояние между грунтозацепами;  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $b_4$  – ширина движителей;  $k_k$  – приведенный коэффициент смятия грунта;  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$ ,  $L_4$  – длина площади контакта  $i$ -того движителя с опорной поверхностью;  $D_{\text{пп}1}$ ,  $D_{\text{пп}2}$ ,  $D_{\text{пп}3}$  – приведенный диаметр жестких колес, эквивалентных эластичным;  $\sigma_0$  – напряжение смятия почвогрунта;  $\eta_{\delta}$  – коэффициент полезного действия буксования;  $p_{\text{мин}}$  – давление на грунт от движителя комбинированного типа;  $\Delta p$  – разность давлений под передним и задним колесами балансирующей тележки;  $f_{\text{пп}}$  – приведенный коэффициент трения.

Рассмотрим влияние основных параметров дифференциальной трансмиссии на распределение касательных сил тяги между ведущими мостами лесной машины БКБ.

Действительная скорость движения машины с межосевым дифференциалом определена с помощью зависимости

$$v_d = v_m (1 - \delta_m) = \omega_0 r_m^0 (1 - \delta_m),$$

где  $\omega_0$  – угловая скорость межосевого дифференциала;  $r_m^0$  – приведенный к корпусу межосевого дифференциала обобщенный радиус качения машины в ведомом режиме, который определяется по формуле

$$r_m^0 = \frac{r_1 r_2 (1 + u_d)}{r_2 i_1 + r_1 i_2 u_d},$$

где  $r_i$  – радиусы качения колес машины;  $u_d$  – передаточное число межосевого дифференциала;  $i_i$  – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов.

Обобщенный радиус качения машины, исходя из условия равенства скоростей мостов, определяется по зависимости

$$r_m^0 = \frac{r_1}{i_2} = \frac{r_2}{i_1}.$$

Выражение для расчета буксования машины имеет следующий вид:

$$\delta_i = 1 - \frac{(1 + u_a)(1 - \delta_1)(1 - \delta_2)}{1 - \delta_2 + u_a(1 - \delta_1)}.$$

Касательные силы тяги мостов  $P_{ki}$  при равномерном движении погрузочно-транспортной машины БКБ определяются из системы уравнений:

– для колесной машины,

$$\begin{cases} \frac{P_{k1}}{P_{k2} + P_{k3}} = u_d, \\ P_{k1} + P_{k2} + P_{k3} = P_{f1} + P_{f2} + P_{f3}; \end{cases}$$

– для машины с комбинированным двигателем

$$\begin{cases} \frac{P_{k1}}{P_{k4}} = u_d, \\ P_{k1} + P_{k4} = P_{f1} + P_{f4}. \end{cases}$$

Решение полученных зависимостей позволяет определить рациональные параметры трансмиссии блокированного и дифференциального типов, при которых будет наблюдаться наименьшее буксование при преодолении сил сопротивления движению  $P_{fi}$ .

**Результаты оценки влияния способа распределения крутящего момента в трансмиссии на тягово-цепные свойства форвардера 6К6.** Проведенные исследования позволили оценить влияние коэффициентов кинематического несоответствия на распределение касательных сил тяги между движителями при блокированном типе привода осей форвардера 6К6. Кинематическое несоответствие создается при перераспределении нагрузок на оси, вследствие чего изменяются радиусы качения колес машины. В табл. 1 приведены значения касательных сил тяги и буксования движителей колесной погрузочно-транспортной машины при различных значениях коэффициентов кинематического несоответствия во время движения по волоку с несущей способностью 80–120 кПа (1-й тип местности).

Анализ полученных результатов позволил произвести оценку вклада касательных сил тяги каждого моста в суммарную касательную силу тяги при различных коэффициентах кинематического несоответствия. Оптимальным для распределения сил является отсутствие кинематического рассогласования между движителями полноприводной погрузочно-транспортной машины. В данном случае для преодоления силы

сопротивления движению движителя развивают касательные силы тяги с минимальным буксованием. Преодоление силы сопротивления движению грузовой погрузочно-транспортной машиной с колесным типом движителя и блокированной трансмиссией сопровождается буксованием колес энергетического модуля 1,9%, технологического – 2,3%. Буксование форвардера в данном случае составляет 2,2%. Однако в реальных условиях эксплуатации всегда существует кинематическое рассогласование между движителями. Полученные результаты позволили сделать вывод о том, что для погрузочно-транспортной машины 6К6 движитель балансирной тележки технологического модуля должен иметь окружную скорость на 2–3% больше, чем колеса переднего модуля. В данном случае при движении машины по волоку 1-го типа местности колеса технологического модуля развивают касательную силу тяги 33 кН при буксовании колес 3,4%. Буксование движителя машины в целом составляет 2,4%. В случае, когда забегающими являются колеса энергетического модуля, они развивают касательную силу тяги 22,4 кН при буксовании 3,9%. Движители технологического модуля вращаются с буксованием 0,6%, и касательная сила составляет 0,8 кН. При движении с помощью только переднего моста для преодоления сил сопротивления колеса развивают касательную силу тяги при буксовании 5–7%.

В табл. 2 приведены результаты исследований по оценке влияния коэффициентов кинематического несоответствия на распределение касательных сил тяги между мостами погрузочно-транспортной машины с комбинированным типом движителя.

Анализ полученных результатов указывает, что при отсутствии кинематического несоответствия между движителями касательные силы тяги развиваются при буксовании машины 3,1%. Более высокое в сравнении с колесным вариантом буксование машины обусловлено тем, что усилие сопротивления движению колесной машины в 2,5–3 раза меньше, чем у колесно-гусеничной.

Таблица 1

**Влияние параметров трансмиссии блокированного типа на характер распределения касательных сил тяги колесной погрузочно-транспортной машины 6К6 при движении по волоку 1-го типа местности**

$m_{h1}$	$m_{h2}$	$m_{h3}$	$P_{k1}$	$P_{k2}$	$P_{k3}$	$P_{k\text{сумм}}$	$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_3$	$\delta_m$
0	0	0	5,2	9,4	9,4	24	1,9	2,3	2,3	2,2
-0,02	0,01	0,01	-9,1	16,5	16,5	23,9	-1,7	3,4	3,4	2,1
0,02	-0,01	-0,01	22,4	0,8	0,8	24	3,9	0,6	0,6	3,2
0	0,02	-0,02	5,7	22,4	-4,2	23,9	1,9	4,2	4,2	2,8

Таблица 2

**Распределение касательных сил тяги между мостами погрузочно-транспортной машины 6К6 повышенной проходимости, оснащенных механической трансмиссией блокированного типа, при движении по волокам I-го типа местности**

$m_{h1}$	$P_{k1}$ , кН	$P_{k2}$ , кН	$\delta_m$ , %	$\delta_1$ , %	$\delta_2$ , %	$P_{kmax}$ , кН	$\delta_{max}$ , %
$m_{h1} = 0$	11,5	57,8	3,1	3	3,2	88,3	16
$m_{h2} = 0$							
$m_{h1} = 0,02$	15,7	53,5	2,9	3,6	2,2	88,7	14
$m_{h2} = -0,01$							
$m_{h1} = -0,02$	7,2	62,2	3,2	2	4,4	88,1	18
$m_{h2} = 0,02$							

Наименьшее буксование машины с комбинированным типом движителя достигается в случае, когда передние колеса имеют положительный коэффициент кинематического несоответствия. Однако в данном случае повышается буксование колес энергетического модуля.

Наибольший вклад в суммарную касательную силу тяги вносят движители балансирующей тележки, следовательно, выбор значения коэффициентов кинематического несоответствия следует проводить по показателям движителя технологического модуля. При изменении значений коэффициентов кинематического несоответствия заднего моста от 0 до 0,02 касательные силы тяги колесно-гусеничного движителя увеличились от 53,5 до 62,2 кН. Буксование машины возрастает с 2,2 до 4,4%.

Проведенный анализ полученных зависимостей позволил определить численные значения коэффициентов кинематического несоответствия для движителей машины, работающей на почвогрунтах с различной несущей способностью, которые для переднего моста должны находиться в пределах  $-0,02-0$ , для движителей заднего моста  $0-0,02$ . Для достижения данной цели требуется поддерживать повышенное на 5–10% от нормативного значение давления в шинах колес технологического модуля и пониженное на 10–15% давление в колесах энергетического модуля. В данном случае для порожнего форвардера коэффициент кинематического несоответствия передних колес ( $m_{h1}$ ) будет равен  $-0,02...-0,01$ , а для задних колес  $m_{h2} = m_{h3} = 0,01-0,02$ . Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям процесса движения форвардера, для преодоления силы сопротивления движению достаточно двигаться с помощью переднего моста. Сниженное на 10–15% давление в шинах колес энергетического модуля приводит к увеличению площади контакта ведущих колес с опорной поверхностью волока и, соответственно, к росту развиваемой

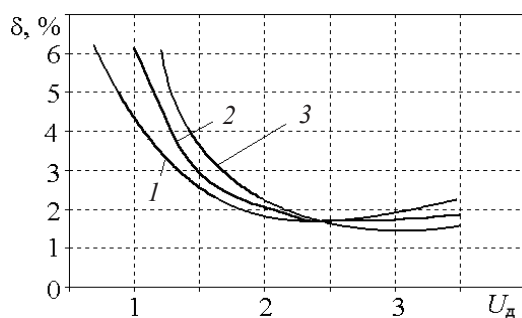
касательной силы тяги. Перекачаные на 5–10% колеса технологического модуля создают меньшее усилие сопротивления движению, что также является положительным результатом. После загрузки погрузочно-транспортной машины пачкой сортиментов объемом  $10 \text{ м}^3$  происходит перераспределение нагрузок на осях машины. Нагрузка на переднюю ось снижается на 5–7%, что приводит к уменьшению деформации шин и увеличению динамического радиуса качения. Обратная ситуация наблюдается с колесами технологического модуля. Нагрузка на ось тандемной балансирующей тележки у груженого форвардера на 25–30% выше в сравнении с порожним, что приводит к увеличению деформации шин и, следовательно, к уменьшению динамического радиуса качения. В данном случае значения коэффициентов кинематического несоответствия переднего и заднего мостов выравниваются и стремятся к нулю, и полноприводная погрузочно-транспортная машина может двигаться с минимальными значениями буксования движителя.

Полученные в результате исследований зависимости касательных сил тяги и сил сопротивления движению при эксплуатации форвардеров на грунтах 3-го и 4-го типов местности позволили сделать вывод об ограниченности использования колесных погрузочно-транспортных машин при освоении труднодоступного лесосечного фонда вне зависимости от значений коэффициентов кинематического несоответствия. Во время движения форвардера по волоку с низкой несущей способностью общая касательная сила, развиваемая машиной, составляет 70,4 кН. Буксование машины при этом находится в пределах 24–26%. Колеса энергетического модуля развивают касательную силу тяги 20,3 кН, а технологического – 44,9 кН. Сила сопротивления движению составила 59–61 кН.

При проведении исследований рассмотрен случай, когда движение колесной погрузочно-

транспортной машины происходило при наличии кинематического несоответствия между колесами балансирующей тележки технологического модуля

Полученные зависимости указывают, что максимальные значения касательных сил тяги находились в пределах силы сопротивления движению, т. е. колеса балансирующей тележки практически не выполняли полезную работу, а только преодолевали силы сопротивления движению. При принятых коэффициентах кинематического несоответствия и буксования машины до 9% наблюдается отрицательное буксование или скольжение одного из колес балансирующей тележки до 3–4%. В данном случае колесо создает дополнительное сопротивление движению погрузочно-транспортной машины, а передние колеса развивали необходимую касательную силу тяги при буксовании 25–26%.



Зависимость буксования колесной погрузочно-транспортной машины от передаточного числа межосевого дифференциала при движении по волоку 1-го типа местности:

1 – порожний форвардер;

2 – форвардер с пачкой сортиментов объемом  $5 \text{ м}^3$ ;

3 – форвардер с пачкой сортиментов объемом  $10 \text{ м}^3$

Из вышесказанного следует, что применение колесной погрузочно-транспортной машины на грунтах с низкой несущей способностью приводит к значительному снижению рабочих скоростей и увеличению колееобразования вследствие повышенного буксования движителя. Максимальные значения касательной силы тяги, которые достигали 65–67 кН, всего на 3–5% превышали силы сопротивления движению. Следовательно, при преодолении дополнительных сил сопротивления движению колесная погрузочно-транспортная машина может полностью потерять проходимость, т. е. суммарная касательная сила тяги будет меньше силы сопротивления движению. Кинематическое несоответствие движения колес форвардера во время движения по заболоченным волокам практически не оказывает влияния на максимально развиваемые касательные силы тяги, однако с увеличением коэффициентов кинематического несоответст-

вия необходимые тяговые усилия достигаются при больших значениях буксования колес, что является отрицательным фактом при работе на почвогрунтах с низкой несущей способностью.

Проведенные исследования позволили определить параметры межосевого дифференциала, установленного между ведущими мостами погрузочно-транспортной машины 6К6. Для определения передаточных чисел межосевого дифференциала, при которых наблюдается минимальное буксование движителя, построена зависимость, представленная на рисунке (движение осуществляется по волоку 1-го типа местности).

Анализ зависимости позволил установить значение передаточного числа межосевого дифференциала, при котором машина осуществляет движение с минимальным буксованием движителя. Для данных условий передаточное число дифференциала должно находиться в пределах 2,2–2,8. Буксование колес машины в этом случае составит 2–3%. С увеличением передаточного отношения межосевого дифференциала буксование колес переднего модуля снижается, а задних повышается.

При движении по волоку с низкой несущей способностью, соответствующему 3-му типу местности, сила сопротивления движению форвардера с комбинированным типом движителя находится в пределах 66,9–67,3 кН. Коэффициент сопротивления движению принимает значения 0,24–0,26. В данных эксплуатационных условиях с увеличением передаточного числа межосевого дифференциала от 1 до 3 касательная сила тяги колес энергетического модуля снижается с 20,3 до 11,2 кН. При передаточном числе от 1 до 2,3 передний мост развивает максимально возможную касательную силу тяги при буксовании 20–25%.

**Заключение.** Для распределения касательных сил тяги между ведущими мостами лесной погрузочно-транспортной машины 6К6 с наименьшим буксованием установлены значения коэффициентов кинематического несоответствия, которые для колес энергетического модуля должны составлять  $-0,02-0$ , для движителя заднего моста  $-0-0,025$ . При оснащении форвардеров 6К6 дифференциальной трансмиссией значение передаточного отношения межосевого дифференциала должно находиться в пределах 2,2–2,8.

### Литература

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин: учеб. пособие / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
2. Тракторы: Теория: учебник / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

3. Пищов, С. Н. Применение двигателя комбинированного типа для повышения тягово-сцепных свойств лесных погрузочно-транспортных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / С. Н. Пищов; Белорус. гос. техн. ун-т. – Минск, 2008. – 20 с.

4. Пищов, С. Н. Сравнительный анализ тягово сцепных свойств форвардеров 6К6 с механической и гидромеханической трансмиссиями / С. Н. Пищов, А. Р. Гороновский, В. А. Коробкин // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообаб. пром-сть. – 2009. – Вып. XVII. – С. 94–97.

5. Лефаров, А. Х. Энергонагруженность ведущих мостов транспортно-тяговых машин / А. Х. Лефаров // Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин / А. Х. Лефаров [и др.]. – Минск, 1991. – С. 5–169.

6. Смирнов, Г. А. Прямолинейное движение колесной машины по твердой плоской опорной поверхности / Г. А. Смирнов // Теория движения колесных машин: учеб. пособие для студентов машиностроит. специальностей вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд. – М., 1990. – Гл. 2. – С. 31–87.

*Поступила 01.04.2010*