

DOI: 10.15393/j2.art.2019.4702

УДК 630.377

Статья

Некоторые вопросы прочности сцепки тягача и полуприцепа-ропуска лесовозного автопоезда

* Вячеслав А. Борисов¹, Дмитрий В. Акинин¹, Владимир В. Никитин¹

¹ Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (Мытищинский филиал), Российская Федерация, 141005, Московская обл., г. Мытищи, ул. 1-я Институтская, д. 1; vborisov@bmstu.ru (В. Б.); akinin.dmitrij2013@yandex.ru (Д. А.); nikitinvv@bmstu.ru (В. Н.)

* Автор, с которым следует вести переписку; E-Mail: vborisov@bmstu.ru (В. Б.);
Tel.: +7(910)4201702

Получена: 17 июня 2019 / Принята: 12 сентября 2019 / Опубликовано: 16 сентября 2019

Аннотация: Современные лесовозные автопоезда являются техникой высоких эксплуатационных параметров. Увеличиваются грузоподъёмность лесовозного автопоезда, мощность его двигателя, снижается удельный собственный вес и растут конструкционные напряжения. Прицепы-ропуски в лесозаготовительной промышленности нашей страны эксплуатируются уже более 80 лет. За этот период несколько раз изменялась технология заготовки и вывозки лесоматериалов. Конструкция лесовозного прицепа-ропуска при этом осталась практически неизменной — как правило, это безрессорная подвеска ходовой части, а лесовозное оборудование представлено одним поворотным коником с откидными стойками. Данное исследование посвящено звеньям сцепки лесовозного автопоезда, которые не отличаются достаточной надёжностью. Для повышения надёжности работы сцепки лесовозного автопоезда в статье рассмотрены вопросы несущей способности дышла, а также влияние основных конструкционных параметров на его несущую способность при неблагоприятных сочетаниях внешних нагрузок.

Ключевые слова: лесовозный автопоезд, лесовозный прицеп-ропуск, тормозной путь, лесная дорога, условия эксплуатации, рейсовая нагрузка, дышло прицепа-ропуска

DOI: 10.15393/j2.art.2019.4702

Article

Some issues of logging truck and pole semitrailer hitch strength

* Vyacheslav Borisov¹, Dmitry Akinin¹, Vladimir Nikitin¹

¹ Moscow State Technical University named after N. E. Bauman (Mytishchi branch), Russian Federation, 141005, Moscow region, Mytishchi, ul. 1-I Institutskaya, 1; vborisov@bmstu.ru (V. B.); akinin.dmitrij2013@yandex.ru (D. A.); nikitinvv@bmstu.ru (V. N.)

* Author to whom correspondence should be addressed; E-Mail: vborisov@bmstu.ru (V. B.);
Tel.: +7(910)4201702

Received: 17 Jun 2019 / Accepted: 12 September 2019 / Published: 16 September 2019

Abstract: Nowadays logging trucks feature high operational parameters. Their carrier capacity and engine power increase while the specific ratio of truck weight decreases. This leads to constructional tensions growth. Logging trucks with pole semitrailers have been used in the Russian forest industry for more than 80 years. During this period the technology of timber harvesting and hauling has changed several times. At the same time, the pole semitrailer construction remained almost the same. As a rule, the carrier appears to be a jolt wagon equipped with a swiveling log bunk with winged poles. This article contains some results of our research of the pole semitrailers' tow bar strength which seems to be insufficient. We studied the tow bar load bearing capacity together with its basic technical parameters and its behavior in different unfavorable combinations of external loads.

Keywords: logging truck, pole semitrailer, breaking distance, forest motor road, operating conditions, truckload, tow bar

1. Введение

С увеличением веса и скоростей движения и других эксплуатационных параметров лесовозных автопоездов всё большее значение приобретают вопросы их технического совершенствования [10], [11].

Подконтрольная эксплуатация лесовозного транспорта, начатая авторами в Медынском лесничестве Калужской области, предназначена для получения постоянной информации об их надёжности и выявлении конструктивных и прочих дефектов [14].

Данные лесовозные автопоезда эксплуатируются в условиях слабопересечённой местности, преимущественно по магистральным лесовозным дорогам, имеющим гравийное и щебёночное покрытие с незначительным пробегом по дорогам общего пользования [15].

2. Материалы и методы

Элементы конструкций, аналогичные дышлу роспуска, рассчитывают по прочности и устойчивости [1], [7], [8]. В задачу расчёта прочности входит определение напряжений и деформаций по недеформированной системе. Задача по устойчивости решается по деформированной системе.

Для выбора расчётной схемы можно использовать одно из принятых [3], [4] предельных состояний дышла: по несущей способности (прочности, устойчивости, усталости), по деформативности (прогибу, вибрации), по возникновению и развитию трещин.

Расчёт несущей способности телескопического дышла лесовозного прицепа роспуска сводится к решению задачи прочности; расчёт несущей способности двухшарнирного дышла для случая, когда его собственный вес не учитывается, сводится к решению задачи о потере устойчивости первого рода, а расчёт несущей способности дышла в общем случае при его продольно-поперечном изгибе — к задаче о потере устойчивости второго рода [6].

Для определения основных зависимостей, характеризующих несущую способность дышла, примем следующие допущения:

- продольная сжимающая сила F_1 приложена вдоль оси дышла (см. рисунок);
- поперечное сечение дышла постоянно по всей длине;
- внешние нагрузки вызывают упругие деформации в продольной вертикальной плоскости дышла.

Примем расчётную схему дышла (см. рисунок) лесовозного прицепа роспуска в виде двухопорной балки. Начало системы координат находится в точке соединения сцепной петли дышла с крюком буксирного прибора тягача (т. O). В точке A дышло соединяется с роспуском.

Внешними силами, действующими на дышло, являются активные (изгибающий момент M , равномерно распределённая по длине дышла нагрузка q и продольное сжимающее усилие F_1) и реактивные (вертикальная реакция R_0 крюка буксирного прибора в точке O и вертикальная реакция R_A рамы роспуска в точке A) силы.

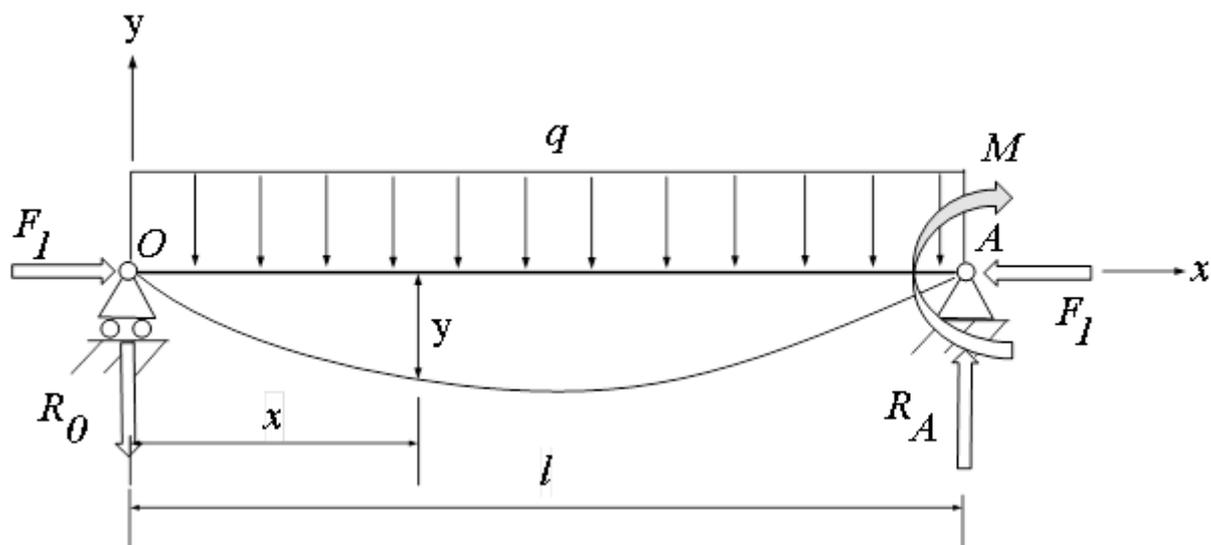


Рисунок. Расчётная схема для определения основных зависимостей, характеризующих несущую способность дышла

При наличии двойного коника на распуске, исключаяющего наклон рамы распуска под воздействием хлыстов (сцепка с «плавающим» коником на лесовозе), обеспечивается определённая свобода изменения взаимного положения рамы и дышла распуска в продольной вертикальной плоскости автопоезда, т. е. $M = 0$.

В одних случаях, при передаче тягового усилия, вызывающего сжатие продольной оси лесовозного автопоезда (съезд колёс распуска с дорожной неровности, движение автопоезда задним ходом), при входе его на кривую при движении на повороте, значительной величине начального натяжения тросов крестовой сцепки при нижнем (относительно дышла) или наклонном расположении тросовых стяжек, а также при «изломе» продольной оси автопоезда в продольной вертикальной плоскости (при движении автопоезда по профильным кривым), изгибающий момент направлен по часовой стрелке.

В других случаях, при передаче тягового усилия, вызывающего растяжение продольной оси автопоезда, выходе автопоезда с кривой на прямую после поворота (при входе на поворот имеет место проскальзывание длинномерного груза на кониках), значительной величине начального натяжения тросов крестовой сцепки при верхнем (относительно дышла) расположении тросовых стяжек, наконец, при «изломе» продольной оси автопоезда в продольной вертикальной плоскости, изгибающий момент M направлен против часовой стрелки.

Наиболее часто поломки дышла возникают в задней части [3], ближе к раме распуска, сопровождаясь опрокидыванием распуска под длинномерным грузом в продольной вертикальной плоскости по ходу либо против хода движения автопоезда.

Продольное усилие F_1 дышло воспринимает в результате передачи тягового усилия от тягача к распуску (см. рисунок). С точки зрения сохранения механической прочности сжимающие усилия более опасны для дышла, чем растягивающие.

Поэтому несущую способность дышла роспуска необходимо рассчитывать для случая воздействия на него продольного сжимающего усилия.

Сила R_0 является вертикальной реакцией крюка буксирного механизма на цепную петлю дышла. Износ рога крюка, а также направляющих втулок стержня крюка свидетельствует о значительной величине силы R_0 . Сила R_A является вертикальной реакцией, с которой рама роспуска воздействует на задний конец дышла.

3. Результаты

С целью выявления основных аналитических зависимостей, необходимых для расчёта несущей способности дышла, воспользуемся уравнением, определяющим прогиб упругой оси дышла. Прогиб упругой оси дышла при продольно-поперечном изгибе определяется по уравнению

$$y = \frac{M}{R_0} \left[\frac{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}x\right)}{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}l\right)} - \frac{x}{l} \right] - \frac{ql^4}{16EI\left(0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right)^4} \left[\frac{\cos\left[0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right]}{\cos\left[0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right]} \right] + \frac{ql^2x}{8EI\left(0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right)^2} (l - x),$$

где E — модуль упругости материала дышла; I — осевой момент инерции дышла; x — текущее значение абсциссы; l — длина дышла.

После преобразования прогиб оси дышла при продольно-поперечном изгибе будет равен:

$$y = \frac{M}{R_0} \left[\frac{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}x\right)}{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}l\right)} - \frac{x}{l} \right] - \frac{qEI}{F_1^2} \left[\frac{\cos\left[0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right]}{\cos\left[0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right]} \right] + \frac{qx}{2F_1} (l - x). \quad (1)$$

Изгибающий момент M_x в любом поперечном сечении дышла будет определяться выражением

$$M_x = \frac{M \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}x\right)}{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}l\right)} - \frac{qEI}{F_1} \left[\cos\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) + tg\left(0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right) \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) - 1 \right]. \quad (2)$$

Для расчёта несущей способности дышла используют формулу для определения нормального напряжения σ_0 при сжатии и изгибе дышла в опасном сечении:

$$\sigma_0 = \frac{F_1}{S} + \frac{M_{max}}{W}, \quad (3)$$

где S — площадь поперечного сечения дышла; M_{max} — максимальный изгибающий момент в поперечном сечении дышла с абсциссой x_0 ; W — момент сопротивления.

Если известно значение x_0 , то максимальный изгибающий момент M_{max} может быть определён по уравнению (2).

При $M'_x = 0$ получим:

$$\frac{\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot M \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}x\right)}{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}}l\right)} - \frac{qEI}{F_1} \left[-\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) + \sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot tg\left(0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right) \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) \right] = 0.$$

Примем $x = x_0$, тогда:

$$\operatorname{tg}\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x_0\right) = \operatorname{tg}\left(0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right) - \frac{M \cdot F_1}{EI \cdot g \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot l\right)}. \quad (4)$$

Тогда абсцисса, характеризующая положение поперечного сечения с максимальным изгибающим моментом, будет равна:

$$x_0 = \sqrt{\frac{EIF_1}{F_1}} \cdot \operatorname{arctg}\left(\operatorname{tg}\left(0.5 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}}\right) - \frac{M \cdot F_1}{EI \cdot g \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot l\right)}\right). \quad (5)$$

Если $x_0 = l$, то наибольшим изгибающим моментом является концевой изгибающий момент M , который значительно снижает несущую способность дышла. В случае, когда он равен предельной расчётной величине изгибающего момента, продольное сжимающее усилие $F_1 = 0$.

Так как концевой изгибающий момент может быть направлен как по часовой стрелке, так и против, то относительная величина этого момента лежит в пределах $-1 \leq \frac{M}{W \cdot [\sigma_0]} \leq 1$, где $[\sigma_0]$ — предельное значение расчётного напряжения.

Если пренебречь влиянием собственного веса дышла, то из уравнения (2) изгибающий момент равен:

$$M_x = \frac{M \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right)}{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot l\right)}. \quad (6)$$

Приравняв $M'_x = 0$ из уравнения (6), получим абсциссу, характеризующую положение поперечного сечения с максимальным изгибающим моментом:

$$\frac{\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot M \cdot \cos\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right)}{\sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot l\right)} = 0,$$

т. е. $\cos\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) = 0$, что возможно в случае, когда $\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x = \frac{\pi}{2}$.

$$\text{Если } x = x_0, \text{ то } x_0 = \frac{\pi}{2\sqrt{\frac{F_1}{EI}}} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{F_1}}.$$

С другой стороны, эйлеровская критическая сила сжатия F_x , т. е. низший предел критической силы сжатия, равна:

$$F_x = \frac{\pi^2 EI}{l^2},$$

тогда

$$x_0 = \frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_x}{F_1}}.$$

Из расчётной схемы (см. рисунок) находят вертикальные реакции:

$$R_0 = \frac{M - ql^2}{l}, \quad R_A = \frac{M + ql^2}{l}.$$

Для дальнейшего исследования рассмотрим сцепки с «плавающим» коником на тягаче и двойным коником на роспуске и прямую с телескопическим дышлом.

В первом случае наклон роспуска под действием пачки перевозимых хлыстов в продольной вертикальной плоскости лесовоза исключается, а во втором случае имеет место «жёсткая» заделка конца дышла в окне рамы роспуска.

Приравняв нулю производную \dot{y} из уравнения (1), получим:

$$M = -\frac{q \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right) - \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right]}{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \left[\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right) - 1 \right]}$$

При использовании двухшарнирного дышла концевой изгибающий момент $M \approx 0$.

Изгибающий момент дышла в сечении с абсциссой x при $M \approx 0$ получают из уравнения (2):

$$M_x = -\frac{q}{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{F_1}{F_x}} \cdot \left[\cos \left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x \right) + \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right) \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x \right) - 1 \right]. \quad (7)$$

Из уравнения (4) при $M = 0$ получим:

$$\operatorname{tg} \left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x_0 \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right),$$

или $x_0 = \frac{l}{2}$.

Таким образом, при продольно-поперечном изгибе двухшарнирного дышла наиболее опасное сечение находится по середине дышла.

Для определения максимального изгибающего момента значение x_0 из выражения (2) подставим в формулу (7), получим:

$$M_{max} = -\frac{q}{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{F_1}{F_x}} \cdot \left[\cos \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right) + \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right) \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x \right) - 1 \right],$$

а после соответствующих преобразований:

$$M_{max} = -\frac{ql^2}{8} \cdot \frac{2}{\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}}\right)^2} \cdot \frac{1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right)}{\cos \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right)}. \quad (8)$$

При использовании телескопического дышла, которое испытывает при работе лишь поперечный изгиб, изгибающий момент будем определять следующим образом.

Так как

$$\cos \left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x \right) = \cos^2 \left(\frac{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x}{2} \right) - \sin^2 \left(\frac{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x}{2} \right)$$

или

$$\cos \left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x \right) = 1 - 2 \sin^2 \left(\frac{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x}{2} \right),$$

то уравнение (2) может быть записано в следующем виде:

$$M_x = \frac{M \sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot l\right)} - \frac{q}{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \frac{F_1}{F_x}} \cdot \left[1 - 2\sin^2\left(\frac{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x}{2}\right) + \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}}\right) \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) - 1 \right]$$

и окончательно:

$$M_x = \frac{M \sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot l\right)} - \frac{q}{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \frac{F_1}{F_x}} \cdot \left[\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}}\right) \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) - 2\sin^2\left(\frac{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x}{2}\right) \right].$$

Найдём предел, к которому стремится M_x при $\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \rightarrow 0$.

$$\begin{aligned} \lim_{m \rightarrow \infty} M_x &= \lim_{m \rightarrow \infty} \left(\frac{M \sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot l\right)} - \frac{q}{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \frac{F_1}{F_x}} \cdot \left[\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}}\right) \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x\right) - 2\sin^2\left(\frac{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot x}{2}\right) \right] \right) \\ &= \frac{Mx}{l} - \frac{q}{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \frac{F_1}{F_x}} \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{EI}} \cdot x - \frac{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \frac{F_1}{F_x} \cdot x^2}{2} \right) \end{aligned}$$

После соответствующих преобразований получим:

$$M_x = \frac{Mx}{l} - \frac{qx}{2} (l - x). \quad (9)$$

Определим выражение для нахождения абсциссы положения максимального изгибающего момента при использовании телескопического дышла, для этого возьмём производную M_x из уравнения (9):

$$x_0 = \frac{l}{2} - \frac{M}{ql}.$$

Максимальный изгибающий момент при $M = 0$ составит:

$$M_{max} = -\frac{ql^2}{8}.$$

При достаточной ширине кониковой балки наклон распуска под воздействием пачки хлыстов в продольной вертикальной плоскости лесовозного автопоезда исключается. Запишем концевой изгибающий момент в следующем виде:

$$M = -\frac{q \cdot l \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot l\right) \cdot \left[\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}}\right) - \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \right]}{\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot \left[\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot l - \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{l} \cdot \sqrt{\frac{F_1}{F_x}} \cdot l\right) \right]}. \quad (10)$$

После соответствующих преобразований получим выражение для определения конечного изгибающего момента:

$$M = \frac{ql^2}{8}.$$

Тогда абсцисса положения максимального изгибающего момента будет равна:

$$x_0 = \frac{3}{8} \cdot l, \quad (11)$$

а максимальный изгибающий момент составит:

$$M_{max} = -\frac{9 \cdot q \cdot l^2}{128}. \quad (12)$$

Анализ уравнений (11) и (12) показывает, что при таком сочетании внешних нагрузок, действующих на телескопическое дышло, изгибающий момент

$$|M| \geq |M_{max}|.$$

При $x_0 = 0$ конечной изгибающий момент будет равен:

$$M = \frac{ql^2}{2}.$$

При определённой длине дышла, когда более значительно начинает сказываться влияние собственного веса, напряжение в опасном сечении дышла достигает расчётной предельной величины.

Решая совместно систему уравнений, при $l_0 = l$ получим:

$$M_x = \frac{Mx}{l} - \frac{qx}{2}(l-x)$$
$$x_0 = \frac{l}{2} - \frac{M}{ql},$$

найдем:

$$-W\sigma = \frac{M}{2} - \frac{M^2}{2ql_0^2} - \frac{ql_0^2}{8}.$$

После преобразований с учётом относительной величины конечного момента

$$-1 \leq \frac{M}{W \cdot [\sigma_0]} \leq 1$$

получим:

$$q^2 l_0^4 - 8qW[\sigma_0] \cdot \left(\frac{M}{2W \cdot [\sigma_0]} + 1\right) \cdot l_0^2 + \left(2 \frac{M}{W \cdot [\sigma_0]} \cdot W \cdot [\sigma_0]\right)^2 = q^2 l_0^4 - 8qW[\sigma_0] \cdot \left(\frac{M}{2W \cdot [\sigma_0]} + 1\right) \cdot l_0^2 + 4M^2 = 0, \text{ откуда можно определить } l_0.$$

4. Обсуждение и заключение

В результате проведённой работы авторами получены данные по удельной грузоподъёмности используемых в Медынском лесничестве Калужской области лесовозных автопоездов в зависимости от длины комлевой части пакета хлыстов, а также сведения по коэффициентам перегрузок, влияющим на их надёжность, с получением аналитических зависимостей для расчёта несущей способности дышла лесовозного автопоезда и совершенствования конструкции лесовозного прицепа-ропуса с повышением эффективности лесотранспортного процесса в целом [14—16].

Список литературы

1. *Закин Я. Х.* Прикладная теория движения автопоезда. М.: Транспорт, 1967. 256 с.
2. *Закин Я. Х. и др.* Конструкции и расчёт автомобильных поездов. Л., 1968. 330 с.
3. *Гольденблат И. И.* Основные положения метода расчёта строительных конструкций по расчётным предельным состояниям и нагрузкам. М.: Стройиздат, 1955. 713 с.
4. *Гастев Б. Г., Мельников В. И.* Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., 1967. 220 с.
5. *Никитин В. В., Борисов В. А., Акинин Д. В., Сорокин М. А.* Проектирование лесовозных и лесохозяйственных дорог: Учебное пособие / Под ред. А. А. Камусина. Красноярск, 2018. 118 с.
6. *Камусин А. А., Скрытников В. А., Борисов В. А., Дорохин С. В.* Программа оценки динамического взаимодействия звеньев лесовозного автопоезда в режиме экстренного или служебного торможения: свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RUS 2014618419; зарегистр. 26.06.2014.
7. *Камусин А. А., Акинин Д. В., Казначеева Н. И., Борисов В. А.* Некоторые критерии устойчивости автопоезда // Вестник Московского государственного университета леса — Лесной вестник. 2014. № S2. С. 122—126.
8. *Камусин А. А., Акинин Д. В., Казначеева Н. И., Борисов В. А.* Устойчивость движения прицепов лесовозных автопоездов // Вестник Московского государственного университета леса — Лесной вестник. 2014. № S2. С. 143—145.
9. *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. № 15 (3). С. 43—51. DOI: 10.15393/j2.art.2018.4202
10. *Петрухин В. В., Акинин Д. В., Борисов В. А.* Влияние веса лесовозного автопоезда на тормозной путь // Resources and Technology. 2018. № 15 (4). С. 77—89. DOI: 10.15393/j2.art.2018.4342
11. *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. № 15 (4). С. 90—101. DOI: 10.15393/j2.art.2018.4362
12. *Смирнов М. Ю.* Повышение эффективности вывозки лесоматериалов автопоездами. Йошкар-Ола: МарГТУ, 2003. 280 с.
13. *Кувалдин Б. И.* Прицепной состав лесовозных дорог: Учебное пособие для вузов. 2-е изд., перераб. М.: Лесная пром-сть, 1979. 240 с.
14. *Резникова Н. Е., Борисов В. А.* Применение ЭВМ для анализа основных режимов движения лесовозных автопоездов // В мире научных открытий. 2009. № 2. С. 20—26.
15. *Борисов В. А.* Исследование движения лесовозных автопоездов на горизонтальных кривых // Лесной вестник. Forestry Bulletin. 2009. № 2. С. 73—79.
16. *Борисов В. А.* Учёт параметров движения и анализ устойчивости лесовозных автопоездов при торможении // Лесной вестник. Forestry Bulletin. 2009. № 2. С. 80—85.
17. *Крупко А. М.* Анализ зарубежных исследований процессов функционирования лесовозных автопоездов // Инженерный вестник Дона. 2013. Т. 25, № 2. URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n2y2013/1630>.
18. *Matthews D. M.* Cost Control in the Logging Industry. McGraw-Hill. New York, 1942. 138 p.
19. *Zhigang Fang, Xuexun Guo, Lin Xu, Han Zhang.* Experimental study of damping and energy regeneration characteristics of a hydraulic electromagnetic shock absorber // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering. Vol. 2013. Article ID 943528. P. 9.

20. *Junyi Zou et al.* Design, modeling, and analysis of a novel hydraulic energy-regenerative shock absorber for vehicle suspension // *Hindawi Shock and Vibration*. Vol. 2017. Article ID 3186584. P. 12.
21. *Weintraub A., Church R. L., Murray A. T., Guignard M.* Forest management models and combinatorial algorithms: analysis of state of the art. // *Annals of Operations Research* 96. 2000. P. 271—285.

References

1. *Zakin, Ya. X.* Applied theory of road train movement / Ya. X. Zakin. — Moskov : Transport, 1967. — 256 p. (In Russ.)
2. Construction and calculation of road trains / Ya. X. Zakin [et al.]. — Leningrad, 1968. — 330 p. (In Russ.)
3. *Gol`denblat, I. I.* The main provisions of the method of calculation of building structures on the calculated limit states and loads / I. I. Gol`denblat. — Moskov : Strojizdat, 1955. — 713 p. (In Russ.)
4. *Gastev, B. G.* Fundamentals of dynamics of timber rolling stock / B. G. Gastev, V. I. Mel`nikov. — Moskov, 1967. — 220 p. (In Russ.)
5. Design of logging and forestry roads : Textbook / V. V. Nikitin, V. A. Borisov, D. V. Akinin, M. A. Sorokin ; pod red. A. A. Kamusina. — Krasnoyarsk, 2018. — 118 p. (In Russ.)
6. Program for evaluation of dynamic interaction of timber truck train links in emergency or service braking mode : certificate of registration of the computer program RUS 2014618419 / A. A. Kamusin, A. V. Skry`pnikov, V. A. Borisov, S. V. Doroxin ; zaregistr. 26.06.2014. (In Russ.)
7. Some criteria of stability of a road train / A. A. Kamusin, D. V. Akinin, N. I. Kaznacheeva, V. A. Borisov // *Bulletin of the Moscow state University of forest – Forest Bulletin*. — 2014. — № S2. — P. 122—126. (In Russ.)
8. Stability of movement of trailers of timber road trains / A. A. Kamusin, D. V. Akinin, N. I. Kaznacheeva, V. A. Borisov // *Bulletin of the Moscow state University of forest – Forest Bulletin*. — 2014. — № S2. — P. 143—145. (In Russ.)
9. Influence of the timber truck speed on the stress in the road structure / V. A. Borisov, D. V. Akinin, V. V. Kirej, E. A. Fokina // *Resources and Technology*. — 2018. — № 15 (3). — P. 43—51. DOI: 10.15393/j2.art.2018.4202 (In Russ.)
10. *Petruxin, V. V.* Effect of a log truck weight on the braking path length / V. V. Petruxin, D. V. Akinin, V. A. Borisov // *Resources and Technology*. — 2018. — № 15 (4). — P. 77—89. DOI: 10.15393/j2.art.2018.4342 (In Russ.)
11. Influence of a power-weight ratio of a forest train on speed mode and fuel economy / S. Yu. Zejcz, D. V. Akinin, V. A. Borisov, N. I. Kaznacheeva // *Resources and Technology*. — 2018. — № 15 (4). — P. 90—101. DOI: 10.15393/j2.art.2018.4362 (In Russ.)
12. *Smirnov, M. Yu.* Improving the efficiency of timber removal by road trains / M. Yu. Smirnov. — Joshkar-Ola : MarGTU, 2003. — 280 p. (In Russ.)
13. *Kuvaldin, B. I.* Trailer composition of logging roads : Textbook / B. I. Kuvaldin. — Moskva : Forest Industry, 1979. — 240 p. (In Russ.)
14. *Reznikova, N. E.* Application of computers for analysis of the main modes of movement of timber road trains / N. E. Reznikova, V. A. Borisov // *In the world of scientific discovery*. — 2009. — № 2. — P. 20—26. (In Russ.)
15. *Borisov, V. A.* Study of the movement of logging trucks on horizontal curves / V. A. Borisov // *Forest Herald. Forestry Bulletin*. — 2009. — № 2. — P. 73—79. (In Russ.)

16. *Borisov, V. A.* Accounting of movement parameters and analysis of stability of timber road trains under braking / V. A. Borisov // Forest Herald. Forestry Bulletin. — 2009. — № 2. — P. 80—85. (In Russ.)
17. *Krupko, A. M.* Analysis of foreign studies of the processes of functioning of timber road trains / A. M. Krupko // Don's engineering Bulletin. — 2013. — Vol. 25, № 2. — URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n2y2013/1630>. (In Russ.)
18. *Matthews, D. M.* Cost Control in the Logging Industry / D. M. Matthews. — McGraw-Hill, New York, 1942. — 138 p.
19. *Zhigang, Fang.* Experimental study of damping and energy regeneration characteristics of a hydraulic electromagnetic shock absorber / Zhigang Fang, Xuexun Guo, Lin Xu, Han Zhang // Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering. — Vol. 2013. — Article ID 943528. — P. 9.
20. Design, modeling, and analysis of a novel hydraulic energy-regenerative shock absorber for vehicle suspension / Junyi Zou [et al.] // Hindawi Shock and Vibration. — Vol. 2017. — Article ID 3186584. — P. 12.
21. Forest management models and combinatorial algorithms: analysis of state of the art. / A. Weintraub, R. L. Church, A. T. Murray, M. Guignard // Annals of Operations Research 96. — 2000. — P. 271—285.