

DOI: 10.15393/j2.art.2020.5122

УДК 630.377

Статья

Некоторые вопросы перераспределения осевых нагрузок между лесовозным тягачом и полуприцепом-ропуском

Акинин Дмитрий Вячеславович

кандидат технических наук, доцент, Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (Российская Федерация), akinin@mgul.ac.ru

Борисов Вячеслав Алексеевич

кандидат технических наук, доцент, Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (Российская Федерация), vborisov@bmstu.ru

Получена: 1 февраля 2020 / Принята: 26 марта 2020 / Опубликовано: 1 апреля 2020

Аннотация: В числе важнейших тенденций развития транспорта леса в стране является непрерывное увеличение доли автомобильной вывозки леса и увеличения расстояния транспортировки древесины от мест заготовки до мест последующей переработки или доставки конечному потребителю. Всё это обостряет проблему обоснованного выбора и рациональных эксплуатационных параметров лесовозных автопоездов для вывозки леса в хлыстах и сортиментах, а также эффективной организации лесовозного автотранспорта и расчёта норм выработки. Современные лесовозные автопоезда являются техникой высоких эксплуатационных параметров. Увеличиваются грузоподъёмность лесовозного автопоезда, мощность его двигателя, снижается удельный собственный вес и растут конструкционные напряжения. Полуприцепы-ропуски в лесозаготовительной промышленности нашей страны эксплуатируются достаточно продолжительное время. За этот период несколько раз изменялась технология заготовки и вывозки лесоматериалов. Целью исследования является изучение осевых нагрузок, возникающих при движении оптимально загруженного лесовозного автопоезда при движении по лесным дорогам различных категорий. Данное исследование базируется на положениях теории движения автотранспорта в условиях бездорожья. При определении количественных показателей использованы методы статистических уравнений и зависимостей с определением коэффициентов сравнения факторных и результативных признаков, а также методы решения тригонометрических уравнений и зависимостей. В проведённом исследовании описаны последствия возникающих в сцепных устройствах динамических нагрузок при эксплуатации лесовозных тягачей, оборудованных полуприцепом-ропуском в сложных

дорожно-климатических условиях. В статье рассмотрена роль совершенствования конструкций сцепных устройств, лесовозных автопоездов для увеличения объёмов транспортирования лесоматериалов и увеличения их проходимости путём установки привода на полуприцеп-ропуск, т. е. сцепной вес автопоезда становится равным полному весу, что существенно увеличивает параметры опорной проходимости по лесным дорогам низшей категории. Касательная сила тяги на ведущих колёсах должна обеспечиваться их сцеплением с дорогой, поэтому перераспределение осевых нагрузок при включении активного полуприцепа-ропуска является весьма актуальным вопросом. В результате были получены и приведены теоретические зависимости, позволяющие определить коэффициенты перераспределения нагрузки с лесовозного тягача на колёса полуприцепа-ропуска в процессе вывозки древесины по лесным дорогам низшей категории для обеспечения надёжности лесовозного автопоезда и обеспечения его безотказной работы.

Ключевые слова: осевые нагрузки; ропуск; полуприцеп-ропуск; лесовозный тягач; сцепной вес

DOI: 10.15393/j2.art.2020.5122

Article

Some issues of redistribution of axial loads between truck and semi-trailer

Dmitry Akinin

PhD in engineering, associate professor, Moscow State Technical University named after N. E. Bauman (Russian Federation), akinin@mgul.ac.ru

Vyacheslav Borisov

PhD in engineering, associate professor, Moscow State Technical University named after N. E. Bauman (Russian Federation), vborisov@bmstu.ru

Received: 1 February 2020 / Accepted: 26 March 2020 / Published: 1 April 2020

Abstract: Among the most important trends in the development of forest transport in the country is a continuous increase in the share of automobile forest transportation and an increase in the distance of transportation of forest from harvesting sites to places of subsequent processing or delivery to the final consumer. All this aggravates the problem of the justified choice and rational operational parameters of timber-carrying road trains for transporting timber as tree-lengths and assortments, as well as the efficient organization of timber-carrying vehicles and calculation of production rates. Modern forestry trains are equipment of high operational parameters. The carrying capacity of the forestry road train increases, its engine power decreases, its own specific weight decreases, and structural stresses increase. Semi-trailers in the forestry industry of our country have been in operation for quite some time. During this period, the technology of harvesting and timber transportation has changed several times. The aim of the study is to examine the axial loads arising from the movement of an optimally loaded timber truck when moving along forest roads of various categories. This study is based on the provisions of the theory of traffic in off-road conditions. To determine quantitative indicators the methods of statistical equations and dependencies were used to specify the coefficients of comparison of factor and effective attributes, as well as methods for solving trigonometric equations and dependencies. The study describes the effect of the dynamic loads arising in the coupling devices during the operation of timber tractors equipped with a semitrailer pole carriage in difficult road climatic conditions. The article discusses the role of improving the design of coupling devices and forestry road trains to increase the volume of timber transportation and throughput by installing the drive on a semi-trailer. Thus, the coupling weight of the road train becomes equal to the full weight,

which significantly increases the parameters of flotation on the forest roads of the lower category. The tangential traction on the driving wheels should be ensured by the adhesion of the wheels to the road, therefore, the redistribution of axial loads when the active semitrailer pole carriage is used is very relevant. The obtained theoretical dependences allowed the authors to determine the load redistribution coefficients from the timber truck to the wheels of the semitrailer pole carriage in the process of timber transportation along the forest roads of the lowest category to ensure the reliability of the timber truck and its trouble-free operation.

Keywords: axial loads; semitrailer pole carriage; timber truck; weight on driving axes

1. Введение

Основное условие эффективной работы лесозаготовительных предприятий — ритмичность, использование сезонных преимуществ и максимального количества календарных дней года, а также увеличение коэффициента сменности [7].

Ритмичность работы предприятия зависит, прежде всего, от лесовозного транспорта, являющегося главной составляющей капитальных вложений и себестоимости лесопroduкции.

Одним из действенных путей повышения эффективной работы является проходимость лесовозных автопоездов, особенно эксплуатируемых в лесных районах страны, и активизация колёс прицепного состава [12]. В этом случае увеличение сцепного веса автопоезда достигается за счёт использования веса, приходящегося на ось прицепа.

Данное исследование посвящено изучению взаимодействия звеньев сцепки лесовозного автопоезда при перераспределении осевых нагрузок, действующих на лесовозный тягач и активный полуприцеп-ропуск, для повышения их надёжности и, как следствие, безотказной работы [13—15]. Также получены и приведены формулы для расчёта коэффициентов перераспределения осевых нагрузок при включении активного полуприцепа-ропуска.

2. Материалы и методы

Данное исследование базируется на положениях теории движения автотранспорта в условиях бездорожья. При определении количественных показателей использованы методы статистических уравнений и зависимостей с определением коэффициентов сравнения факторных и результативных признаков, а также методы решения тригонометрических уравнений и зависимостей.

3. Результаты и их обсуждение

При движении автопоезда с активным полуприцепом имеет место дополнительное перераспределение осевых нагрузок, влияющее на потенциальную тягу отдельных осей автопоезда [16]. На рисунке 1 показана схема сил, действующих на автопоезд с активным прицепом. В общем случае движение автопоезда неравномерное (ускоренное) на подъём.

По приведённой схеме определение нормальных реакций R_1 , R_2 и R_n не представляется возможным, т. к. количество неизвестных превышает возможное число уравнений. Для определения указанных реакций рассмотрим отдельно элементы автопоезда, находящиеся в равновесии [8—10]. Пакет полухлыстов (хлыстов или сортиментов), лежащий на кониках автомобиля тягача и прицепа-ропуска, при определённых условиях будет влиять на перераспределение осевых нагрузок. Поэтому предварительно на рисунке 2 рассмотрим этот пакет, лежащий на кониках в состоянии равновесия [11].

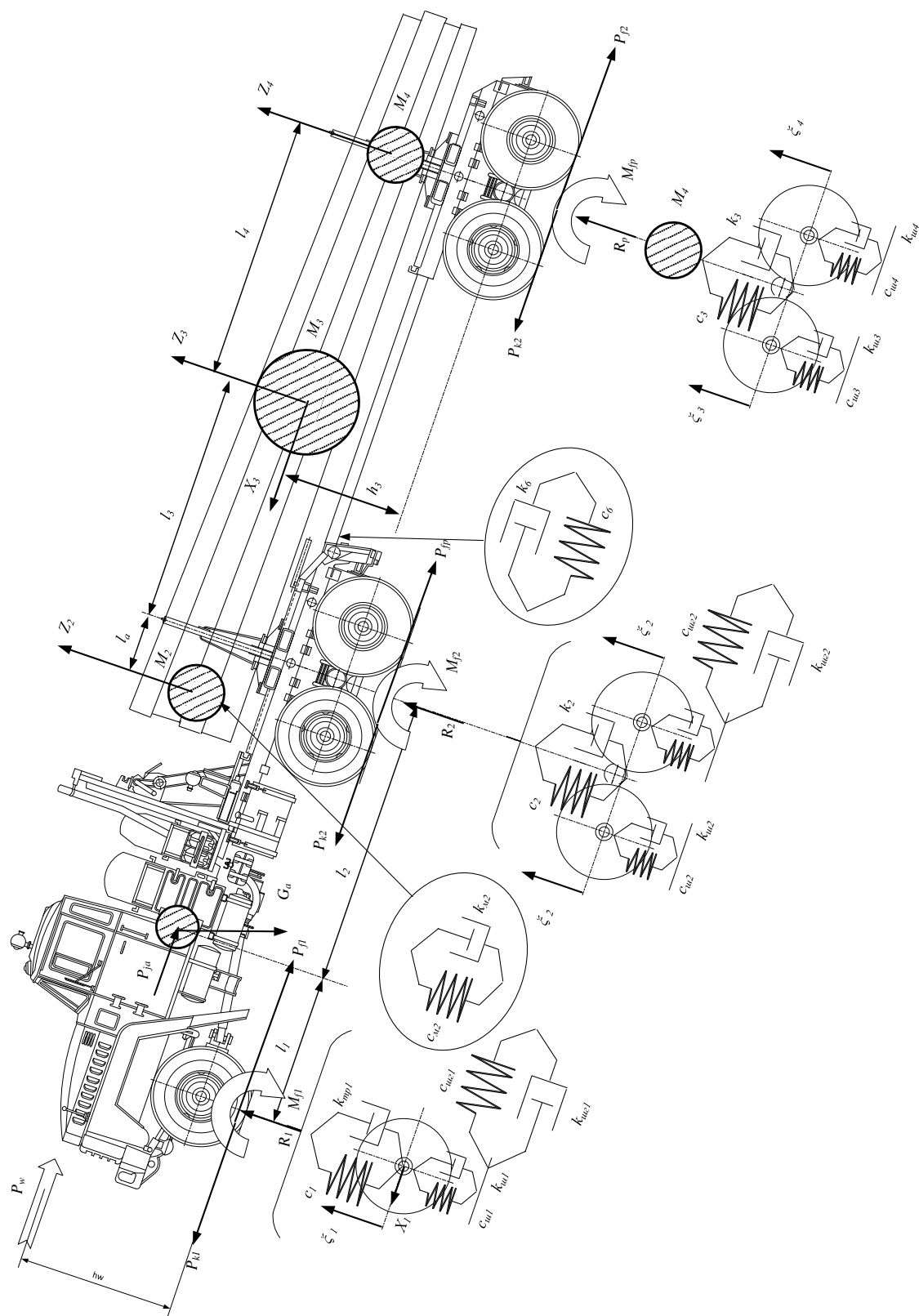


Рисунок 1. Схема сил, действующих на лесовозный автопоезд

Figure 1. Diagram of forces acting on a timber truck train

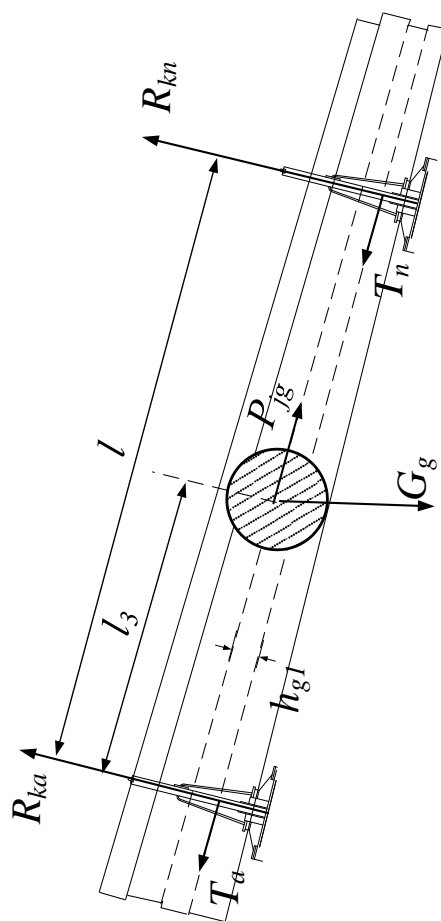


Рисунок 2. Схема сил, действующих на коники лесовозного автопоезда

Figure 2. Diagram of forces acting on the conics of a timber truck train

Составим уравнения и определим нормальные реакции на кониках тягача R_{ka} и роспуска R_{kn} :

$$R_{ka} = \frac{G_g \cos \alpha \times l_3}{l} - \frac{(G_g \sin \alpha + P_{jg}) \times h_{g1}}{l}, \quad (1)$$

$$R_{kn} = \frac{G_g \cos \alpha \times l_3}{l} + \frac{(G_g \sin \alpha + P_{jg}) \times h_{g1}}{l}, \quad (2)$$

где h_{g1} — расстояние от центра тяжести пакета хлыстов (полухлыстов) до плоскости действия касательных сил T_a и T_n .

При ускоренном движении на подъём нагрузка на коник тягача уменьшается, а на коник прицепа-роспуска увеличивается [17]. Плоскость действия сил T_a и T_n находится между верхними плоскостями коника и центром тяжести пакета хлыстов [1—6]. Если хлысты (полухлысты) вызывают боковой распор стоек коника, то плоскость действия касательных сил T_a и T_n перемещается ближе к верхним плоскостям коников. При этом расстояние h_{g1} увеличивается, и при прочих равных условиях вес пачки на кониках будет перераспределяться

более значительно [18]. При значительном боковом распоре h_{g1} уменьшается, что приводит к тому, что вес груза на кониках перераспределяется менее значительно. Касательные силы T_a и T_n , действующие на кониках, при прочих равных условиях пропорциональны нормальным реакциям от веса пакета R_{ka} и R_{kn} . Для того чтобы пакет хлыстов (полухлыстов) находился в состоянии равновесия, необходимо:

$$T_a + T_n = G_g \sin \alpha + P_{jg}, \quad (3)$$

или

$$R_{ka} \cdot \mu + R_{kn} \cdot \mu > G_g \sin \alpha + P_{jg}, \quad (4)$$

где μ — коэффициент трения между хлыстами (полухлыстами) и коником.

Минимальное значение коэффициента μ , которое необходимо для удержания пакета хлыстов (полухлыстов) на кониках, определяется как

$$G_g \cos \alpha \cdot \mu = G_g \sin \alpha, \quad (5)$$

или

$$\mu = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (6)$$

Рассмотрим силы, действующие на активный полуприцеп-ропуск при движении (рисунок 3), и составим уравнение моментов [19]:

$$\sum M = (P_{kn} - P_{fn}) \cdot h_{kp} + G_n \cos \alpha \cdot (l_g - l_n) + R_{kn} l_g - R_n l_g + T_n (h_g - h_{kp}) + M_{fn} - (G_n \sin \alpha + P_{jn}) \cdot (h_{kp} - h_n) = 0. \quad (7)$$

Касательная сила тяги реализуется по сцеплению, т. е.

$$R_{kn} = R_n \cdot \varphi, \quad (8)$$

где φ — коэффициент сцепления колёс с дорогой.

При движении лесовозного автопоезда по грунтовым дорогам (мягкий грунт) сопротивление качению определяется как потерями в шине, так и в грунте (образование колеи) [20—21]. Свободная сила тяги определяется как

$$P_{kn} - P_{fn} = R_n \cdot \varphi - R_n \cdot f = R_n (\varphi - f), \quad (9)$$

где f — коэффициент сопротивления качению.

Учитывая, что

$$M_{fn} = R_n \cdot f \cdot r_k, \quad (10)$$

где r_k — радиус колеса.

Находим:

$$R_n = \frac{G_n \cos \alpha \cdot (l_g - l_n) + R_{kn} l_g + T_n (h_g - h_{kp})}{l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k} - \frac{(G_n \sin \alpha + P_{jn}) \cdot (h_{kp} - h_n)}{l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k}. \quad (11)$$

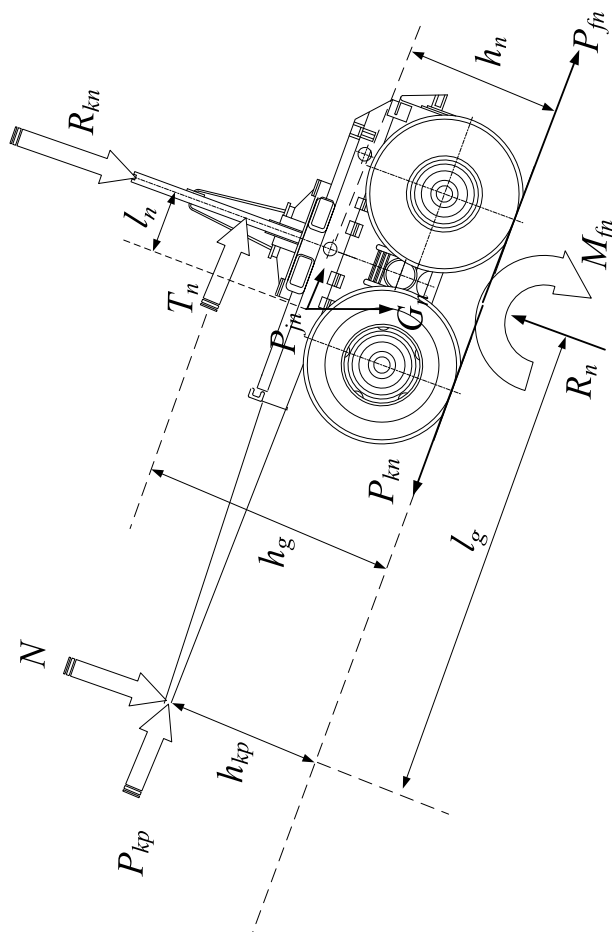


Рисунок 3. Схема сил, действующих на активный полуприцеп

Figure 3. Diagram of forces acting on an active semi-trailer

Считая движение равномерным и $T_n = \mu \cdot R_{kn}$, получим:

$$R_n = \frac{G_n(l_g - l_n) \cdot \left(\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \frac{h_{kp} - h_n}{l_g - l_n} \right)}{l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k} + \frac{\frac{G_g l_g l_3}{l} \cdot \left(\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \frac{h_{g1}}{l_1} \right) \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot (h_g - h_{kp})}{l_g} \right)}{l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k}. \quad (12)$$

В статическом состоянии при $\alpha = 0$ и $K = \frac{G_g}{G_n}$ нормальная реакция составит:

$$R_{nc} = \frac{\frac{G_g l_g l_3}{l} + G_n(l_g - l_n)}{l_g}. \quad (13)$$

При движении коэффициент перераспределения нагрузки на колёса полуприцепа-ропуски составит:

$$K_n = \frac{R_n}{R_{nc}} = \frac{(l_g - l_n) \cdot \left(\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \frac{h_{kp} - h_n}{l_g - l_n} \right)}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k) \cdot \left(l_g - l_n + K \cdot \frac{l_g l_3}{l} \right)} \cdot l_g +$$

$$+ \frac{K \cdot \frac{l_g l_3}{l} \cdot \left(\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \frac{h_{g1}}{l_3} \right) \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot (h_g - h_{kp})}{l_g} \right)}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k) \cdot \left(l_g - l_n + K \cdot \frac{l_g l_3}{l} \right)} \cdot l_g. \quad (14)$$

Если толкающее усилие P_{kp} от полуприцепа-ропуски к тягачу передаётся через «дышло», то величину P_{kp} можно определить как

$$P_{kp} = (\varphi - f) \cdot \frac{G_n(l_g - l_n) \cdot \left(\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \frac{h_{kp} - h_n}{l_g - l_n} \right)}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k)} -$$

$$- \frac{\frac{G_n(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k) \cdot \sin\alpha}{\varphi - f}}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k)} +$$

$$+ \frac{\frac{G_g l_g l_3}{l} \cdot \left(\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \frac{h_{g1}}{l_3} \right)}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k)} \times$$

$$\times \left(1 + \frac{\mu}{l_g} \cdot (h_g - h_{kp}) - \frac{\mu}{l_g \cdot (\varphi - f)} \cdot (l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k) \right). \quad (15)$$

При равномерном движении нормальная реакция в сцепном устройстве N будет определяться:

$$N = \frac{G_n(l_g - l_n) \cdot \left(\cos\alpha - \sin\alpha \cdot \frac{h_{kp} - h_n}{l_g - l_n} \right)}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k)} - G_n \cos\alpha +$$

$$+ \frac{\frac{G_g l_g l_3}{l} \cdot \left(\cos\alpha + \sin\alpha \cdot \frac{h_{g1}}{l_3} \right)}{(l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k)} \times$$

$$\times \left(1 + \frac{\mu}{l_g} \cdot (h_g - h_{kp}) - \frac{\mu}{l_g \cdot (\varphi - f)} \cdot (l_g - (\varphi - f) \cdot h_{kp} - f \cdot r_k) \right). \quad (16)$$

На рисунке 4 показана схема сил, действующих на тягач. Определим R_1 и R_2 при равномерном движении автопоезда с малой скоростью ($P_w = 0$).

$$\sum M = R_1(L - l_a) + M_{f1} + M_{f2} + (P_{k1} - P_{f1})h_a + (P_{k2} - P_{f2})h_a + \quad (17)$$

$$+ R_{ka}(l_a - l_k) + T_a(h_g - h_{kp}) + P_{kp}(h_a - h_{kp}) - R_2 l_a - N(l_a + l_{kp}) = 0,$$

$$G_a \cos \alpha + R_{ka} - R_1 - R_2 - N = 0. \quad (18)$$

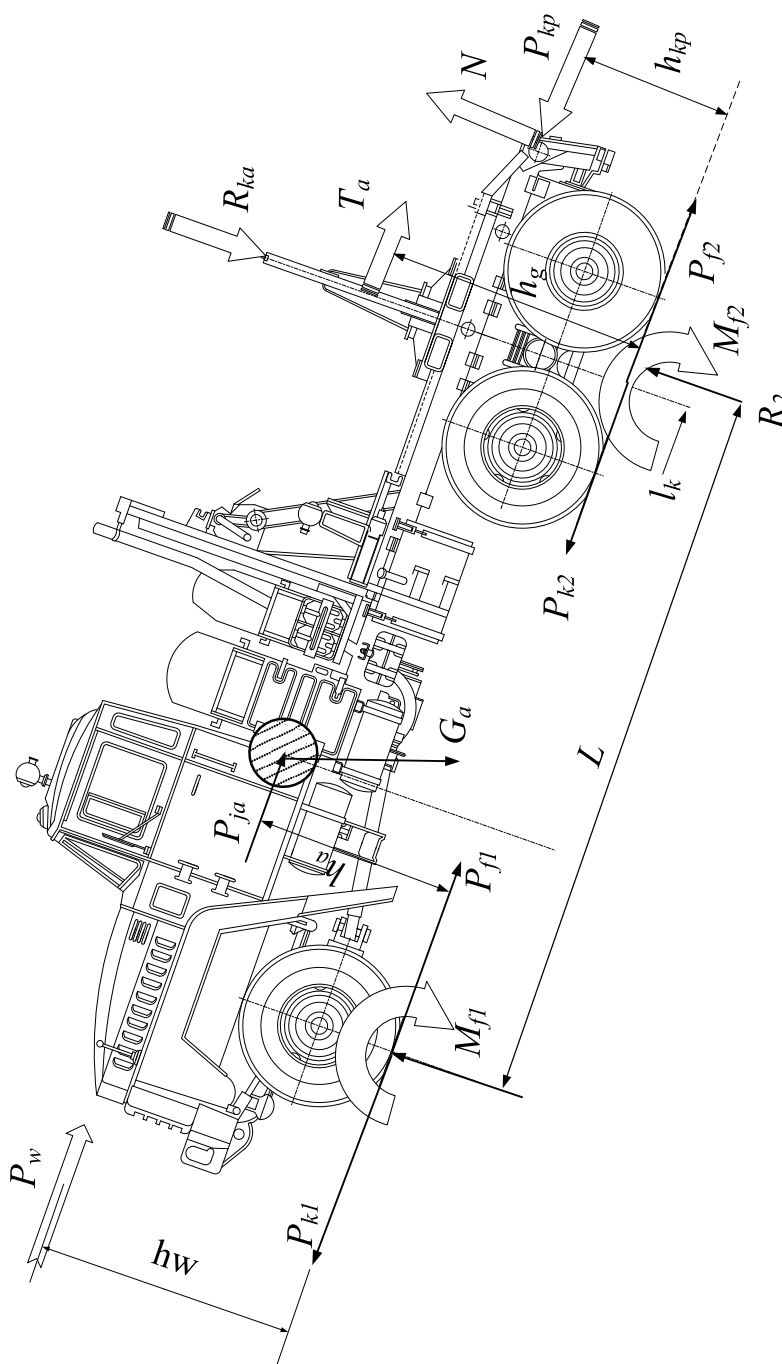


Рисунок 4. Схема сил, действующих на тягач

Figure 4. Diagram of the forces acting on the tractor

Примем:

$$\begin{aligned} M_{f1} + M_{f2} &= (R_1 + R_2) f \cdot r_k, \\ P_{k1} - P_{f1} &= R_1(\varphi - f), \\ P_{k2} - P_{f2} &= R_2(\varphi - f). \end{aligned} \quad (19)$$

Находим:

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{G_a \cos \alpha \cdot (L - l_a - (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{L} + \\ &+ \frac{G_g (\cos \alpha (l - l_g) - \sin \alpha \cdot h_g)}{L} \times \\ &\times [L - l_k - (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k + \mu \cdot (h_g - h_{kp})] + \\ &+ \frac{P_{kp}(h_a - h_{kp}) - N(L + l_{kp} + (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{L}. \end{aligned} \quad (20)$$

Соответственно, коэффициент перераспределения нагрузки

$$\begin{aligned} m_2 &= \frac{R_2}{R_{2c}} = \frac{G_a \cos \alpha \cdot (L - l_a - (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{G_a(L - l_a) + \frac{G_g(l - l_3)(L - l_k)}{l} + \frac{G_n l_n(L + l_{kp})}{l_g}} + \\ &+ \frac{G_g (\cos \alpha (l - l_g) - \sin \alpha \cdot h_g)}{G_a(L - l_a) + \frac{G_g(l - l_3)(L - l_k)}{l} + \frac{G_n l_n(L + l_{kp})}{l_g}} \times \\ &\times [L - l_k - (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k + \mu \cdot (h_g - h_{kp})] + \\ &+ \frac{P_{kp}(h_a - h_{kp}) - N(L + l_{kp} + (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{G_a(L - l_a) + \frac{G_g(l - l_3)(L - l_k)}{l} + \frac{G_n l_n(L + l_{kp})}{l_g}}, \end{aligned} \quad (21)$$

где R_{2c} — нормальная реакция на заднюю ось автомобиля при статическом состоянии.

Нагрузка на переднюю ось тягача составит:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{G_a \cos \alpha \cdot (L - l_a - (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{L} + \\ &+ \frac{G_g (\cos \alpha (l - l_g) - \sin \alpha \cdot h_{g1})}{L} \times \\ &\times [l_k - (\varphi - f) \cdot h_a - f \cdot r_k + \mu \cdot (h_g - h_{kp}) - \mu \cdot (h_g - h_{kp})] - \\ &- \frac{P_{kp}(h_a - h_{kp}) + N(l_{kp} + (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{L}. \end{aligned} \quad (22)$$

Соответственно, коэффициент перераспределения нагрузки

$$\begin{aligned}
 m_1 = \frac{R_{1c}}{R_{1c}} = & \frac{G_a \cos \alpha \cdot (l_a - (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{G_a l_a + \frac{G_g (l - l_3) l_k}{l} - \frac{G_n l_n l_{kp}}{l_g}} + \\
 & + \frac{G_g (\cos \alpha (l - l_g) - \sin \alpha \cdot h_{g1})}{G_a l_a + \frac{G_g (l - l_3) l_k}{l} - \frac{G_n l_n l_{kp}}{l_g}} \times \\
 & \times [l_k - (\varphi - f) \cdot h_a - f \cdot r_k + \mu \cdot (h_g - h_{kp}) - \mu \cdot (h_g - h_{kp})] - \\
 & - \frac{P_{kp} (h_a - h_{kp}) + N (l_{kp} + (\varphi - f) \cdot h_a + f \cdot r_k)}{G_a l_a + \frac{G_g (l - l_3) l_k}{l} - \frac{G_n l_n l_{kp}}{l_g}},
 \end{aligned} \tag{23}$$

где R_{1c} — нормальная реакция на переднюю ось тягача при статическом состоянии.

4. Заключение и основные выводы

Таким образом, анализ формул показал, что при отключении активного полуприцепа-роспуска передняя ось тягача разгружается, а задняя, наоборот, догружается. При проектировании лесовозных автопоездов с активными полуприцепами необходимо в расчётах учитывать перераспределение нагрузок и определять наиболее рациональные осевые развесовки.

Список литературы

1. *Шукин М. М.* Сцепные устройства автомобилей и тягачей. М.; Л.: МАШГИЗ, Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1961. 211 с.
2. *Закин Я. Х.* Прикладная теория движения автопоезда. М.: Транспорт, 1967. 258 с.
3. *Камусин А. А., Борисов В. А.* Определение парка лесовозных машин с гидроманипуляторным оборудованием и выбор наиболее эффективного парка машин // Лесной вестник (1997—2002). 1999. № 4. С. 90.
4. *Борисов В. А.* Исследование движения лесовозных автопоездов на горизонтальных кривых // Вестник Московского государственного университета леса — Лесной вестник. 2009. № 2. С. 73—79.
5. *Борисов В. А.* Учёт параметров движения и анализ устойчивости лесовозных автопоездов при торможении // Вестник Московского государственного университета леса — Лесной вестник. 2009. № 2. С. 80—85.
6. *Резникова Н. Е., Борисов В. А.* Анализ методов расчёта уширения проезжей части // В мире научных открытий. 2009. № 1 (1). С. 45—57.
7. *Резникова Н. Е., Борисов В. А.* Особенности расчёта скорости с применением ЭВМ при проектировании трассы дороги // В мире научных открытий. 2009. № 2 (2). С. 13—19.
8. *Резникова Н. Е., Борисов В. А.* Применение ЭВМ для анализа основных режимов движения лесовозного автопоезда // В мире научных открытий. 2009. № 2 (2). С. 20—26.
9. *Резникова Н. Е., Борисов В. А.* Изменение величины зазора безопасности при движении автопоезда на кривых и прямых горизонтальных участках // В мире научных открытий. 2009. № 2 (2). С. 5—12.

10. Борисов В. А., Акинин Д. В., Никитин В. В. Некоторые вопросы прочности сцепки тягача и полуприцепа-ропуски лесовозного автопоезда // Resources and Technology. 2019. Т. 16, № 3. С. 12—23.
11. Борисов В. А., Акинин Д. В., Кирей В. В., Фокина Е. А. Влияние скорости движения лесовозного автопоезда на величину возникающих напряжений в дорожной конструкции // Resources and Technology. 2018. Т. 15, № 3. С. 43—51.
12. Борисов В. А., Акинин Д. В., Чернов С. А., Попутчиков Д. П. Некоторые вопросы зависимости грузоподъёмности лесовозных автопоездов от типа покрытия лесной дороги // International Journal of Advanced Studies in Computer Engineering. 2018. № 1. С. 9—13.
13. Петрухин В. В., Акинин Д. В., Борисов В. А. Влияние веса лесовозного автопоезда на тормозной путь // Resources and Technology. 2018. Т. 15, № 4. С. 77—89.
14. Зейц С. Ю., Акинин Д. В., Борисов В. А., Казначеева Н. И. Влияние удельной мощности лесовозного автопоезда на скоростной режим и топливную экономичность // Resources and Technology. 2018. Т. 15, № 4. С. 90—101.
15. Технологические расчёты при перевозке лесных грузов лесовозным автомобильным транспортом: учебно-метод. пособие / В. Я. Ларионов, В. В. Никитин, В. А. Борисов [и др.]. М., 2013. 36 с.
16. Камусин А. А., Казначеева Н. И., Борисов В. А., Акинин Д. В. Некоторые критерии устойчивости автопоезда // Вестник Московского государственного университета леса — Лесной вестник. 2014. № S2. С. 122—126.
17. Камусин А. А., Казначеева Н. И., Борисов В. А., Акинин Д. В. Устойчивость движения прицепов лесовозных автопоездов // Вестник Московского государственного университета леса — Лесной вестник. 2014. № S2. С. 143—145.
18. Lianpeng Xia, Long Quan, Lei Ge, Yunxiao Hao. Energy efficiency analysis of integrated drive and energy recuperation system for hydraulic excavator boom // Energy Conversion and Management, 2018. Vol. 156. Article ID 57196457880. P. 680—687. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.11.074.
19. Yunxiao Hao, Long Quan, Hang Cheng. Potential energy directly conversion and utilization methods used for heavy duty lifting machinery // Energy. 2018. Vol. 155. Article ID 57188722118. P. 242—251. DOI: 10.1016/j.energy.2018.05.015.
20. Rafael Rivelino Silva Bravo, Victor Juliano De Negri, Amir Antonio Martins Oliveira. Design and analysis of a parallel hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicles // Applied Energy. 2018. Vol. 225. Article ID 57201819693. P. 60—77. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.04.102.

References

1. Schukin M. M. Coupling devices of cars and tractors. Moscow; Leningrad: MASHGIZ, State Scientific and Technical Publishing House of Engineering Literature, 1961. 211 p. (In Russ.)
2. Zakin J. Kh. Applied theory of the movement of a road train. Moscow: Transport, 1967. 258 p. (In Russ.)
3. Kamusin A. A., Borisov V. A. Determination of the fleet of forestry vehicles with hydraulic manipulation equipment and the selection of the most efficient fleet of vehicles // Forest Herald (1997—2002). 1999. No. 4. P. 90. (In Russ.)
4. Borisov V. A. The study of the movement of forest trains on horizontal curves // Bulletin of Moscow State Forest University — Forest Bulletin. 2009. No. 2. P. 73—79. (In Russ.)
5. Borisov V. A. Consideration of movement parameters and stability analysis of timber road trains during braking // Moscow State Forest University Bulletin — Lesnoy Vestnik. 2009. No. 2. P. 80—85. (In Russ.)

6. *Reznikova N. E., Borisov V. A.* Analysis of methods for calculating the widening of the roadway // In the world of scientific discoveries. 2009. No. 1 (1). P. 45—57. (In Russ.)
7. *Reznikova N. E., Borisov V. A.* Features of the calculation of speed using a computer in the design of the road // In the world of scientific discoveries. 2009. No. 2 (2). P. 13—19. (In Russ.)
8. *Reznikova N. E., Borisov V. A.* The use of computers for the analysis of the main modes of motion of a timber road train // In the world of scientific discoveries. 2009. No. 2 (2). P. 20—26. (In Russ.)
9. *Reznikova N. E., Borisov V. A.* Changing the size of the safety clearance when driving a train on curves and straight horizontal sections // In the world of scientific discoveries. 2009. No. 2 (2). P. 5—12. (In Russ.)
10. *Borisov V. A., Akinin D. V., Nikitin V. V.* Some issues of the strength of the hitch of a tractor and a semitrailer-dissolution of a forest road train // Resources and Technology. 2019. T. 16, No. 3. P. 12—23. (In Russ.)
11. *Borisov V. A., Akinin D. V., Kirey V. V., Fokina E. A.* Influence of the speed of the forest train on the magnitude of the stresses arising in the road structure // Resources and Technology. 2018. T. 15, No. 3. P. 43—51. (In Russ.)
12. *Borisov V. A., Akinin D. V., Chernov S. A., Poputchikov D. P.* Fellow travelers Some issues of the dependence of the carrying capacity of timber road trains on the type of forest road cover // International Journal of Advanced Studies in Computer Engineering. 2018. No. 1. P. 9—13. (In Russ.)
13. *Petrukhin V. V., Akinin D. V., Borisov V. A.* The effect of the weight of the forest train on the braking distance // Resources and Technology. 2018. T. 15, No. 4. P. 77—89. (In Russ.)
14. *Zeyts S. Yu., Akinin D. V., Borisov V. A., Kaznacheeva N. I.* The influence of the specific power of a forest train on the high-speed mode and fuel economy // Resources and Technology. 2018. T. 15, No. 4. P. 90—101. (In Russ.)
15. Technological calculations for the transport of timber by forest motor transport: textbook. method. The allowance / V. Ya. Larionov, V. V. Nikitin, V. A. Borisov [et al.]. Moscow, 2013. 36 p. (In Russ.)
16. *Kamusin A. A., Kaznacheeva N. I., Borisov V. A., Akinin D. V.* Some criteria for the stability of the road train // Bulletin of Moscow State Forest University — Forest Bulletin. 2014. No. S2. P. 122—126. (In Russ.)
17. *Kamusin A. A., Kaznacheeva N. I., Borisov V. A., Akinin D. V.* Stability of the movement of trailers of forest road trains // Bulletin of Moscow State Forest University — Forest Bulletin. 2014. No. S2. P. 143—145. (In Russ.)
18. *Lianpeng Xia, Long Quan, Lei Ge, Yunxiao Hao.* Energy efficiency analysis of integrated drive and energy recuperation system for hydraulic excavator boom // Energy Conversion and Management, 2018. Vol. 156. Article ID 57196457880. P. 680—687. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.11.074.
19. *Yunxiao Hao, Long Quan, Hang Cheng.* Potential energy directly conversion and utilization methods used for heavy duty lifting machinery // Energy. 2018. Vol. 155. Article ID 57188722118. P. 242—251. DOI: 10.1016/j.energy.2018.05.015.
20. *Rafael Rivelino Silva Bravo, Victor Juliano De Negri, Amir Antonio Martins Oliveira.* Design and analysis of a parallel hydraulic-pneumatic regenerative braking system for heavy-duty hybrid vehicles // Applied Energy. 2018. Vol. 225. Article ID 57201819693. P. 60—77. DOI: 10.1016/j.apenergy.2018.04.102.