

Иванова, М., 1973. 11. Леонович И.И. Развитие сухопутного транспорта леса в СССР. Минск, 1974. 12. Леонович И.И., Макаревич С.С., Лашенко А.П. Применение реологических моделей к расчету дорожных одежд. Минск, 1971. 13. Безрук В.М. Укрепление грунтов в дорожном и аэродромном строительстве. М., 1971. 14. Брик М.И. Строительство дорог: темпы и качество. — "Лесная промышленность", 1976, № 11.

УДК 634.0.3:534

А.В. Жуков, канд. техн. наук

### АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ДЕРЕВЬЕВ НА ТЯГАЧЕ В ПОГРУЖЕННОМ ПОЛОЖЕНИИ

В работе [1] освещается вопрос использования на лесозаготовках способа трелевки (подвозки) деревьев в полностью погруженном положении на тягаче.

Одной из особенностей рассматриваемой трелевочной системы является такое размещение пачки на машине, когда расстояние между опорами мало в сравнении со свободно свисающими ее концами.

Колебания хлыстов в таком случае значительно отличаются от колебаний при размещении их на опорах, расположенных на значительном расстоянии друг от друга (лесовозный автопоезд) [2].

Расчетная модель учитывает в общем случае наличие неподдресоренных масс тягача (рис. 1), вертикальную податливость рессор и шин, продольную податливость трансмиссии. Подвеску принимаем нелинейной. Масса пачки деревьев распределена на три дискретные массы [2], причем средняя из них присоединяется непосредственно к поддресоренной массе тягача, учитывая незначительные независимые смещения и возможное закрепление на опорах средней части стволов.

Как видно из рис. 1, для динамической системы в расчет принимаем 8 степеней свободы, которые характеризуются обобщенными координатами:

$$z_1, \theta_1, z_2, z_3, \xi_1, \xi_2, \xi_3, x_1.$$

Полученные дифференциальные уравнения вертикальных и продольно-угловых колебаний двухосной системы имеют вид:

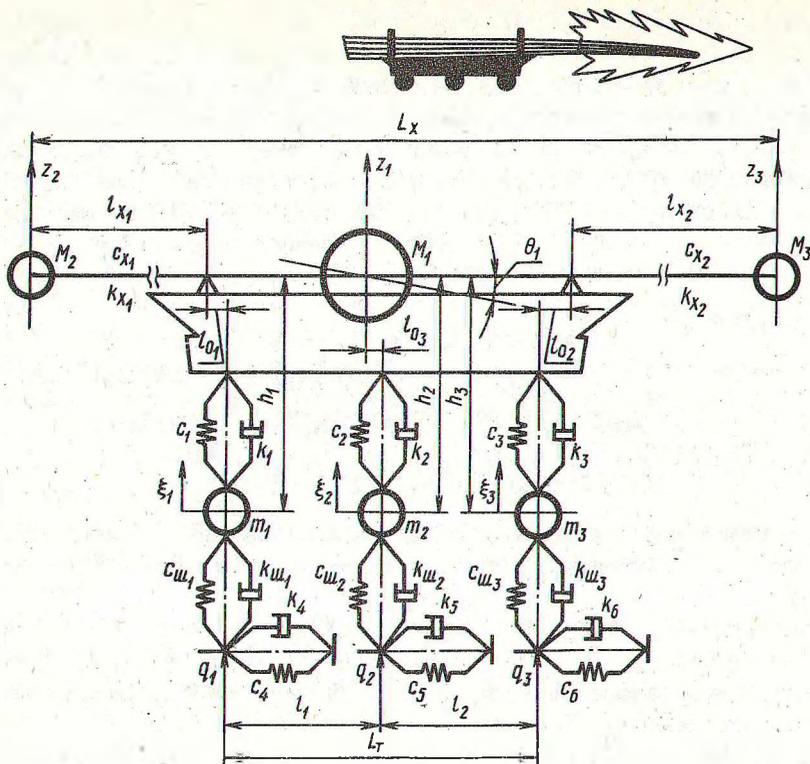


Рис.1. Расчетная схема колебаний трелевочно-транспортной машины при расположении пачки на тягаче в погруженном положении ( $M_1$  - подрессорная масса тягача, включающая часть массы пачки деревьев;  $M_2$  и  $M_3$  - соответственно дискретные массы комлевой и вершинной части пачки деревьев;  $m_1, m_2, m_3$  - неподдресоренные массы соответствующих осей машины;  $C_1, C_2, C_3, K_1, K_2, K_3$  - соответственно вертикальные жесткости и коэффициенты сопротивлений подвесок осей машины;  $C_{ш1}, C_{ш2}, C_{ш3}, K_{ш1}, K_{ш2}, K_{ш3}$  - соответственно вертикальные жесткости и коэффициенты сопротивлений шин осей колесного трактора;  $C_{x1}, C_{x2}, K_{x1}, K_{x2}$  - соответственно жесткости и коэффициенты сопротивлений свисающих концов пачки).

$$F_{M1} - (F_{cп1} + F_{кп1} + F_{тп1}) - (F_{cп2} + F_{кп2} + F_{тп2}) + (F_{c\partial 1} + F_{к\partial 1}) + (F_{c\partial 2} + F_{к\partial 2}) = 0; \quad (1)$$

$$F_{Q1} + F_{x1} - l_1(F_{cп1} + F_{кп1} + F_{тп1}) + l_2(F_{cп2} + F_{кп2} + F_{тп2}) + h_1(F_{cт1} + F_{cх1} + F_{кт1} + F_{кх1}) + h_2(F_{cт2} + F_{cх2} + F_{кт2} + F_{кх2}) + (l_1 + l_{x1} + l_{01})(F_{c\partial 1} + F_{x\partial 1}) - (l_2 + l_{x2} + l_{03})(F_{к\partial 2} + F_{x\partial 2}) = 0; \quad (2)$$

$$F_{M2} - F_{c\partial 1} - F_{k\partial 1} = 0; \quad (3)$$

$$F_{M3} - F_{c\partial 2} - F_{k\partial 2} = 0; \quad (4)$$

$$F_{m1} + (F_{cn1} + F_{kn1} + F_{tp1}) - (F_{ш1} + F_{кш1}) = 0; \quad (5)$$

$$F_{m2} + (F_{cn2} + F_{kn2} + F_{tp2}) - (F_{ш2} + F_{кш2}) = 0; \quad (6)$$

$$F_{Mx} + F_{m\theta 1} + (F_{ct1} + F_{cx1} + F_{kt1} + F_{kx1}) + (F_{ct2} + F_{cx2} + F_{kt2} + F_{kx2}) = 0, \quad (7)$$

$$\text{где } F_{M1} = M_1 \ddot{z}_1; \quad F_{\theta 1} = (I_1 + m_1 h_1^2 + m_2 h_2^2) \ddot{\theta}_1;$$

$$F_{mx1} = (m_1 h_1 + m_2 h_2) \ddot{x}_1;$$

$$F_{M2} = M_2 \ddot{z}_2; \quad F_{M3} = M_3 \ddot{z}_3; \quad F_{m1} = m_1 \ddot{\xi}_1; \quad F_{m2} = m_2 \ddot{\xi}_2;$$

$$F_{Mx} = (M_1 + M_2 + M_3 + m_1 + m_2) \ddot{x}_1; \quad F_{m\theta 1} = (m_1 h_1 + m_2 h_2) \ddot{\theta}_1;$$

$$M_1 = M_{1T} + m_{1x}; \quad M_2 = \frac{I_0}{L_x (l_{x1} + l_{01} + l_1)}; \quad M_3 = \frac{I_0}{L_x (l_{x2} + l_{03} + l_2)};$$

$$m_{1x} = m_0 - M_2 - M_3; \quad M_3 = M_3^1 + m_{kp}.$$

$$P_{ct1} = (m_1 + M_1 \frac{l_2}{L_T} + M_2 \frac{l_{x1} + L_T + l_{01}}{L_T} - M_3 \frac{l_{x2} + l_{03}}{L_T}) g;$$

$$P_{ct2} = (m_2 + M_1 \frac{l_1}{L_T} + M_3 \frac{l_{x2} + L_T + l_{03}}{L_T} - M_2 \frac{l_{x1} + l_{01}}{L_T}) g;$$

$$F_{cx1} = f F_{ш1} + F_{x1}^c; \quad F_{x1}^c = (P_{ct1} + F_{ш1}) \frac{\dot{q}_1}{v + \dot{x}_1};$$

$$F_{cx2} = f F_{ш2} + F_{x2}^c; \quad F_{x2}^c = (P_{ct2} + F_{ш2}) \frac{\dot{q}_1}{v + \dot{x}_1};$$

$$F_{cx1} = f F_{кш1} + F_{x1}^k; \quad F_{x1}^k = F_{кш1} \frac{\dot{q}_1}{v + \dot{x}_1};$$

$$F_{кx2} = f F_{кш2} + F_{x2}^k; \quad F_{x2}^k = F_{кш2} \frac{\dot{q}_2}{v + \dot{x}_1};$$

$$F_{c1} = C_{x1} [z_1 + (l_{x1} + l_1 + l_{o1}) \theta_1 - z_2]; F_{k1} =$$

$$= k_{x1} [\dot{z}_1 + (l_{x1} + l_1 + l_{o1}) \dot{\theta}_1 - \dot{z}_2];$$

$$F_{c\theta 2} = C_{x2} [z_1 - (l_{x2} + l_2 + l_{o3}) \theta_1 - z_3];$$

$$F_{ct1} = k_{x2} [\dot{z}_1 - (l_{x2} + l_2 + l_{o3}) \dot{\theta}_1 - \dot{z}_3];$$

$$F_{ct2} = C_4 (x_1 + h_1 \theta_1); \quad F_{кт1} = k_4 (\dot{x}_1 + h_1 \dot{\theta}_1);$$

$$F_{ct5} = C_5 (x_1 + h_2 \theta_1); \quad F_{кт2} = k_5 (\dot{x}_1 + h_2 \dot{\theta}_1).$$

При нелинейных характеристиках подвески тягача силы  $F_{en1}$ ,  $F_{кп1}$ ,  $F_{тр1}$ ,  $F_{ш1}$ ,  $F_{кш1}$  задаются таблично. Функция воздействия  $q_i(t)$  от микронеровностей волока или дорог принимается случайной [2].

Математическая модель предусматривает отрывы колес от дороги и пробой подвески.

Анализ динамики машин производился по таким показателям, как максимальные, минимальные и среднеквадратичные значения перемещений и ускорений системы, а также корреляционным функциям и спектральным плотностям процессов.

Исследования показали, что на вертикальные колебания существенное влияние оказывают параметры подвески тягача. Например, при наличии у трактора Т-157 упругой подвески осей увеличение жесткости рессор передней оси приводит к возрастанию вертикальных ускорений,  $\ddot{z}_1$  — подрессоренной массы машины,  $\ddot{x}_2$  — неподрессоренных масс задней оси, а также продольных ускорений  $\ddot{x}_1$  системы и вертикальных ускорений свисающих концов пачки  $\ddot{z}_2$  и  $\ddot{z}_3$ . Перемещения  $z_1$  остаются почти без изменения, а  $\theta_1$  изменяется не стабильно. Для примера даны значения среднеквадратичных значений перемещений и ускорений машины на базе трактора Т-157 (подрессоренный вариант) при движении его по пасечному волоку со скоростью движения 10 км/ч (исходное значение средней жесткости рессор передней оси 450 кгс/см).

Перемещения  $z_1$  и  $z_2$  при изменении коэффициента  $n_1$  почти неизменны, по абсолютной же величине они значительны. Эти перемещения существенно зависят от жесткости свисающих

Таблица 1. Значения параметров вертикальных колебаний трактора Т-157

Среднеквадратичные значения							
$n_1$	$a_1$	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$\xi_1$	$\xi_2$	$x_1$
0,7	1,79	3,00	3,76	4,07	5,25	0,39	0,26
1,0	1,62	2,83	3,77	3,63	5,50	0,40	0,26
1,5	1,67	2,97	4,13	3,72	5,36	0,42	0,28
5,0	2,12	3,89	5,09	3,20	5,49	0,48	0,33
0,7	0,05	0,33	0,59	0,04	0,04	0,05	0,04
1,0	0,05	0,33	0,60	0,02	0,02	0,05	0,04
1,5	0,05	0,37	0,67	0,04	0,04	0,06	0,04
5,0	0,04	0,35	0,66	0,05	0,04	0,06	0,04

Примечание.  $n_1$  — коэффициент изменения жесткости передней подвески.

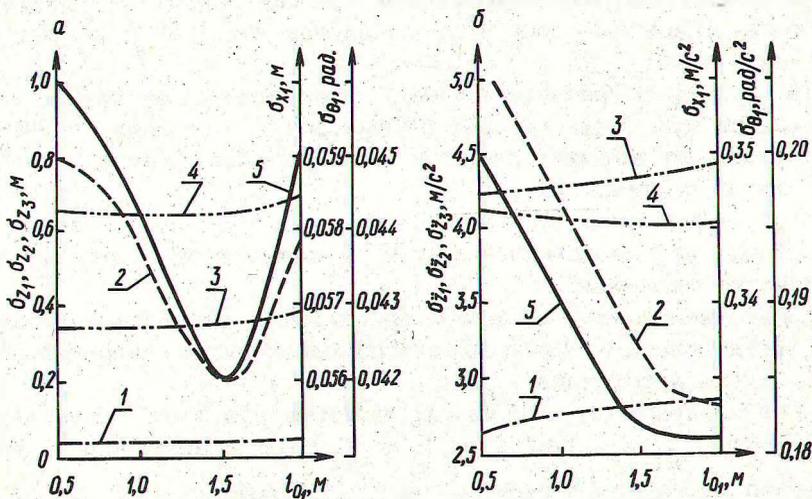


Рис.2. Зависимости перемещений (а) и ускорений (б) системы для транспортирования деревьев в погруженном положении (тягач) ТДТ-55, пасечный волок ( $v = 5$  км/ч): 1 -  $z_1$ ; 2 -  $\theta$ ; 3 -  $z_2$ ; 4 -  $z_3$ ; 5 -  $x_1$ .

частей пачки. Например, при увеличении жесткостей  $c_{x1}$  с 700 до 1400 кгс/см максимальные значения  $z_2$  изменяются на 0,1 м,  $z_3$  — на 0,22 м. Характерно, что при жесткости пачки деревьев свыше 1400 кгс/см параметры вертикальных колебаний зависят от нее незначительно.

Увеличение коэффициента сопротивления пачки изгибным колебаниям при рассматриваемых условиях несколько улучшает динамику системы.

Некоторое снижение перемещений и ускорений системы наблюдается при увеличении коэффициента  $n_3$  — вязкого сопротивления в передней подвеске.

Как и следовало ожидать, увеличение высоты центра тяжести системы существенно влияет на продольно-угловые и продольные горизонтальные  $x_1$  перемещения и ускорения тягача. При увеличении  $h_1$  с 1,2 до 1,9 м угол  $\theta_1$  увеличивается при  $v = 10$  км/ч на 1,5. Продольные горизонтальные ускорения  $\ddot{x}_1$  при этом же изменении  $n_3$  увеличиваются с 0,4 до 0,58 м/с<sup>2</sup>.

При увеличении массы пачки деревьев (параметры  $I_c$  и  $m_o$ ) в целом динамическая нагруженность системы становится несколько ниже, однако замечено, что при определенном значении веса пачки возможно ухудшение продольной устойчивости системы. Для рассматриваемой машины (Т-157) и условий движения (пасечный волок) это значение для  $m_o$  составляет 530 кгс·с<sup>2</sup>/м.

Представляют интерес данные, касающиеся влияния на вертикальную динамику системы параметров размещения деревьев на машине, от которых зависят длины и соотношения длин, свисающих частей пачки.

Имеет место для трактора Т-157 характерное значение  $L_x = 24,3$  м, при котором значения всех параметров вертикальных колебаний наибольшие.

Существенно также влияние на динамику системы расстояния между опорами пачки. При исследованиях это определялось изменением расстояния  $l_{o1}$ .

Установлено, что наилучшим для трактора Т-157 является расстояние  $l_{o1}$  равное 0,5 м. При  $l_{o1} > 0,6$  м изменения перемещений и ускорений системы не наблюдается.

Для трактора ТДТ-55 изменение расстояния  $l_{o1}$  наибольшее влияние оказывает на продольно-угловые и продольные горизонтальные перемещения подрессоренной массы (рис. 2). При  $l_{o1} = 1,5$  м значения  $\theta_1$  и  $x_1$  минимальны, наименьшие значения ускорений  $\ddot{\theta}_1$  и  $\ddot{x}_1$  (0,183 рад и 0,333 м/с<sup>2</sup>) имеют место при  $l_{o1} < 1,5$  м. При увеличении  $l_{o1}$  ускорения комлевой части пачки возрастают, а вершинной наоборот несколько уменьшаются.

При исследованиях был также произведен спектральный анализ динамики машины.

Анализ корреляционных функций (рис. 3,а) показал, что они имеют убывающий характер, сильная корреляционная связь имеется при малых значениях  $\zeta$ , что является следствием специфики частотного состава процессов. При увеличении ско-

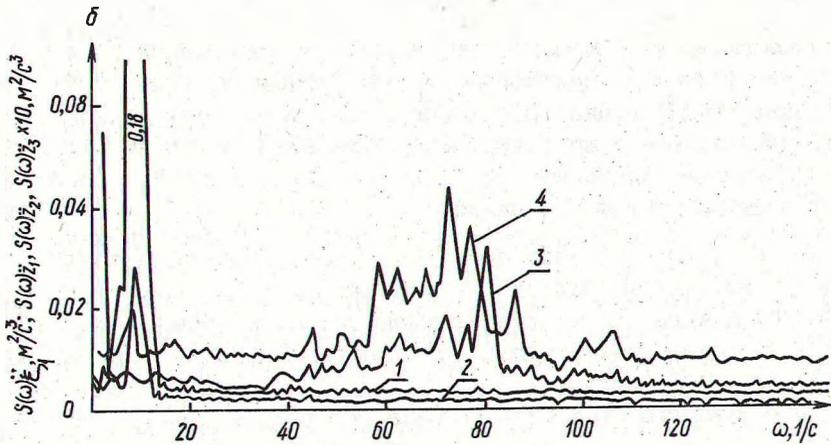
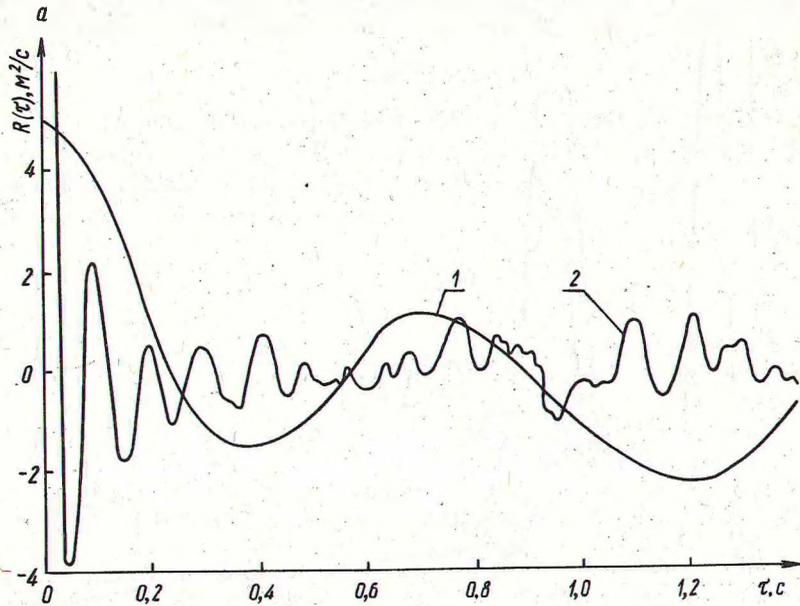


Рис. 3. Корреляционные функции (а) и спектральные плотности (б) ускорений трактора Т-157 при движении по песчаному волоку: а - 1 -  $z_2$ ; 2 -  $z_3$  ( $v = 10$  км/ч); б - 1 -  $z_1$ ; 2 -  $z_2$ ; 3 -  $z_3$ ; 4 -  $\xi_1$  ( $v = 5$  км/ч).

рости движения время корреляционной связи уменьшается вследствие увеличения частот воздействия от неровностей во- лока.

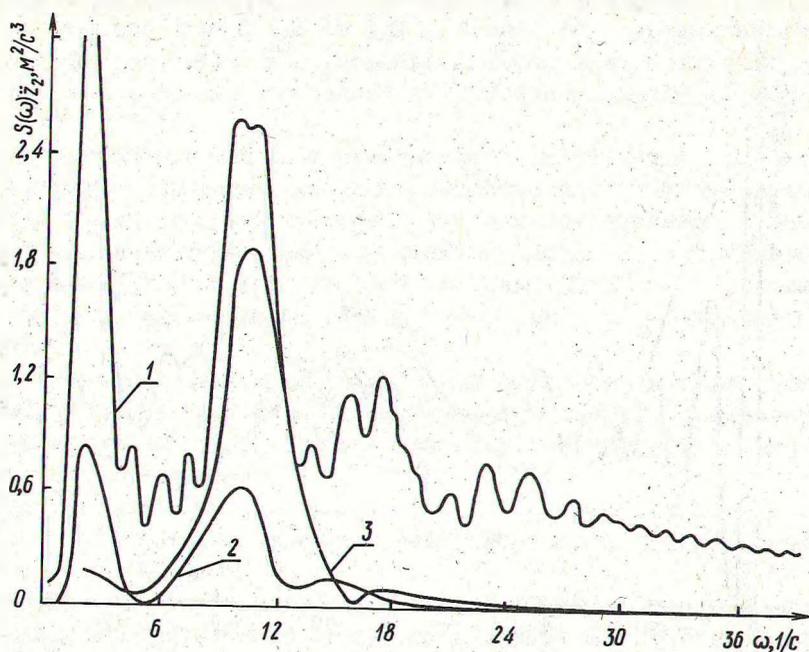


Рис. 4. Спектральные плотности реакций  $\ddot{z}_2$  машин ТДТ-55 при движении по пасечно- му волоку: 1 -  $v = 5$  км/ч; 2 - 8; 3 - 10 км/ч.

Характер изменения спектральных плотностей перемещений и ускорений систем при колебаниях различен. Кривые  $S(\omega)$ , как правило, имеют два ярко выраженных максимума, один из которых соответствует низким, а второй -- высоким частотам. Это наглядно видно из рис. 3,б, где приведены названные кривые  $S(\omega)$  для ускорений  $\ddot{z}_1$ ,  $\ddot{z}_2$ ,  $\ddot{z}_3$  и  $\dot{\epsilon}_1$ . Как видно из рис. 3,б для поддресоренной массы тягача, а также массы  $M_2$  при  $v = 5$  км/ч характерными являются частоты до 18 1/с, для неподдресоренных масс передней оси -- от 50 до 85 1/с. С изменением скорости движения вид спектральных плотностей процессов изменяется, как это видно из рис. 4, соответствующего трактору ТДТ-55. Из рис. 4 видно, например, что для данной системы при скорости движения 5 км/ч имеются два ярко выраженных максимума, а при  $v = 10$  км/ч -- один, что говорит о наличии в составе реализации значительных амплитуд в большом частотном диапазоне.

Резюме. Информация, полученная при анализе спектральных плотностей параметров колебаний систем, дала весьма разносторонний материал и позволила оценить возможности использования тракторов Т-157 на трелевке пачек в полностью погруженном положении.

### Л и т е р а т у р а

1. Федоров А.А. Совершенствование подвозки леса гусеничными машинами. -- "Лесной журнал", 1960, № 3. 2. Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин. Минск, 1973.

УДК 634.0.78

И.И. Леонович, докт. техн. наук,  
профессор, А.М. Чупраков

### О ВЛИЯНИИ СТРУКТУРЫ ДОРОЖНОЙ СЕТИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ НА ТРАНСПОРТНУЮ СОСТАВЛЯЮЩУЮ СЕБЕСТОИМОСТИ ВЫВОЗКИ ЛЕСА

Себестоимость перевозок является одним из основных показателей, используемых при оценке экономической эффективности капитальных вложений в дорожном строительстве или сравнении вариантов сети дорог.

Собирательный характер лесозаготовительного производства определяет постоянное развитие транспортной сети вглубь осваиваемых лесных массивов. Работа дороги находится в прямой зависимости от принятого на предприятиях сочетания качества категорий путей.

В каждом рейсе автопоезд в зависимости от конкретных условий проходит по разным типам дорог примерно в таком соотношении: магистраль 60-80%, ветка 20-30% и ус 2-10%. Однако общая протяженность дорожной сети, необходимой для освоения некоторой лесной площади, распределяется по типам дорог в пропорции, практически прямо противоположной: магистраль составляет 5-7%, ветки 10-15% и усы 80-85%.

В настоящее время нет достаточных исследований по обоснованию удельного соотношения протяженности лесовозных дорог различных категорий, сочетания типов покрытий и их влияния на дорожно-транспортные расходы.