

А. Я. Кузишин, А. В. Батіг

Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЗДОВЖНЬОЇ СТИСКАЮЧОЇ СИЛИ У НЕОДНОРІДНОМУ ПОЇЗДІ ПІД ЧАС ГАЛЬМУВАННЯ У КРИВІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ

© Кузишин А. Я., Батіг А. В., 2017

Досліджується виконання необхідної умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки неоднорідного поїзда, сформованого з порожніх та завантажених вагонів на основі спрощеного алгоритму обчислення поздовжніх стискаючих сил. Досліджений розподіл максимальних стискаючих сил у перерізах поїзда за екстреного та службового гальмування. Для визначення поздовжньої динамічної стискаючої сили складаються диференціальні рівняння руху центрів мас головної і хвостової частин поїзда. Встановлюється поперечний переріз, у якому необхідно визначити поздовжні зусилля, час проходження гальмівної хвилі по поїзду і час проходження гальмівної хвилі до визначеного поперечного перерізу, різниця швидкостей центрів мас головної та хвостової частин поїзда. На основі отриманих результатів розраховується максимальне значення поздовжньої динамічної стискаючої сили, яка діє на конкретний вагон. У розрахунках радіус кривої, підвищення зовнішньої рейки та швидкість руху поїзда приймаються сталими величинами. Об'єктом дослідження є вантажний поїзд, сформований з тридцяти порожніх та тридцяти завантажених вагонів, який рухається на кривій ділянці колії. Досліджуються величини поздовжніх динамічних стискаючих сил, які виникають у конкретному перерізі цього поїзда під час застосування машиністом службового та екстреного гальмування. Був досліджений розподіл максимальних стискаючих сил в перерізах поїзда під час застосування машиністом службового та екстреного гальмування. Виконано перевірку необхідної умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки для тридцятого порожнього вагона під час застосування службового та екстреного гальмування. Доопрацьований алгоритм спрощеного розрахунку найбільших поздовжніх сил в перерізах неоднорідного поїзда під час гальмування. Визначені стискаючі зусилля у поїзді та перевірено умову вкочування колеса на рейку під час руху на кривій ділянці колії. Показано, що нераціональне формування поїзда може призвести до виникнення зусиль, за яких сходження вагонів з рейок є можливим. Отримані результати можуть застосовуватися для встановлення причин сходження рухомого складу з рейок під час проведення залізнично-транспортних експертиз, а також для проведення оцінкових розрахунків під час формування поїздів.

Ключові слова: динамічна поздовжня сила, гальмівна хвиля, порожній вагон, завантажений вагон, гальмівна сила, гальмівний коефіцієнт, витискання вагона, час гальмування.

The article is aimed to determination of necessary condition of wheel rolling onto the rail head for heterogeneous train made up of empty and loaded cars using a simplified algorithm for computing the longitudinal compressive forces. It was investigated the distribution of the maximal compressive forces in the train sections during emergency and service braking. To determine the dynamic longitudinal compressive force the differential equations of the mass center movement of the fore and tail parts of the train are formulated. The cross section is set in which it is necessary to determine the longitudinal force, the time of passage of the braking wave along the train and the time of the passage of braking wave to the defined cross-section, the difference of mass centers velocities of the fore and tail train parts. Based on the results the maximum value of the dynamic longitudinal compressive force acting on a particular car is calculated. In calculating the radius of the curve elevation and train speed are taken as the

constant values. Object of research is a freight train formed of thirty empty and thirty loaded cars moving in the curved track section. The article studies the dynamic values of longitudinal compressive forces that occur in a particular section of the train during service and emergency braking. It was studied the distribution of maximum compressive forces in the cross sections of the train during service and emergency braking. The check of execution of necessary condition of wheel rolling onto the rail head for thirtieth empty car during service and emergency braking was completed. The algorithm of simplified calculation of the maximal longitudinal forces in heterogeneous cross sections of the train when braking was improved. There were determined compressive forces in the train and checked the conditions of wheel rolling onto the rail when moving in a curved track section. It was shown that the irrational train forming can result in efforts, which can cause cars derailment. The obtained results can be used to establish the causes of rolling stock derailment during the railway-transport expertises, as well as to conduct estimating calculations when forming the trains.

Key words: *dynamic longitudinal force, braking wave, empty car, braking force, braking coefficient, car squeezing, braking time.*

Вступ. Рух вагонів поїзда на кривій ділянці колії призводить до розвантаження колеса, яке рухається по зовнішній рейці, і до перевантаження колеса, яке рухається по внутрішній рейковій нитці [4].

Якщо при цьому на вагон діють значні поздовжні стискаючі сили, то виникає небезпека сходження колісних пар з рейок, особливо для легких або порожніх вагонів [7]. Як відомо, найбільші значення поздовжніх сил виникають за перехідних режимів руху поїздів.

Під час використання пневматичних гальм швидкість гальмівної хвилі є скінченною, отже, відбувається набігання хвостових вагонів на головні, які вже загальмували, і, відповідно, значне зростання стискаючих поздовжніх сил у міжвагонних з'єднаннях.

Як показують експертна практика та теоретичні дослідження [2, 11, 16–18], особливу небезпеку з погляду сходження з рейок становлять неоднорідні поїзди.

Постановка проблеми. Сьогодні існує думка, що динамічна (ударна) поздовжня стискаюча сила не є небезпечною для витискання вагонів. Більшу небезпеку у цьому випадку являє квазістатична поздовжня стискаюча сила.

З іншого погляду, такі твердження не завжди справедливі. Розвантаження колеса вагона, викликане дією саме динамічних поздовжніх стискаючих сил, у поєднанні з розвантаженням, яка виникає за руху поїзда по колії, що має відступи від норм, може призвести до викочування гребеня розвантаженого колеса на головку рейки з подальшим його сходженням. Отже, виникає питання щодо визначення також і динамічних (ударних) поздовжніх стискаючих сил у поїзді.

Аналіз останніх досліджень. Систематичні дослідження поздовжніх динамічних навантажень, що виникають у поїзді за нестационарних режимів у реальних умовах, були розпочаті Лазаряном В. А., Вершинським С. В., Нікольським Л. Н ще в 1950-х роках.

Дослідженням поздовжніх коливань за перехідних режимів руху поїздів займалися Жуковський М. Є., Лазарян В. А., Коротенко Л. М., Манашкін Л. А., Богомаз Г. І. та ін.

Великий внесок у дослідження поздовжньої динаміки поїзда зробив Є. П. Блохін. У монографії [2], присвяченій Лазаряну В. А., він продовжив його роботу у галузі дослідження перехідних режимів руху рухомого складу залізничних доріг. У дослідженні описані математичні методи і алгоритми, які з необхідною для інженерної практики точністю визначають: сили, які діють на вагон у поїзді під час рушення його з місця, гальмування, рух через перелами поздовжнього профілю колії, а також поздовжні сили, які виникають за співудару вагонів і зчеплень. Крім того, він проводив дослідження динаміки електровоза типу ДСЗ, де піднімалися питання щодо динамічного випробовування рейкового колісного транспорту, проблем ведення

поїздів. Блохін Є. П. також займався визначенням причин сходження цистерн з небезпечними вантажами [21], побудовою нелінійної просторової багатомасової моделі поїзда [22].

А також він разом з Монашкіним Л. А., Стамблером Є. Л., Пшіньком О. М. проводили дослідження поведінки порожніх вагонів у великовагових поїздах, сумісності експлуатації в одному складі вантажних і пасажирських вагонів, реальних зусиль, що виникають у великоваговому поїзді, поведінки локомотивів за різних швидкостей руху на ділянках колії різної кривини [20, 21].

Сьогодні визначенням стійкості порожніх вагонів від витискання їх поздовжніми силами у вантажних поїздах займаються Швець А. О., Железнов К. І., Акулов А. С., Заболотний О. М., Чабанюк Є. В [23].

Дослідження динамічної навантаженості вантажного поїзда за його руху по переламах поздовжнього профілю у режимі вибігу і гальмування, впливу схеми формування неоднорідного вантажного поїзда на динамічне навантаження конструкцій вагонів за перехідних режимів руху проводять Науменко Н.Є., Хижа І. Ю, Богомаз Є. Г. [6, 12].

Стосовно ж впливу поздовжніх сил на взаємодію колеса вагона і рейки, то тут потрібно відмітити роботи Ромена Ю. С. [24, 25] і Сокола Е. М. [13, 15].

Постановка завдання. Мета роботи – дослідити виконання необхідної умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки неоднорідного поїзда, сформованого з порожніх та завантажених вагонів на основі спрощеного алгоритму обчислення поздовжніх стискаючих сил; встановити розподіл максимальних стискаючих сил у перерізах поїзда під час екстреного та службового гальмування.

Об'єктом дослідження є вантажний поїзд, сформований з тридцяти порожніх та тридцяти завантажених вагонів, який рухається по кривій ділянці колії. Необхідно дослідити величини поздовжніх динамічних стискаючих сил, які виникають у конкретному перерізі цього поїзда під час застосування машиністом службового та екстреного гальмування.

Виклад основного матеріалу. Визначення поздовжньої динамічної сили з урахуванням реальних характеристик пружинно-фрикційних апаратів є складним завданням і потребує проведення спеціальних експериментів [1, 3, 4] або складних розрахунків за просторовими моделями [6, 9, 10].

У зв'язку з цим пропонується спрощений аналітичний метод визначення динамічних поздовжніх стискаючих сил, які виникають у поїзді на ділянці підготовки до гальмування, тобто на ділянці, яку проходить поїзд під час проходження гальмівної хвилі по ньому.

Загалом диференціальне рівняння руху центра мас поїзда у режимі гальмування, тобто під дією сил основного і додаткового опору і гальмівної сили, має такий вигляд [13]:

$$m\ddot{x} = -(W + B_T), \quad (1)$$

де m – маса поїзда, m ; x – координата, якою визначається положення центра мас поїзда на ділянці підготовки до гальмування, m ; W – сили основного і додаткового опору, $кгс / тс$; B_T – гальмівна сила поїзда, $кгс / тс$.

Сила W є функцією ваги і швидкості руху поїзда, основного і додаткового питомих опорів.

Відповідно до [15]:

$$W = Pw' + Qw'' + (P + Q)i, \quad (2)$$

де P – вага локомотива, $тс$; Q – вага поїзда, $тс$; W – сили основного і додаткового опору $тс$; w' – основний питомий опір локомотива; w'' – основний питомий опір вантажного поїзда, $кгс / тс$; i – приведений ухил, $кгс / тс$.

Величини w', w'' нелінійно залежать від швидкості \dot{x} і визначаються за емпіричними формулами [5]:

$$w' = a_1 + b_1 v + c_1 v^2; \quad (3)$$

$$w'' = a_2 + b_2 v + c_2 v^2 + d, \quad (4)$$

де $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2, d$ – емпіричні коефіцієнти, які залежать від навантаження на вагонну вісь, швидкості руху, особливостей конструкції ходових частин рухомого складу і елементів верхньої будови колії.

Сила B_T виникає під час проходження гальмівної хвилі поїздом і залежить від часу.

Припустивши, що ця залежність лінійна, можна записати:

$$B_T = \frac{[1000q(P+Q)j]t}{t_2}, \quad (5)$$

де q – розрахунковий гальмівний коефіцієнт; j – розрахунковий коефіцієнт тертя між колесом і гальмівною колодкою; t_2 – тривалість руху по ділянці підготовки до гальмування, s ; t – час, s .

Величина j , відповідно до [5], нелінійно залежить від швидкості:

$$j = a \frac{v+g}{n v+g}, \quad (6)$$

де a, n, g – емпіричні коефіцієнти, які залежать від матеріалу гальмівної колодки.

Підставимо вирази (2)–(6) у вираз (1) і отримуємо:

$$v = - \left[A + Bv + Cv + \frac{v+g}{n v+g} aht \right]; \quad (7)$$

$$A = \frac{Pa_1 + Q(a_2 + d) + (P+Q)i}{m};$$

$$B = \frac{Pb_1 + Qb_2}{m};$$

$$C = \frac{Pc_1 + Qc_2}{m};$$

$$h = \frac{1000q(P+Q)}{mt_2}.$$

Вираз (7) являє собою нелінійне диференціальне рівняння руху поїзда на ділянці підготовки до гальмування [12, 13]. Розв'язання цього рівняння доцільно виконувати за таких припущень: оскільки на ділянці підготовки до гальмування швидкість v майже не змінюється, то у практичних розрахунках можна приймати $v \approx u_0 = const$.

При цьому вираз (7) можна спростити і записати його так:

$$v = -(x + x_1 t); \quad (8)$$

$$x = A + Bu_0 + Cu_0^2 = const;$$

$$z_1 = j h = a \frac{(u_0 + g)}{n u_0 + g} h = const. \quad (9)$$

Інтегруючи один раз диференціальне рівняння (9), отримуємо

$$v = -xt - 0,5x_1 t^2 + D_1, \quad (10)$$

де D_1 – стала інтегрування, яка визначається з початкових умов: $t = 0, v = u_0$.

Підставивши вказані початкові умови у вираз (9), отримуємо $D_1 = u_0$.

У цьому випадку вираз (10) запишемо у такому вигляді:

$$\ddot{x} = u_0 - xt - 0,5x_1 t^2. \quad (11)$$

За допомогою виразу (11) можна визначити значення швидкості руху центра мас поїзда у заданий момент часу.

Рух головної частини поїзда відбувається під дією сил основного і додаткового опору і гальмівної сили. Диференціальні рівняння руху центрів мас головної і хвостової частин поїзда, відповідно до (8) і (11), можна записати:

$$\ddot{x} = -(x + x_1 t); \quad (12)$$

$$\ddot{x} = u_0 - x^* t - 0,5x_1^* t^2, \quad (13)$$

де x_1 – координата, яка визначається положенням центра мас головної частини поїзда на ділянці підготовки до гальмування, м.

При цьому:

$$x^* = A_1 + B_1 u_0 + C_1 u_0^2 = const;$$

$$x_1^* = j h = a \frac{(u_0 + g)}{nu_0 + g} h_1 = const;$$

$$A_1 = \frac{Pa_1 + Q_1(a_2 + d) + (P + Q_1)i}{m_1};$$

$$B_1 = \frac{Pb_1 + Q_1 b_2}{m_1};$$

$$C_1 = \frac{Pc_1 + Q_1 c_2}{m_1};$$

$$h = \frac{1000q(P + Q_1)}{m_1 t_n},$$

де m_1 – маса головної частини поїзда, м; t_n – тривалість проходження гальмівної хвили поїздом, с.

Рух хвостової частини поїзда відбувається за відсутності гальмівної сили. Отже, відповідно до (8) і (11), можна записати:

$$\ddot{x}_2 = -x^{**}; \quad (14)$$

$$\ddot{x}_2 = u_0 - x^{**} t, \quad (15)$$

де x_2 – координата, яка визначається положенням центра мас хвостової частини поїзда на ділянці підготовки до гальмування, м.

При цьому:

$$x^{**} = A_2 + B_2 u_0 + C_2 u_0^2 = const;$$

$$A_2 = \frac{Q_2(a_2 + d) + Q_2 i}{m_2};$$

$$B_2 = \frac{Q_2 b_2}{m_2};$$

$$C_1 = \frac{Q_2 c_2}{m_2},$$

де m_2 – маса хвостової частини поїзда, m ; Q_2 – вага хвостової частини поїзда, κH .

Під час визначення ваги хвостової частини враховуємо, що головна частина поїзда знаходиться у межах від локомотива (включно) до встановленого перерізу, а хвостова частина – в межах від встановленого перерізу до хвостового вагона (включно).

Відповідно до [5], час проходження гальмівної хвилі по усьому поїзду (200–300 осей) визначається за емпіричною формулою:

$$t_{\text{п}} = 10 - \frac{15i_c}{1000qj}, \quad (16)$$

де i_c – приведений ухил, %; q – розрахунковий гальмівний коефіцієнт; j – розрахунковий коефіцієнт тертя між колесом і гальмівною колодкою.

Час t_r проходження гальмівної хвилі до встановленого перерізу визначаємо за таким виразом:

$$t_r = \frac{l'}{l} t_{\text{п}}, \quad (17)$$

де l – довжина поїзда, m ; l' – довжина головної частини поїзда, m ; $t_{\text{п}}$ – час проходження гальмівної хвилі поїздом, s .

Довжина головної частини поїзда визначається за формулою

$$l' = l_{\text{лок}} + l_{\text{пор}}^{\text{ваг}}, \quad (18)$$

де $l_{\text{лок}}$ – довжина локомотива по осях зчеплення, m ; $l_{\text{пор}}^{\text{ваг}}$ – загальна довжина порожніх вагонів у голові поїзда, m .

Довжина поїзда визначається за такою формулою:

$$l = l_{\text{лок}} + l_{\text{пор}}^{\text{ваг}} + l_{\text{зав}}^{\text{ваг}}, \quad (19)$$

де $l_{\text{зав}}^{\text{ваг}}$ – загальна довжина завантажених вагонів у хвостовій частині поїзда, m .

З використанням виразів (13) і (15) для часу $t = t_r$ визначаються швидкості руху центрів мас головної і хвостової частин поїзда та їхня різниця $\dot{x}_2 - \dot{x}_1 = \Delta \dot{x}$

Поздовжня стискаюча динамічна сила N_d в перерізі між k -м і $k+1$ -м вагонами поїзда визначається як сила у перерізі між одиничними вагонами з масами m_k і m_{k+1} [4, 8]:

$$N_d = \Delta \dot{x} \sqrt{\frac{m_k m_{k+1}}{2(m_k + m_{k+1})}} \gamma c_{\text{п}} \cdot \sin vt, \quad (20)$$

де γ – коефіцієнт передачі під час стиснення, який показує у скільки разів зусилля стиснення поглинального апарата перевищує зусилля стиснення пружин; $c_{\text{п}}$ – жорсткість пружин поглинального апарата, $\kappa H / m$; n – колова частота поздовжніх коливань двох вагонів з масами m_k і m_{k+1} , c^{-1} :

$$n^2 = \gamma_{\text{п}2} \frac{c_{\text{п}} (m_k + m_{k+1})}{2m_k m_{k+1}}. \quad (21)$$

Тоді максимальне значення поздовжньої стискаючої динамічної сили буде таким:

$$N_{d \text{ max}} = \Delta \dot{x} \sqrt{\frac{m_k m_{k+1}}{2(m_k + m_{k+1})}} \gamma c_{\text{п}}. \quad (22)$$

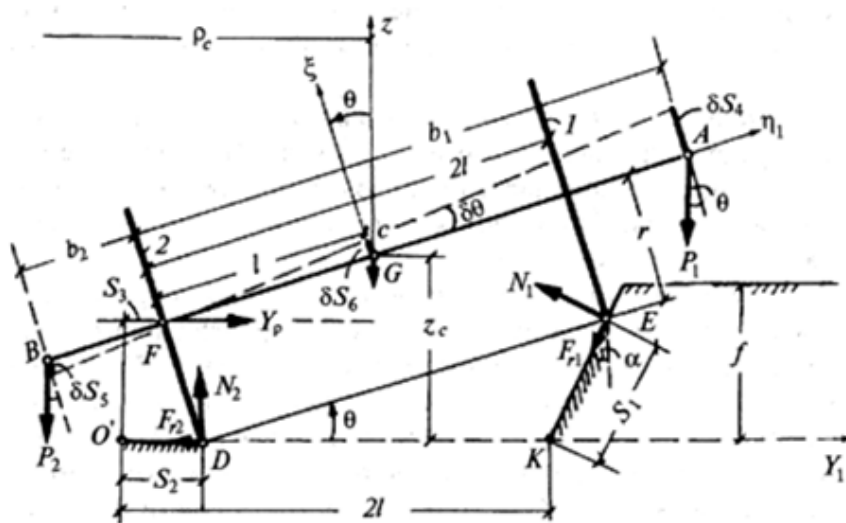
Перевірка необхідної умови сходження з рейок рухомого складу під час дії поздовжньої стискаючої сили.

Для виконання цієї умови необхідно, щоб виконувалось співвідношення [14]:

$$\left[(P_2 b_2 + Y_p r) - (P_1 b_1 + Gl) \right] > 0, \tag{23}$$

де P_1, P_2 – навантаження на колеса колісної пари, κH ; b_1, b_2 – відстань від точок прикладення сил P_1, P_2 до середнього круга кочення колеса 2 (рис. 1), m ; Y_p – рамна сила, κH ; G – вага колісної пари, κH ; r – радіус колеса, m ; $2l$ – відстань між кругами кочення коліс, m ; S_1, S_2, S_3 – поперечні переміщення точок колісної пари, які відбуваються у процесі сходження з рейок, mm ; f – висота, на яку повинно піднятися колесо, щоб його гребінь був на поверхні кочення головки рейки, mm ; N_1, N_2, F_{r1}, F_{r2} – реакції рейок, κH ; q – кут нутації колісної пари, rad ; dq – приріст координати q .

Рис. 1. Розрахункова схема взаємодії колеса з рейковою колією



Рамна сила Y_p визначається за такою формулою:

$$Y_p = 0,25 N_k \left(\frac{2L_c}{R} + \frac{d_0}{l_0} \right) - 0,25 \left(\frac{u^2}{R} + \frac{gh}{2l} \right). \tag{24}$$

Цей вираз можна записати так:

$$Y_p = N_k n'_p - n''_p; \tag{25}$$

$$n'_p = 0,25 \left(\frac{2L_c}{R} + \frac{d_0}{l_0} \right); \tag{26}$$

$$n''_p = 0,25 \left(\frac{u^2}{R} + \frac{gh}{2l} \right). \tag{27}$$

Підставляючи вирази (25), (26) і (27) у (23), отримаємо граничне співвідношення:

$$(P_{ct2} - N_k n''_k) b_2 + (N_k n'_p - n''_p) r - (P_{ct1} - N_k n'_k) b_1 - Gl = 0. \tag{28}$$

Вирази $P_{ct1}, P_{ct2}, n'_k, n''_k$ визначаються згідно з [14].

З формули (28):

$$N_k^* = \frac{P_{ct1} b_1 + G l + n''_p r - P_{ct2} b_2}{n'_k b_1 + n'_p r - n''_k b_2}. \tag{29}$$

Тоді для усіх $N_d > N_d^*$ виконується необхідна умова вкочування гребеня колеса на головку рейки.

Результати. За описаною методикою був виконаний розрахунок вантажного поїзда, сформованого з 30 порожніх та 30 завантажених вагонів, що рухаються по кривій ділянці колії, а радіус кривизни становив $R = 600$ м. Ширина колії приймалася $S = 1537$ мм. Вагони обладнані поглинальними апаратами Ш-2-В, для яких жорсткість під час навантаження становить $c_{\text{п}} = 2,5 \cdot 10^6$ Н/м.

Розглядалося службове та екстрене гальмування за швидкості 75 км/год.

Був досліджений розподіл максимальних стискаючих сил у перерізах поїзда (рис. 2) під час застосування машиністом службового (лінія 2) та екстреного (лінія 1) гальмувань.

Як бачимо з рис. 2, величина максимально стискаючої сили в обох випадках зростала стрибком у перерізі між порожніми та завантаженими вагонами. Для перевірки необхідної умови вкочування колеса колісної пари тридцятого вагона на головку рейки порівнювалося значення максимальної динамічної поздовжньої сили у перерізі, яка становить $N_d^{\text{служ}} = 1245$ кН за службового та $N_d^{\text{екстр}} = 1426$ кН екстреного гальмування, з граничним значенням, обчисленим за формулою (28): $N_d^* = 1231$ кН. Оскільки в обох випадках $N_d > N_d^*$, то необхідна умова вкочування колеса на головку рейки виконується і сходження тридцятого вагона з рейок є можливим. Варто відзначити, що величини найбільших стискаючих поздовжніх сил у наступних міжвагонних з'єднаннях плавно зростають, але умова вкочування колеса на головку рейки не виконується, тому що для завантажених вагонів допустиме граничне значення поздовжньої стискаючої сили N_d^* є значно більшим, ніж розрахункове.

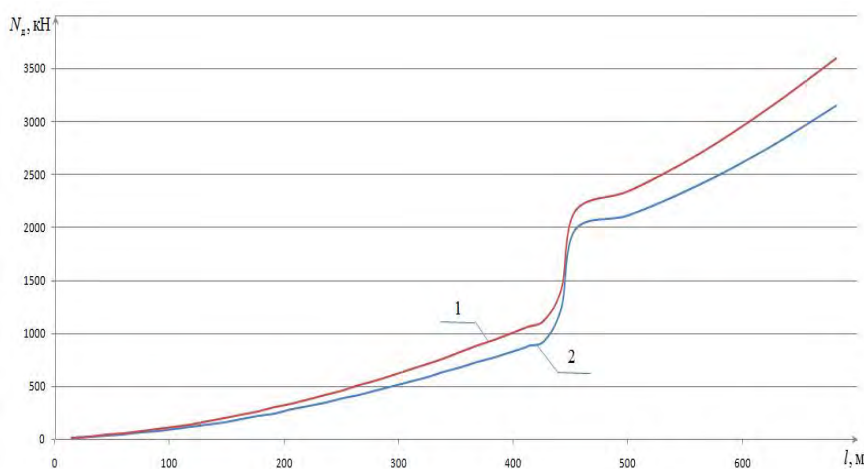


Рис. 2. Розподіл динамічної стискаючої сили по довжині поїзда: 1 – за екстреного гальмування, 2 – за службового гальмування

Висновки. Доопрацьовано алгоритм спрощеного розрахунку визначення найбільших поздовжніх сил у перерізах неоднорідного поїзда під час гальмування. Досліджено розподіл максимальних стискаючих сил у перерізах поїзда під час застосування машиністом службового та екстреного гальмувань. Виконано перевірку необхідної умови вкочування колеса колісної пари на головку рейки для тридцятого порожнього вагона під час застосування службового та екстреного гальмувань. Показано, що нераціональне формування поїзда може призвести до виникнення зусиль, під час яких сходження вагонів з рейок стає можливим.

1. Блохин Е. П. Продольные нагрузки при переходных режимах движения поезда // *Залізничний транспорт України*. – 2000. – №3. – С. 8–11.
2. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. *Динамика поезда (нестационарные продольные колебания)*. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
3. Вершинский С. В. *Продольная динамика вагонов в грузовых поездах* // *Тр. ЦНИИ МПС*. –

- М.: Трансжелдориздат, 1957. – Вып. 143. – 263 с. 4. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с. 5. Гребенюк П. Т., Долганов А. Н., Скворцова А. И. Тяговые расчеты. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с. 6. Динамическая нагруженность грузового поезда при его движении по переломам продольного профиля пути в режимах выбега и торможения / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, Ю. Г. Соболевская, Е. Г. Богомаз // *Техническая механика*. – 2010. – № 4. – С. 86 – 90. 7. Железные дороги. Общий курс / М. М. Филиппов, М. М. Уздин, К. А. Подвязкин [и др.]. – М.: Транспорт, 1968. – 272 с. 8. К вопросу определения коэффициента запаса устойчивости от выжимания легковесных вагонов / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов [и др.] // *Вісн. Дніпропет. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна*. – Дніпропетровськ, 2015. – Вип. 6 (60). – С. 134–148. 9. Лазарян В. А. Динамика вагона. Устойчивость движения и колебания. – М.: Транспорт, 1964. – 254 с. 10. Мугинштейн Л. А. Влияние продольных сил на опасность сходов порожних вагонов в поездах / Л. А. Мугинштейн, Ю. С. Ромен // *Вестник ВНИИЖТ*. – 2011. – № 3. – С. 3 – 6. 11. Нагруженность вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, А. Н. Пишнько, С. В. Мямлин. – К., 2010. – 215 с. 12. Науменко Н. Е. Оценка влияния схемы формирования неоднородного грузового поезда на динамическую нагруженность конструкций вагонов при переходных режимах движения / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа, Е. Г. Богомаз // *Техническая механика*. – 2012. – № 2. – С. 7–13. 13. Сокол Э. Н. Дифференциальные уравнения движения поезда на участке подготовки к торможению // *Матер. докл. науч.-техн. конф. “Фізичні методи та засоби контролю матеріалів та виробів”*, 5–10 березня 1996 р., м. Славське – К.; Львів, 1996. – С. 107–108. 14. Сокол Э. Н. Определение остановочного пути железнодорожного поезда // *Залізничний транспорт України*. – 2001. – № 2. – С. 23–25. 15. Сокол Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики). – К.: Транспорт України, 2004. – 386 с. 16. Experimental research on stability of heavy-load locomotive under longitudinal compressive force and wheel-rail interaction / Li G, Zu H, Chu G, Zhang Z. // *Railway Locomotive & Car*. – 2013. – No. 33. – P. 16–25. 17. Stokłosa, J. Simulation study of longitudinal forces in the coupling device of heavy freight trains / J. Stokłosa, M. Jaśkiewicz // *Advances in Science and Technology Research Journal*. – 2014. – Vol. 8. – P. 24–30. 18. Wu, Q. Longitudinal dynamics and energy analysis for heavy haul trains / Wu Q., Luo, S., Cole, C. // *J. of Modern Transportation*. 2014. – Vol. 22, Iss. 3. – P. 127–136. 19. Пишнько, А. Н. Евгений Блохин. Научно-педагогическая и общественная деятельность [Текст] / А. Н. Пишнько, А. И. Кулиши // *Профессор Блохин Евгений Петрович*. – Днепропетровск: Изд-во Днепропетр. нац. ун-та ж.-д. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2013. – С. 4–11. 20. Расчеты и испытания тяжеловесных поездов [Текст]: моногр. / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Е. Л. Стамблер [и др.]; под ред. Е. П. Блохина. – М.: Транспорт, 1986. – 263 с. 21. Определение возможных причин схода цистерн с опасным грузом [Текст] / А. Н. Пишнько, Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, В. А. Воропай, Г. В. Евдомаха // *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доп. 69 наук.-практ. конф., Дніпропетровськ, 21–22 трав. 2009 р.* / Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, Схід. наук. центр трансп. акад. України. – Дніпропетровськ, 2009. – С. 51–54. 22. От материальной точки до нелинейной пространственной многомассовой модели поезда [Текст] / Е. П. Блохин, К. И. Железнов, Л. В. Урсуляк // *Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна*. – Дніпропетровськ, 2009. – Вип. 30. – С. 36–47. 23. Некоторые аспекты определения устойчивости незагруженных вагонов от выжимания их продольными силами в грузовых поездах / А. А. Швец, К. И. Железнов, А. С. Акулов, А. Н. Заболотный, Е. В. Чабанюк // *Наука та прогрес транспорту*. – 2015. – № 4 (58). – С. 175–189. 24. Взаимодействие пути и грузовых вагонов при движении тяжеловесных длиннооставных поездов / Ю. С. Ромен, В. А. Коваль, М. А. Левинзон // *Подвижной состав и путь в условиях интенсификации работы железных дорог: сб. науч. тр.* / ВНИИЖТ. – М., 1989. – № 20–29. 25. К вопросу о влиянии продольных усилий, действующих на боковую раму тележки грузового вагона, на показатели его вертикальной динамики [Электронный ресурс] / В. Ф. Ушкалов, Ю. С. Ромен, А. В. Заверталюк, В. И. Рубан // *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. – 2005. – Вип. 8. – С. 112–114.