

Дослідження міцності автозчеплення при нецентральної взаємодії вагонів

А. О. Швець

Дніпровський національний університет залізничного транспорту ім. В. Лазаряна, Дніпро, Україна

angela_Shvets@ua.fm, <http://orcid.org/0000-0002-8469-3902>

Визначено міцність автозчепного пристрою при дії на нього експлуатаційних навантажень з урахуванням нецентральної взаємодії двох вагонів. При передачі поздовжнього зусилля через автозчеплення точками його можливого повороту можуть бути або верхні ребра торцевої поверхні хвостовика, або верхнє ребро опорної поверхні корпусу поглинаючого апарата. Хвостова частина автозчеплення знаходиться в умовах позацентрального стиснення (або розтягування) зусиллям, що є непаралельним відносно поздовжньої осі. Через довільний поперечний переріз хвостовика передаються поперечна та поздовжня сили, прикладені в точці, віддаленій від центра ваги перерізу. Користуючись принципом складання дії сил, отримано залежність для визначення максимальних нормальних напружень у крайніх волокнах аналізованого перетину хвостовика автозчеплення, найбільш віддалених від головної осі інерції. Обґрунтовано пошкодження зони перемички хвостовика автозчеплення та вигин хвостовика в горизонтальній і вертикальній площині, який виникає у процесі експлуатації. Методика розрахунку дозволяє дослідити вплив ексцентриситетів прикладання поздовжньої сили відносно осі автозчеплення та різниці рівнів осей зчеплених автозчепних пристроїв в аналізованих перетинах на величину стискальних експлуатаційних навантажень. Застосування отриманих результатів сприятиме не тільки забезпеченню міцності автозчепних пристроїв, а й стійкості вантажних вагонів в умовах збільшення ваги поїздів та підвищення швидкості їх руху.

Ключові слова: автозчеплення, безпека руху, вантажний вагон, міцність, поздовжні сили.

Вступ. Підвищення швидкості руху та маси вантажних поїздів є найефективнішими засобами освоєння обсягу перевезень і подальшого збільшення залізничних перевезень [1–3]. Водночас необхідна достатня міцність тягово-зчіпних приладів, яка відповідає великим поздовжнім зусиллям, що розвиваються в поїздах підвищеної ваги [4–7].

Як відомо, міцність та ресурс основних несучих елементів рухомого складу залізниць є фундаментальними властивостями, які визначають їх подальшу успішну експлуатацію протягом тривалого періоду часу. Оцінка цих показників тісно пов'язана із забезпеченням вимог безпеки руху на залізничному транспорті, тому проблема наукового обґрунтування оцінок характеристик динаміки, міцності і ресурсу несучих конструкцій є важливою та актуальною [8–10].

При проектуванні високошвидкісних вагонів повинно передбачатись: підвищення міцності й експлуатаційної надійності конструкції, можливість більш повного застосування комплексної механізації вантажно-розвантажувальних робіт, забезпечення збереження вантажів, що перевозяться у вагонах. Виконання цих вимог зумовлює необхідність проведення широких теоретичних та експериментальних досліджень, зокрема при уточненні розрахунку конструкції вагона на міцність та жорсткість з урахуванням дії змінних навантажень і поздовжніх сил у поїзді [11–13].

Поздовжні зусилля в поїздах іноді досягають величини, яка вища за міцність рам вагонів деяких конструкцій. Дослідження показали, що великі значення ударно-тягових зусиль зумовлені головним чином різким зрушенням поїзда з місця, підтягуванням частково стисненого складу, особливо при повністю розтягнутій хвостовій

частині, що має вагони з невідпущеними гальмами, гальмуванням стоп-краном у хвостовій частині складу при малій швидкості руху і стиснутому рухомому складі на початку гальмування [11].

Величина зусиль, що передаються ударно-тяговими приладами на раму та інші частини вагона, залежить від ефективності поглинаючих апаратів і неспіввідносності розташування осей автозчеплень сусідніх вагонів. Велике значення має правильне розташування автозчепного пристрою на рамі вагона (попередження перекосів поглинаючого апарата та забезпечення центрального навантаження хребтової балки) [14–17].

У роботі [18] відзначалося, що із загального числа пошкоджень автозчепного пристрою близько 74,3% склали пошкодження зони перемички хвостовика автозчеплення. Місця найбільш частих ушкоджень корпусу автозчеплення показано на рис. 1. Окрім того, у процесі експлуатації виникає вигин хвостовика в горизонтальній та вертикальній площині (рис. 1,б).

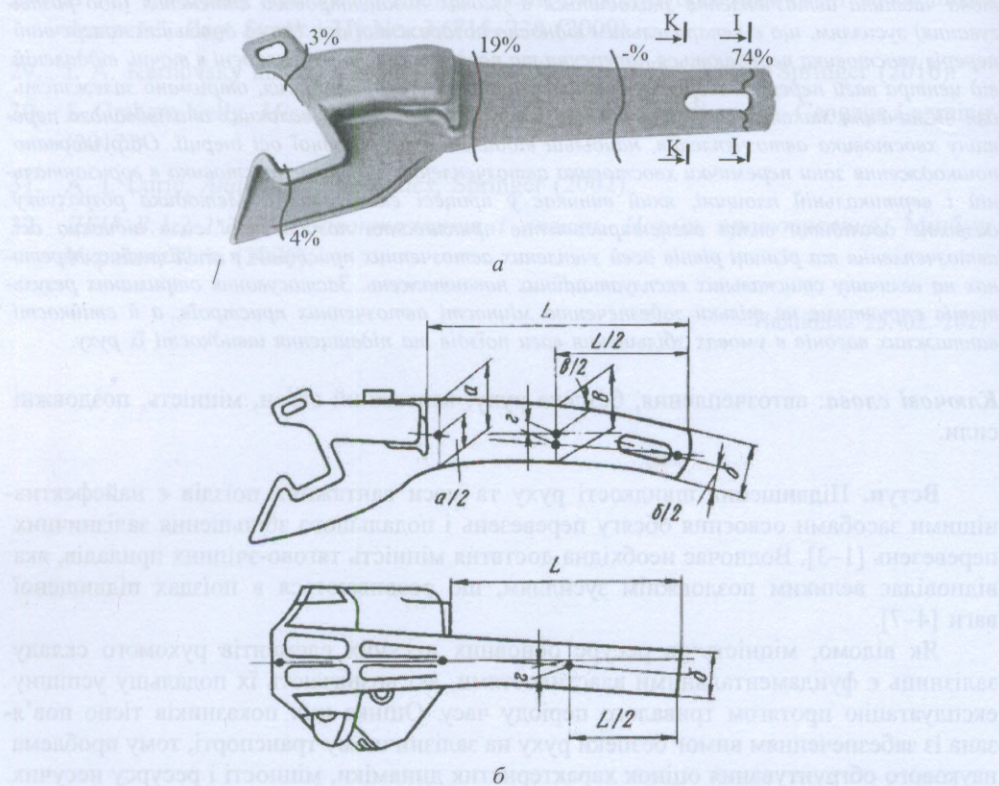


Рис. 1. Пошкодження автозчепного пристрою під час експлуатації: а – розподіл відмов по перетину корпусу автозчеплення; б – деформації корпусу автозчеплення. (Цифрами показано частку пошкоджень у %.)

Враховуючи велику вартість проведення натурних випробувань, основну увагу при дослідженні міцності вагонів та окремих вузлів рухомого складу необхідно приділяти аналітичним методам і комп'ютерному моделюванню [11, 19–21].

Метою роботи є визначення міцності автозчепного пристрою при дії на нього експлуатаційних навантажень з урахуванням нецентральної взаємодії двох вагонів.

Аналіз літературних джерел та постановка проблеми. За допомогою систем тривимірного моделювання (КОМПАС-3D, ANSYS, APM WinMachine, Solidworks та ін.) після побудови 3D-моделі можна отримати не тільки напружено-деформований

стан, інерційні та масові характеристики, а й значення жорсткості при різних видах навантаження як окремих елементів вагонів, так і всього вагона [5–7, 21].

У роботах [18, 22] корпус автозчеплення розраховувався на міцність при дії на нього як розтягувальних, так і стискальних квазістатичних та ударних навантажень. Розрахункова схема передбачає дію поздовжніх сил на упори з обох кінців вагона при наявності різниці висот автозчепних пристроїв взаємодіючих вагонів в 100 мм [14, 15, 17].

Розрахунок проведено за допомогою програмного комплексу, що використовує метод скінченних елементів. Скінченноелементну модель створено на підставі конструкторської документації. Значення нормативних навантажень вибиралися згідно з рекомендаціями чинної нормативної документації. З'єднання корпусу автозчеплення з клином тягового хомута та з упорною плитою реалізовано як опори кінцевої жорсткості.

У розрахунковій схемі корпус автозчеплення з'єднаний з клином тягового хомута поглинаючого апарата (розтягувальні сили) або з упорною плитою (стискальні сили) розподіленими пружними елементами кінцевої жорсткості. У місці спирання корпусу автозчеплення на центруючу балочку також встановлено односторонні зв'язки [18].

Оцінку міцності виконано згідно з механічними властивостями матеріалу корпусу автозчеплення. Корпус автозчеплення виконується методом лиття з наступною механічною обробкою зі сталей 25Х2НМЛ [22] та 20ГФЛ (20Г1ФЛ) [18]. Механічні властивості матеріалу корпусу автозчеплення наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Механічні властивості матеріалу корпусу автозчеплення

Марка сталі	Границя текучості $[\sigma_T]$, МПа	Границя міцності $[\sigma_B]$, МПа	Відносне подовження δ , %	Модуль пружності E , ГПа
25Х2НМЛ	700	800	12	210
20ГФЛ (20Г1ФЛ)	350	540	18	210

Програмні комплекси тривимірного моделювання дозволяють проводити розрахунки елементів складної конфігурації, змінної величини, ступеня динамічності та точок прикладання розрахункових зусиль, що є необхідним через відносні переміщення автозчеплень в експлуатації, знос поверхні їх контуру і змінну величину коефіцієнтів тертя.

З отриманих у роботі [18] результатів розрахунку автозчеплення СА-3 випливає, що робочі напруження для деяких областей вищі не тільки за границю текучості, а й за границю міцності, що, як показує експлуатація, є причиною утворення тріщин надриву при одноразовому прикладанні максимальної поздовжньої сили і пластичних деформацій, які сприяють інтенсивному зародженню тріщин малоциклової втоми.

На рис. 2 наведено напружений стан при прикладанні поздовжніх зусиль за однакової висоти осей досліджуваних автозчепних пристроїв зі сталі 25Х2НМЛ [22].

При розтягненні автозчеплення зони максимальних напружень розташовані на великому зубі та в місці з'єднання головки з хвостовиком (рис. 2,а), водночас при стисненні – в місці з'єднання головки з хвостовиком (рис. 2,б).

На рис. 3 приведено напружений стан при прикладанні поздовжніх зусиль за наявності різниці висот автозчепних пристроїв взаємодіючих вагонів в 100 мм (нижче аналізованого автозчеплення).

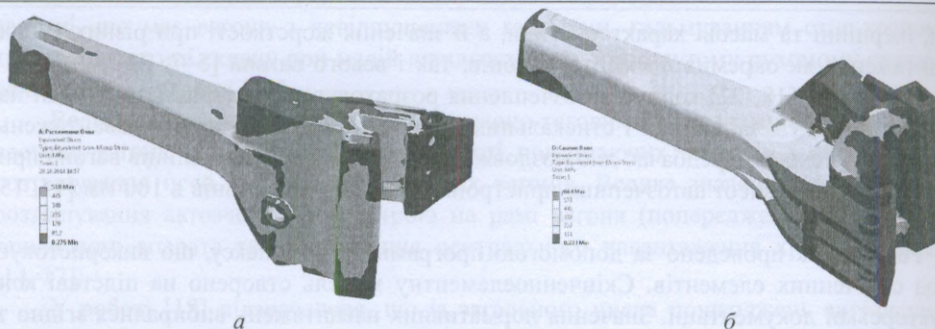


Рис. 2. Розтягувальні (а) і стискальні (б) еквівалентні напруження за однакової висоти осей автозчеплень, МПа.

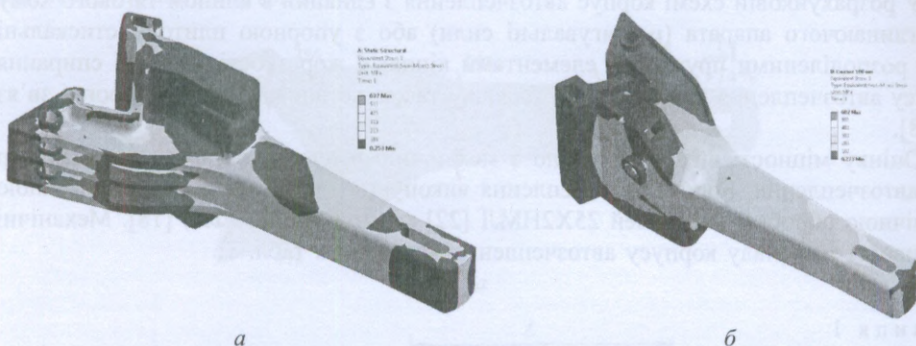


Рис. 3. Розтягувальні (а) і стискальні (б) еквівалентні напруження за зміщення осі сусіднього автозчеплення на 100 мм нижче аналізованого, МПа.

Як видно з рис. 2,б і 3,б, стискальна сила передається опорній плиті автозчеплення у точці, а в разі перекосів вагонів у складі поїзда ця точка контакту хвостової частини автозчеплення з опорною плитою може переміщуватись поперек екіпажу. При дії розтягувальних поздовжніх сил характер взаємодії істотно змінюється (рис. 2, 3,а).

На рис. 4 наведено напружений стан при прикладанні поздовжніх зусиль за наявності різниці висот автозчепних пристроїв взаємодіючих вагонів в 100 мм (вище аналізованого автозчеплення).

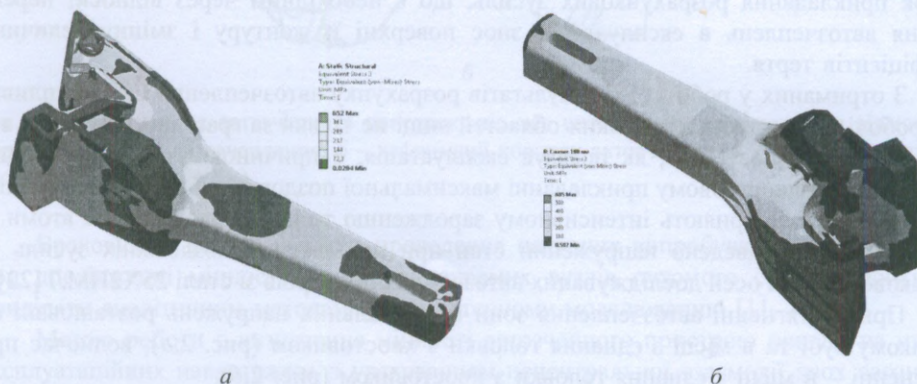


Рис. 4. Розтягувальні (а) і стискальні (б) еквівалентні напруження, за зміщення осі сусіднього автозчеплення на 100 мм вище аналізованого, МПа.

За результатами розрахунків при дії нормативних навантажень на корпус автозчеплення найбільші значення напружень складають 685 МПа (рис. 4,б), що не вище за границю текучості матеріалу, рівну 700 МПа.

Отже, для усіх розглянутих варіантів при розтягненні автозчеплення зони максимальних напружень розташовані на великому зубі та в місці з'єднання головки з хвостовиком, а при стисненні – в місці з'єднання головки з хвостовиком. За результатами наведеного дослідження міцність корпусу автозчеплення при дії на нього нормативних навантажень забезпечено.

Нормативною документацією рекомендовано розрахункові схеми прикладання у вертикальній площині квазістатичних поздовжніх розтягувальних або стискальних сил у разі нецентральної взаємодії двох сусідніх вагонів із різницею висот осей автозчепів 0,1 м за I режимом (умовний режим безпеки) та 0,05 м – за III режимом (експлуатаційний).

Відомо, що автозчепний пристрій вагонів повинен забезпечувати автоматичне зчеплення рухомого складу на прямих і кривих ділянках колії, а також зберігати зчеплений стан рухомого складу під час руху круговими і S-подібними кривими, сортувальними гірками й апарелями поромів [23].

Зміщення автозчеплення в горизонтальній площині виникає, якщо з'єднані вагони або один із них знаходяться на криволінійній ділянці колії. За такої умови, чим менший радіус кривої, тим більше відхилення між поздовжніми осями автозчеплень. Ці відхилення істотно залежать також від довжин бази та консольної частини вагона. Можливе зміщення осей у горизонтальному напрямку, за якого забезпечується автоматичне зчеплення, що відповідає повній ширині захвату S при паралельних осях автозчеплень для СА-3 (без направляючого крила), допускається не більше 175 мм (рис. 5) [23].

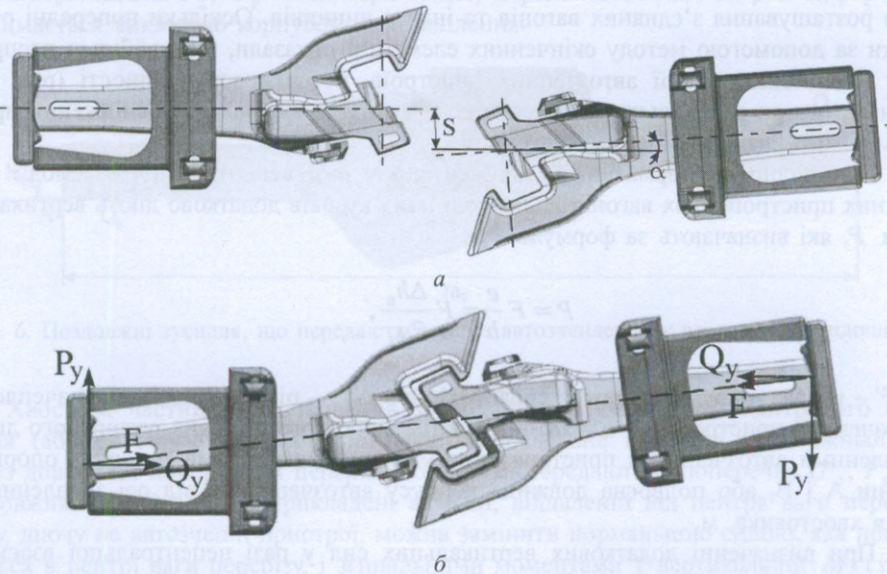


Рис. 5. Перевірка зчеплення в горизонтальній площині: а – положення автозчепних пристроїв у плані; б – взаємне розташування автозчеплень СА-3 в кінцевий момент розрахунку.

Перевірка зчеплення в горизонтальній площині проводиться при відносному поперечному зміщенні осей автозчеплень у горизонтальному напрямку $\Delta S = \pm 160$ мм та кута повороту в горизонтальній площині $\alpha = \pm 4,5^\circ$, а також при $\Delta S = \pm 40$ мм і $\alpha = 8^\circ$ (рис. 5,а) [23].

На рис. 5,б наведено взаємне розташування автозчеплень при розрахунку для випадку $\Delta S = 40$ мм, $\alpha = 8^\circ$, $\Delta h = 140$ мм (різниця розташування осей автозчепних пристроїв у вертикальній площині) [19]. Видно, що стискальна сила передається опорній плиті автозчеплення у точці, яка переміщується в горизонтальній площині поперек екіпажу, реально можливе значення ексцентриситету для вантажних вагонів становить $e = 20$ мм [14, 15, 17].

Важливою особливістю ходових частин вагонів, що зумовлює підвищений боковий вплив гребенів коліс на головку рейок при гальмуванні поїзда, є конструктивна можливість вертикального та поперечного горизонтального переміщення кузова відносно осі колії [15, 17].

Через наявність зазорів між гребенями і головою рейки та в ресорних, буксових і п'ятникових вузлах, а також із-за звивистості руху екіпажів ексцентриситети горизонтального (рис. 5,б) та вертикального розташування хвостовиків автозчеплення відносно номінальної (проектної) поздовжньої лінії осей автозчеплень, кузова і автозчеплення екіпажів розташовуються в процесі руху з деякими перекосами. При вивченні поїзда як шарнірно-ланкової системи також зазначалося, що можливі дві форми втрати стійкості як у вертикальній, так і у горизонтальній площині. Контакт автозчеплень здійснюється не по всій поверхні взаємодіючих площин, а в окремих точках контакту. При нахилу автозчеплення точка контакту між хвостовиком і клином переміщується. Фактично різниця висот точок, через які передається поздовжня сила при різниці висот автозчеплень в 100 мм, збільшується на висоту хвостовика автозчеплення (130 мм) [24].

Матеріали та методи дослідження. На консольну частину рами вагона поряд із поздовжніми силами можуть діяти значні вертикальні сили. Величина та напрям дії цих сил залежать від поздовжнього зусилля, характеру взаємодії автозчеплень, геометрії деталей автозчепних пристроїв, їх фізичних і механічних характеристик, взаємного розташування з'єднаних вагонів та інших чинників. Оскільки попередні розрахунки за допомогою методу скінченних елементів показали, що найбільш несприятливі умови експлуатації автозчепних пристроїв, з точки зору міцності (рис. 4,б), виникають при стискальних поздовжніх навантаженнях, надалі дослідження проводиться саме для цього режиму взаємодії.

Відповідно до нормативної документації у разі нецентральної взаємодії автозчепних пристроїв двох вагонів на консолі їхніх кузовів додатково діють вертикальні сили P , які визначають за формулою

$$P = F \frac{e}{b} = F \frac{\Delta h_a}{2a_3}, \quad (1)$$

де F – розрахункова поздовжня сила, МН; $e = \Delta h_a$ – різниця рівнів осей зчеплених автозчепних пристроїв, м; $b = 2a_3$ – довжина жорсткого стрижня, утвореного двома зчепленими автозчепними пристроями за умовними шарнірами у точках опори на вагони А і В, або подвоєна довжина корпусу автозчеплення від осі зчеплення до кінця хвостовика, м.

При визначенні додаткових вертикальних сил у разі нецентральної взаємодії автозчепних пристроїв двох вагонів згідно з діючою нормативною документацією враховується лише різниця рівнів осей зчеплених автозчепних пристроїв. Але, як відомо, автозчеплення СА-3 (СА-3М) мають у контурі зачеплення плоскі вертикальні площадки розміром 160 мм, розташовані симетрично відносно поздовжньої осі автозчеплення на 80 мм вгору і вниз. Через ці робочі поверхні передаються поздовжні зусилля від одного автозчеплення до іншого. Оскільки робочі поверхні являють собою площини, рівнодіюча елементарних контактних сил, що дорівнює їх сумі, може передаватися через будь-яку точку в зоні стикання поверхонь [18, 22, 24].

Поздовжнє стискальне зусилля далі передається через торцеву поверхню хвостовика автозчеплення на упорну плиту, а розтягувальне (тягове) – на клин тягового хомута. В обох випадках сили передаються через циліндричні поверхні, осі яких розташовані вертикально. Отже, рівнодіюча сила, яка дорівнює сумі елементарних контактних сил у місцях стикання хвостовика автозчеплення з упорною плитою або клином тягового хомута, може проходити через будь-яку точку вертикальної ділянки стикання їх поверхонь [14, 15, 17].

В експлуатації можливі три варіанти взаємодії автозчеплень: нестикання з центруючими балочками; одне автозчеплення стикається з центруючою балочкою, інше ні; обидва автозчеплення стикаються з центруючими балочками.

Перший варіант, як правило, має місце при постановці автозчеплень на вагон із провисанням. У цьому випадку при дії поздовжнього зусилля автозчеплення піднімаються і не мають контакту з центруючими балочками. При відхиленні поздовжньої осі автозчеплень вгору від горизонталі можливий другий і третій варіанти взаємодії автозчепнних пристроїв. За такої умови між центруючими балочками й автозчепними пристроями діють додаткові вертикальні сили.

Розглянемо перший варіант взаємодії автозчеплень. При передачі поздовжнього зусилля точками можливого повороту автозчеплення можуть бути або верхні ребра торцевої поверхні хвостової частини (рис. 3,б і 4,б), або верхнє ребро опорної поверхні корпусу поглинаючого апарата. Якщо знехтувати поздовжніми силами інерції, зважаючи на їх невелику величину порівняно з поздовжніми зусиллями, що передаються через автозчеплення, можна вважати, що автозчеплення під дією зовнішніх сил знаходяться в рівновазі. Припустимо, що зусилля F , яке передається через автозчеплення, направлене по лінії $A-A$ як у вертикальній (рис. 6), так і горизонтальній (рис. 5,б) площині. Розкладемо зусилля на горизонтальні (поздовжні) Q_z , Q_y та вертикальні P_z , P_y сили. При такому варіанті взаємодії енергія деформації сприймається виключно корпусом автозчеплення.

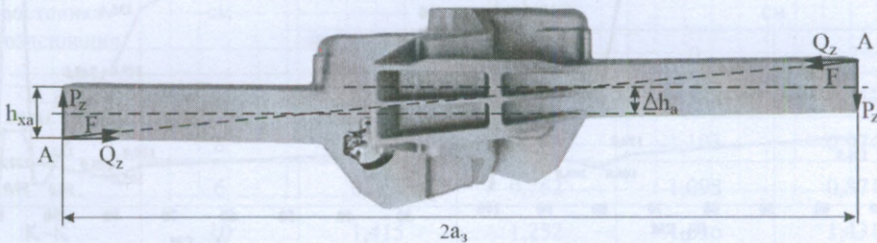


Рис. 6. Поздовжні зусилля, що передаються через автозчеплення у вертикальній площині.

Хвостова частина автозчеплення знаходиться в умовах позacentрового стиснення (або розтягування) зусиллям, яке непаралельне відносно поздовжньої осі. Через довільний поперечний переріз хвостовика передаються поперечна (P_z , P_y) та поздовжня (Q_z , Q_y) сили, прикладені в точці, віддаленій від центра ваги перерізу. Силу, діючу на автозчепні пристрої, можна замінити нормальною силою, яка прикладається в центрі ваги перерізу, і згинальними моментами у вертикальній $M_z(x)$ та горизонтальній $M_y(x)$ площині:

$$M_z(x) = \frac{h_{xa}(x - a_3) + \Delta h_a x}{2a_3} F; \quad (2)$$

$$M_y(x) = \frac{e_y(a_3 - x)}{a_3} F. \quad (3)$$

Відповідно до конструкторської документації у перетинах $I-I$ (отвір під клин тягового хомута, $l = 91,3$ см) та $K-K$ ($l = 80$ см) поздовжня сила буде утворювати додатковий згинальний момент через позацентрове стиснення частин під клин тягового хомута:

$$M'_y(x) = \frac{e_y(a_3 - x) + e'_y a_3}{2a_3} F, \quad (4)$$

де e_y, e'_y – ексцентриситети поздовжньої сили відносно осі автозчеплення в аналізованих перетинах $I-I$ та $K-K$ (для перетину $I-I$ – $e'_y = 4,15$ см, для перетину $K-K$ – $e'_y = 4,39$ см); h_{xa} – висота хвостової частини автозчеплення; x – відстань між торцевою поверхнею хвостовика автозчеплення й аналізованим перетином.

Використовуючи принцип складання дії сил, знайдемо максимальні нормальні напруження в крайніх волокнах аналізованого перетину хвостовика автозчеплення, найбільш віддалених від головної осі інерції:

$$\sigma = \frac{F}{A_x} \pm \frac{M_z(x)}{W_z(x)} \pm \frac{M_y(x)}{W_y(x)}, \quad (5)$$

де $W_z(x), W_y(x)$ – момент опору перерізу хвостовика автозчеплення у відповідній площині; A_x – площа перерізу хвостовика автозчеплення (рис. 7).

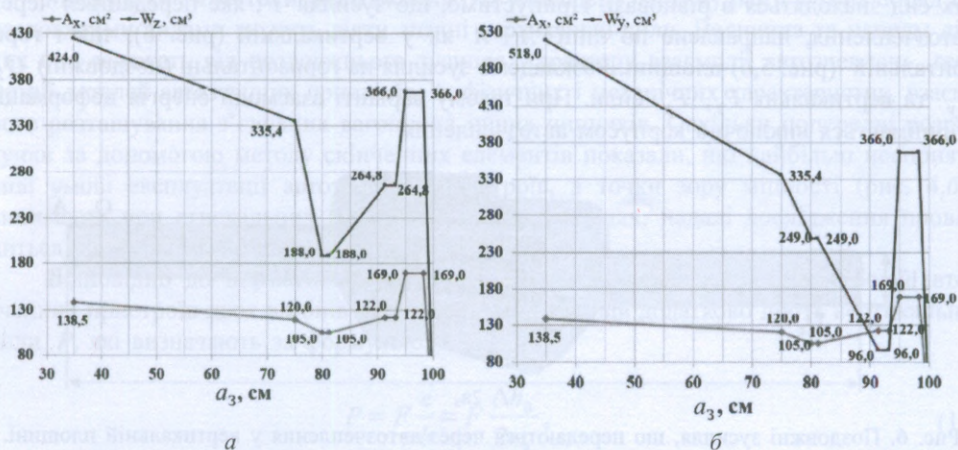


Рис. 7. Зміна величини моментів опору та площі поперечних перерізів хвостовика автозчеплення по довжині у вертикальній (а) і горизонтальній (б) площині.

При збільшенні поздовжнього зусилля напруження в слабких перетинах хвостовика досягнуть границі текучості. Деформація (згин) хвостовика автозчеплення буде збільшуватися і зростати доти, доки не буде досягнуто рівноваги між зовнішніми навантаженнями і внутрішніми силами опору, тобто поки не зміниться взаємодія робочих поверхонь, через які передається поздовжнє зусилля:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A_x} + \frac{M_z(x)}{W_z(x)} + \frac{M'_y(x)}{W_y(x)} \leq [\sigma_T], \quad (6)$$

де $[\sigma_T]$ – границя текучості матеріалу хвостовика автозчеплення (табл. 1).

У процесі моделювання руху поїзда і при розслідуванні транспортних подій використовуються величини поздовжніх сил у міжвагонних з'єднаннях. Тому як критерій оцінки міцності корпусу автозчеплення зручніше використовувати величину поздовжньої сили.

Розв'язуючи спільно рівняння (2), (4) та (6), знаходимо поздовжню силу F при появі текучості в хвостовику автозчеплення:

$$F = \frac{[\sigma_T]}{\frac{1}{A_x} + \frac{h_{xa}(a_3 - x) - \Delta h_a x}{2a_3 W_z(x)} + \frac{e_y(a_3 - x) + e'_y a_3}{a_3 W_y(x)}} \quad (7)$$

При виведенні (7) із метою отримання більш простої залежності для вертикальних сил P_z, P_y прийнято, що момент опору розглянутого перетину хвостовика і головна вісь згину не змінюються при появі пластичної деформації, тобто спора нормальних напружень при пластичних деформаціях зберігає ту ж форму, що й при пружних; також не враховувалися дотичні напруження від вертикальних сил.

Обговорення результатів. Підставляючи значення границі текучості $[\sigma_T]$ або границі міцності $[\sigma_B]$ для матеріалу автозчеплення (табл. 1), а також величини $W_z(x), W_y(x)$ і A_x для слабких перетинів I-I та K-K хвостовика автозчеплення (рис. 7), отримаємо значення поздовжньої сили за межею текучості та тимчасового опору. Результати розрахунку наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Розрахункові значення поздовжньої сили (МН)

Перетин хвостовика автозчеплення	$e = \Delta h_a$, см	e_y за границею текучості, см		e_y за границею міцності, см	
		0	2	0	2
I-I	10	0,970	0,767	1,108	0,877
	8	0,965	0,765	1,103	0,974
	6	0,961	0,762	1,098	0,871
K-K	10	1,415	1,252	1,616	1,431
	8	1,384	1,228	1,582	1,404
	6	1,356	1,205	1,550	1,378

Отримані результати демонструють, що у випадку нецентральної взаємодії вагонів, якщо поздовжні зусилля передаються через верхні ребра торцевої поверхні хвостовика автозчеплення, пластичні деформації корпусу у перетині I-I мають місце при навантаженнях, близьких до експлуатаційних, та становлять 0,97 МН. За умови, що вся енергія деформації сприймається виключно корпусом автозчеплення, автозчепний пристрій не відповідає вимогам міцності.

Висновки. Проаналізовано теоретичні дослідження з визначення міцності корпусу автозчепного пристрою при дії на нього стискальних експлуатаційних навантажень з урахуванням нецентральної взаємодії двох вагонів. У розрахунковій схемі враховано, що стискальна сила передається опорній плиті автозчепленням у точці, яка переміщується як у вертикальній, так і горизонтальній площині рейкового екіпажу. Досліджено вплив поперечного та вертикального ексцентриситетів на величину

стискальних експлуатаційних навантажень. Теоретичні дослідження міцності корпусу автозчепного пристрою за наявності поперечного та вертикального ексцентриситетів прикладання поздовжньої сили можливо свідчать, що пошкодження зони перемички хвостовика автозчеплення та вигин хвостовика в горизонтальній і вертикальній площині, що є найбільш частими ушкодженнями корпусу автозчеплення у процесі експлуатації, можливо виникають не тільки через збільшення поздовжніх зусиль й несправні поглинаючі апарати, а й через зміну напрямку взаємодії хвостової частини автозчепного пристрою з опорною плитою. У випадку нецентральної взаємодії вагонів, якщо поздовжні зусилля передаються через верхні ребра торцевої поверхні хвостовика автозчеплення, пластичні деформації корпусу в перетині $I-I$ мають місце при навантаженнях, близьких до експлуатаційних, та становлять майже 1 МН. Дослідження продемонструвало необхідність й надалі більш детально з'ясовувати можливі причини, які спричиняють зміну напрямку передачі поздовжніх зусиль у процесі експлуатації вантажного рухомого складу.

Методика розрахунку поздовжньої сили дозволяє дослідити вплив ексцентриситетів її прикладання відносно осі автозчеплення та різниці рівнів осей зчеплених автозчепних пристроїв в аналізованих перетинах. Використання отриманих результатів сприятиме не тільки забезпеченню міцності автозчепних пристроїв, а й підвищенню стійкості вантажних вагонів в умовах збільшення ваги поїздів та швидкості їх руху.

1. M. Kurhan, D. Kurhan, and L. Černiauskaite, "Rationale of priority areas of rail operation in north-eastern Europe", in: Proc. of the 23rd Int. Sci. Conf. on Transport Means 2019, Lithuania, (2019), pp. 1439–1444.
2. M. Kurhan and D. Kurhan, "Providing the railway transit traffic Ukraine–European Union", *Pollack Periodica*, **14**, No. 2, 27–38 (2019), <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3>.
3. A. O. Shvets, "Determination of the stability of freight cars taking into account the railway track parameters", *Science and Transport Progress*, **2** (86), 103–118 (2020), <https://doi.org/10.15802/stp2019/195821>.
4. T. Zhu, B. Yang, C. Yang, et al., "The mechanism for the coupler and draft gear and its influence on safety during a train collision", *Vehicle Syst. Dyn.*, **56**, No. 9, 1375–1393 (2018), <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1413198>.
5. L. A. Muradyan, V. Yu. Shaposhnik, B. U. Vinstrot, and S. P. Mukovoz, "Tests of promising brake pads on the railways of Ukraine", *Lokomotiv-Inform*, Nos. 7–8, 20–22 (2015).
6. L. A. Muradian, V. Yu. Shaposhnyk, and A. A. Mischenko, "Methodological fundamentals of determination of unpowered rolling stock maintenance characteristics", *Science and Transport Progress*, **1** (61), 169–179 (2016), <https://doi.org/10.15802/stp2016/61044>.
7. L. A. Muradian, V. Yu. Shaposhnyk, and D. O. Podosenov, "Improving the reliability of freight wagons with the use of new manufacturing technologies and regeneration of working surfaces", *Electromagnetic Compatibility and Safety in Railway Transport*, No. 11, 49–54 (2016), <https://doi.org/10.15802/ecsrt2016/91337>.
8. V. Horobets, O. Sablin, E. Fedorov, et al., "Methods and results of evaluating the dual-power electric train crew elements service life", *IOP Conf. Ser.-Mat. Sci.*, **985**, 012028 (2020), <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012028>.
9. K. Murawski, "Experimental comparison of the known hypotheses of the lateral buckling for semi-slender pinned columns", *Int. J. Struct. Glass Adv. Mater. Res.*, **5**, No. 1, 82–114 (2021), <https://doi.org/10.3844/sgamrsp.2021.82.114>.

10. A. A. Abdulhameed, A. N. Hanoon, H. A. Abdulhameed, and S. K. Mohaisen, "Energy absorption evaluation of CFRP-Strengthened two-spans reinforced concrete beams under pure torsion", *Civil Eng. J.*, **5**, No. 9, 2007–2018 (2019), <https://doi.org/10.28991/cej-2019-03091389>.
11. E. P. Blokhin, K. I. Zhelezynov, and L. V. Ursulyak, "Computing complex for solving the problems of safety and stability of the movement of rolling stock of railways", *Science and Transport Progress*, No. 18, 106–113 (2007).
12. A. O. Shvets, "Gondola cars dynamics from the action of longitudinal forces", *Science and Transport Progress*, **6** (84), 142–155 (2019), <https://doi.org/10.15802/stp2019/195821>.
13. A. O. Shimanovsky, P. A. Sakharau, and M. G. Kuzniatsova, "Research of the modern absorbing apparatus power characteristics influence on the freight train inter-car forces", *IOP Conf. Ser.-Mat. Sci.*, **985**, 012027 (2020), <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012027>.
14. A. Shvets, O. Shatunov, S. Dovhaniuk, et al., "Coefficient of stability against lift by longitudinal forces of freight cars in trains", *IOP Conf. Ser.-Mat. Sci.*, **985**, 012025 (2020), <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012025>.
15. A. A. Shvets, K. I. Zheliezynov, A. S. Akulov, et al., "Some aspects of the definition of empty cars stability from squeezing their longitudinal forces in the freight train", *Science and Transport Progress*, **4** (58), 175–189 (2015), <https://doi.org/10.15802/stp2015/49281>.
16. D. A. Juraev, "The solution of the ill-posed Cauchy problem for matrix factorizations of the Helmholtz equation", *Adv. Math. Model. Appl.*, **5**, No. 2, 205–221 (2020).
17. A. O. Shvets, "Stability of freight wagons under the action of compressing longitudinal forces", *Science and Transport Progress*, **1** (85), 119–137 (2020), <https://doi.org/10.15802/stp2020/199485>.
18. O. B. Kuzmin, V. S. Kossov, O. L. Protopopov, et al., "The strength research of the coupler parts during the exploitation downloading", *Science and Transport Progress*, No. 19, 170–175 (2007).
19. O. O. Nemchuk and O. A. Nesterov, "In-service brittle fracture resistance degradation of steel in a ship-to-shore portal crane", *Strength Mater.*, **52**, No. 2, 275–280 (2020), <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00175-w>.
20. V. V. Kosarchuk, E. I. Danilenko, and A. V. Agarkov, "Effect of railcar wheel tire profiles on the contact stress level in subway rails", *Strength Mater.*, **52**, No. 3, 398–406 (2020), <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00190-x>.
21. A. Ghosh and D. Chakravorty, "FEM analysis of progressive failure for composite hypar shells", *Strength Mater.*, **52**, No. 4, 507–520 (2020), <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00202-w>.
22. V. Yu. Shaposhnyk, *Automatic Coupler Body*, Ukrtransakad, Dnepropetrovsk (2014).
23. D. V. Shevchenko, M. A. Kudryavtsev, A. M. Orlova, et al., "Numerical modeling of the dynamics of the clutch couplers", *Vestnik VNIIZhT*, **78**, No. 3, 155–161 (2019), <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-155-161>.
24. S. V. Vershinsky, G. V. Kostin, A. D. Kochnov, and Yu. M. Cherkashin, "Investigation of the stability of the movement of freight cars in curves of small radius under the action of longitudinal stretching forces", *VNIIZhT Bulletin*, Issue 639, 11–23 (1981).

Надійшла 01. 06. 2021