

3 РОЗРАХУНКИ ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ НА СТАНЦІЙНИХ КОЛІЯХ

3.1 Розрахунки зрушуючої сили, що діє на состав

3.1.1 Розрахункові залежності для обчислення зрушуючої сили, що діє на состав

Першим і найважливішим питанням є визначення максимального фактичного значення зрушуючої сили, що діє на состав при різних ухилах профілю станційних колій з урахуванням можливого вітрового навантаження несприятливого напрямку.

Розглянемо класичну схему дії зовнішніх приведених сил на состав, що стоїть на ухилі, представлену на рис.3.1 та 3.2.

Тут $F_{cdв}$ - результуюча сила, що зрушує состав; F_{α} - складова зрушуючої сили від ухилу колії; $F_{сопр}$ - сила опору зрушенню составу; $F_{вр}$ - складова зрушуючої сили від тиску вітру; P - вага составу; α - кут нахилу елемента профілю до площини; i - ухил в промілле (‰); (N_{α} і N_{β} - складові реакції колії на состав).

Виходячи з прийнятих позначень можна записати:

$$F_{cdв} = (F_{\alpha} - F_{сопр}) + F_{вр}. \quad (3.1)$$

У дужках представлені сили, що постійно діють в часі:

$$F_{\alpha} = P \cdot \sin \alpha \quad \text{або} \quad F_{\alpha} = P \cdot i. \quad (3.2)$$

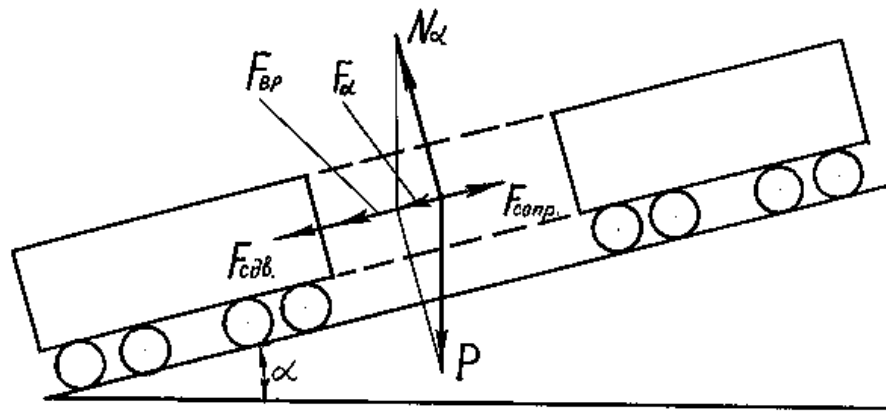


Рисунок 3.1 - Схема дії на состав зовнішніх приведених сил

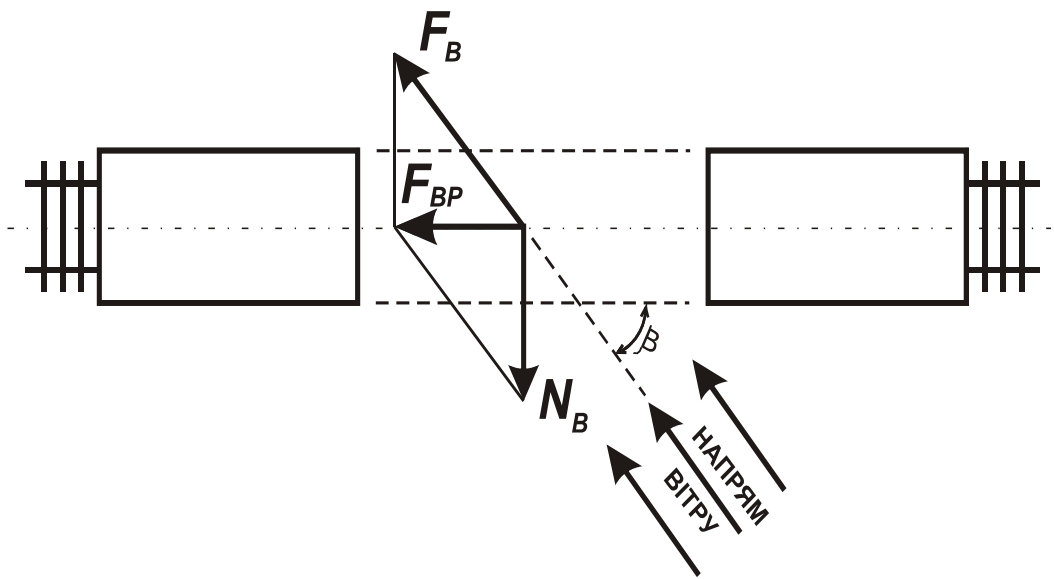


Рисунок 3.2 - Схема дії приведеної сили тиску вітру на состав

Аналіз процесу закріплення составу на ухилі, з погляду теоретичної механіки і теорії вірогідності показує, що вирішувати задачу визначення величини зрушуючої сили доводиться в умовах невизначеності її складових.

Теоретичне визначення сили опору зрушенню составу, що знаходиться у спокої в закріпленому стані, утруднено також, як і визначення сили опору, що діє на состав що рухається. У обох випадках утруднення викликані значною кількістю чинників, що впливають на складові цих сил, внаслідок чого їх значення є безперервними випадковими величинами, які підкоряються імовірнісним законам.

У достатній мірі методика визначення сили опору, що діє на состав що рухається, при тягових розрахунках, описана в багатьох джерелах, наприклад

[1], [2], [3], [4]. Застосувавши ці методики до прийнятих вище умов, скористаємося відомими емпіричними залежностями, що визначають невідомі величини для середньостатистичних експлуатаційних умов.

Сила опору зрушенню составу, що знаходиться у спокої, в закріпленому стані складатиметься з наступних елементів:

$$F_{conp} = W_{mp} + W_o + W_\delta \quad (3.3)$$

де: W_{mp} - опір при переході із стану спокою в стан руху (опір зрушення);

W_o - основний опір;

W_δ - додатковий опір (для нерухомого составу цим опором можна нехтувати).

Очевидно, що опір, який сприймає состав, що знаходиться на ухилі, при переході із стану спокою в стан руху буде еквівалентний опору при зрушенні составу з місця, який можна виразити емпірично через питомий опір при зрушенні з місця w_{mp} :

$$W_{mp} = P \cdot w_{mp} \quad (3.4)$$

З урахуванням того, що для рухомого складу на підшипниках кочення $w_{mp} = \frac{28}{q_0 + 7}$ (q_0 - питоме навантаження на вісь, т), формула (3.4) набуває вигляду:

$$W_{mp} = \frac{28 \cdot P}{q_0 + 7} \quad (3.5)$$

Основний опір W_o складається також з ряду складових:

$$W_o = W_{\delta} + W_{mk} + W_{ск} + W_{сн} \quad (3.6)$$

Тут W_{δ} - опір тертя шийок осей у буксових підшипниках

$$W_B = 1000 \mu_1 P \frac{d}{D_k}, \quad (3.7)$$

де μ_1 - коефіцієнт тертя в буксових підшипниках;

d - діаметр шийки вісі;

D_k - діаметр поверхні катання колеса;

W_{mk} - опір тертя кочення коліс по рейках для составу:

$$W_{TK} = 1000 \frac{\mu_2}{R} P \quad \text{або} \quad W_{TK} = P w_{TK} \quad (w_{TK} = 0,3 \div 0,4 \text{ Kzс/мс}) \quad (3.8)$$

де μ_2 - плече кочення (коефіцієнт тертя кочення);

R - радіус круга катання колеса;

W_{ck} - опір тертя ковзання коліс по рейках:

$$W_{CK} = P w_{CK} \quad (w_{CK} \approx 0,35 \text{ Kzс/мс}) \quad (3.9)$$

W_{cn} - опір від розсіювання енергії верхньою будовою колії - для нерухомого составу визначатиметься лише опором від дисипації в залізничній колії, величину якої можна визначити по формулі (3.10):

$$W_{CN} = P w_D \quad (3.10)$$

Приблизно вважається, що $w_D = 36 \cdot 10^{-4} q_o \text{ Kzс/мс}$, а значить:

$$W_{CN} = 36 \cdot 10^{-4} q_o P \quad (3.11)$$

Таким чином:

$$W_o = P \left(\frac{1000 \mu_1 d}{D_k} + \frac{1000 \mu_2}{R} + w_{CK} + 36 \cdot 10^{-4} q_o \right) \quad (3.12)$$

і в цілому величина сили опору зрушенню составу в наближеному вигляді може бути визначена по формулі:

$$F_{\text{сопп}} = P \left(\frac{28}{q_0 + 7} + \frac{1000 \mu_1 d}{D_k} + \frac{1000 \mu_2}{R} + w_{\text{СК}} + 36 \cdot 10^{-4} q_0 \right) \quad (3.13)$$

Підставляючи у формулу (3.13) відомі константи, отримуємо наступну залежність сили опору $F_{\text{сопп}}$ (кН), що діє на нерухомий состав від маси составу P (т) і питомого навантаження на вісь q_0 (т):

$$F_{\text{сопп}} = 0,00981 \cdot \left(\frac{28}{q_0 + 7} + 0,0036 \cdot q_0 + 1,2 \right). \quad (3.14)$$

Складова від вітрового навантаження $F_{\text{вп}}$, направлена уздовж колії (див. рис.3.2) залежатиме від кута атаки повітряного потоку:

$$F_{\text{вп}} = F_B \text{Cos} \beta \quad (3.15)$$

де F_B - сила тиску вітру на состав;

β - кут атаки повітряного потоку.

Проте, вплив таких чинників, як різна і деколи значна довжина составу, наявність природних перешкод повітряному потоку, що викликають зміни його швидкості і напрямку, нестабільність самого повітряного потоку по силі і напрямку, визначає характер величини вітрової складової зрушуючого зусилля як безперервної випадкової величини і робить неможливим її теоретичне (аналітичне) визначення. Очевидно, що тільки накопичення і обробка статистичних даних по напрямку і силі вітру для кожної станції могли б змінити цю ситуацію.

Основою розрахунків повітряного опору для всіх видів транспорту, будівельних і інших споруд, є відома формула Жуковського-Чаплигіна [5], яку спрощено можна представити так:

$$F_B = C_x S \rho \frac{v^2}{2}, \quad (3.16)$$

де C_x - коефіцієнт опору повітряного середовища;

S - площа миделевого перетину (в даному випадку проекція площі бічної поверхні составу на площину перпендикулярну напрямку вітру);

ρ - щільність повітря;

V - швидкість набігаючого повітряного потоку.

Труднощі практичного застосування цієї формули полягають в необхідності опитного визначення коефіцієнта опору повітряного середовища C_x . Випробування по обдуванню одиночних вагонів і відчепів до 4-х вагонів в аеродинамічній трубі проводилися на моделях в $1/20$ натуральної величини в лабораторіях ЦНДІ МШС [4]. Аналіз результатів цих випробувань свідчить про наступне:

- коефіцієнт C_x істотно міняється при різних кутах обдування і максимум його знаходиться в межах $\beta = 20 \div 30^\circ$ для всіх родів вагонів;

- із збільшенням кількості вагонів в відчепі коефіцієнт C_x зростає майже прямолінійно при всіх значеннях кутів обдування β (на жаль, дані в дослідженні [1.4] наводяться тільки до 4-х вагонів в відчепі, а нас цікавить максимальна кількість вагонів в составі). У випадку, що розглядається нами, найбільший інтерес викликає зміна твору $C_x \sin \beta \cos \beta$ - при різних значеннях β . Максимальне його значення визначить найбільш небезпечний кут атаки повітряного потоку β з погляду закріплення составу. По приведеним в [4] даним можна визначити, що максимум цього твору доводиться на кути $\beta = 40 \div 45^\circ$. У зв'язку з вищевикладеним, представляється, що для обліку величини тиску вітру F_B доцільно скористатися відомими методиками, наприклад [6], [7], виходячи з допущення, що нерухомо закріплений состав можна розглядати як наземну споруду. Розрахунки по цих методиках дають результат, який можна представити у вигляді підсумкової формули:

$$F_{BP} = \frac{\rho v^2}{2} k c n_n S \sin\beta \cos\beta \quad (3.17)$$

де k - коефіцієнт зміни динамічного тиску по висоті;

c - аеродинамічний коефіцієнт опору;

n_n - коефіцієнт перевантаження.

Підставляючи у формулу (3.17) відомі константи і виражаючи площу бічної поверхні составу через кількість осей n та максимально можливу середню площу одного вагону, отримаємо залежність значення вітрової складової зрушуючої сили F_{BP} (кН) від швидкості вітру V (м/с), кількості осей в составі n та кута атаки повітряного потоку β :

$$F_{BP} \approx 45,13 \cdot V^2 \cdot n \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \quad (3.18)$$

Для найбільш небезпечних кутів атаки $\beta = 40 \div 45^\circ$ цей вираз прийме вигляд:

$$F_{BP} \approx 2,3 v^2 n \quad (3.19)$$

У результаті отримуємо залежність значення діючої на закріпленій на ухилі состав максимально можливої зрушуючої сили $F_{СДВ}$ (кН) від чинників (маса составу P (м), середнє питоме навантаження на вісь q_o (м), ухил i (‰)), що постійно діють, і що непостійно діють (швидкість вітру V (м/с), кількість осей в составі n та кут атаки повітряного потоку β):

$$F_{СДВ} = 0,00981 \cdot P \cdot \left(i - \left(\frac{28}{q_0 + 7} + 0,0036 \cdot q_0 + 1,2 \right) \right) + 45,13 \cdot V^2 \cdot n \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \quad (3.20)$$

3.1.2 Результати розрахунків величин зрушуючої сили, що діє на состав

Розрахункова залежність складової зрушуючої сили (без вітрового навантаження), що постійно діє, від ухилу i (‰) для різної ваги навантажених і порожніх составів представлена у вигляді графіків на рис.3.3.

Як вже наголошувалося, дія вітрового навантаження дуже непостійна в часі по величині і напрямку і описується імовірнісними законами. Величина її може бути досить значною і навіть у декілька разів перевершувати складову, що постійно діє, тому не враховувати її не можна.

Для наочного прикладу на рис.3.4 приведена розрахункова залежність екстремального значення вітрової складової зрушуючої сили (при несприятливому куті атаки ($\beta = 40 \div 45^\circ$) від кількості осей (n) у составі для різних швидкостей вітру.

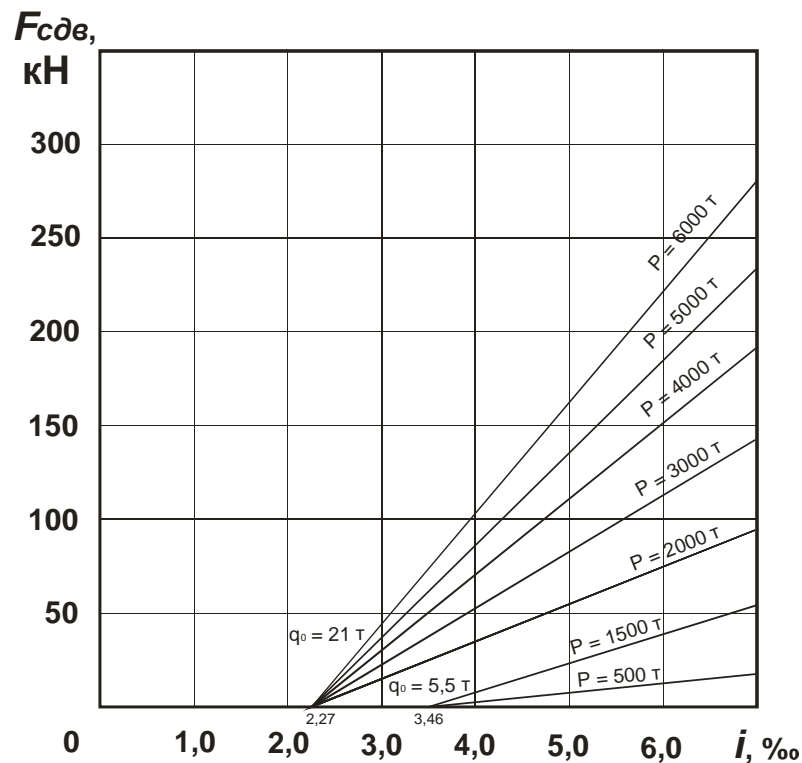


Рисунок 3.3 - Залежність постійно діючої складової зрушуючої сили від ухилу для різної ваги составів

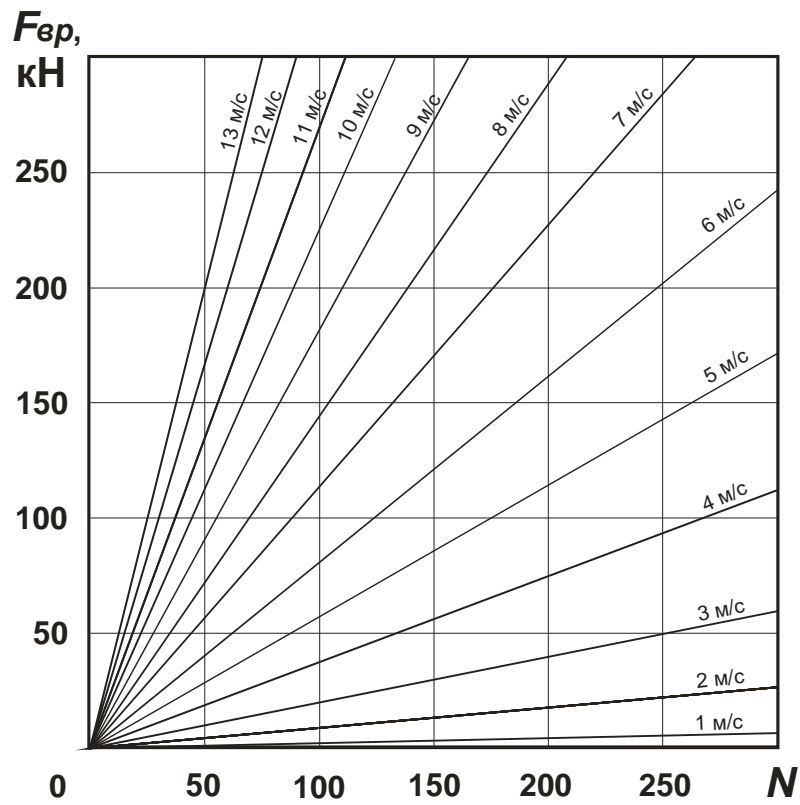


Рисунок 3.4 - Залежність екстремального значення вітрової складової зрушуючої сили від кількості осей в складі при різних швидкостях вітру

3.2 Розрахунки утримуючих сил від пристроїв, що використовуються для закріплення складів

3.2.1 Розрахункові залежності для обчислення утримуючих сил, що діють на рухомий склад

З урахуванням того, що подальша перспектива удосконалення технологій закріплення рухомого складу на станційних коліях лежить у використанні механізованих пристроїв закріплення, спробуємо провести порівняльний аналіз ефективності вживаних засобів закріплення складів.

Спочатку визначимо утримуючу силу стандартного гальмівного башмака. При аналізі представленої на рис.3.5 схеми взаємодії колісної пари з башмаком і рейкою, можна встановити, що нерухомість колісної пари щодо рейки забезпечується при виконанні наступних умов:

- а) відсутнє перекочування колеса через башмак;
- б) відсутнє ковзання башмака по рейці.

Очевидно, що умова (а) виконується при

$$M_{сдв} \leq M_{уд} \quad (3.21)$$

де $M_{сдв}$ - силовий момент, що діє на колісну пару, щодо точки перекочування через башмак S_j , що створюється зрушуючою силою $\frac{F_{сдв}}{k}$, де k - кількість укладених під состав башмаків.

$$M_{сдв} = \frac{F_{сдв}}{k} (R - H) \quad (3.22)$$

$M_{уд}$ - утримуючий момент щодо точки S_j , що створюється вертикальним навантаженням на колесо $\frac{q_j}{2}$;

$$M_{уд} = \frac{q_j}{2} \sqrt{2RH - H^2} \quad (3.23)$$

Отже умова (а) для кожного колеса при k укладених під состав башмаках (за умови відсутності їх ковзання по рейках) прийме вигляд:

$$\frac{F_{сдв}}{k} (R - H) \leq \frac{q_j}{2} \sqrt{2RH - H^2} \quad (3.24)$$

В цілому для всього составу виконання умови неперекочування через гальмівний башмак забезпечується при

$$F_{сдв} \leq \frac{\sqrt{2RH - H^2}}{2(R - H)} \sum_{j=1}^k q_j \quad (3.25)$$

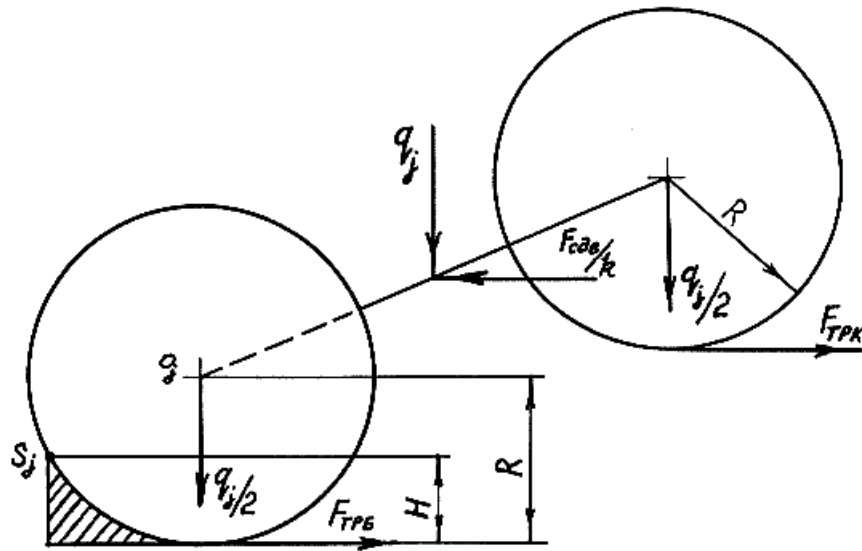


Рисунок 3.5 - Схема взаємодії колісної пари з башмаком і рейкою

Умова (б) - відсутність ковзання кожного укладеного башмака по рейці - виконуватиметься при

$$\frac{F_{сдв}}{k} \leq F_{ТРБ} + F_{ТРК} \quad (3.26)$$

де $F_{ТРБ}$ - сила тертя башмака по рейці;

$F_{ТРК}$ - сила тертя колеса по рейці.

Або:

$$\frac{F_{сдв}}{k} \leq \frac{q_j}{2} \mu_3 + \frac{q_j}{2} \mu_4, \quad (3.27)$$

де μ_3 - коефіцієнт тертя ковзання башмака по рейці

μ_4 - коефіцієнт тертя ковзання колеса по рейці.

В цілому для состава при k укладених башмаках умова (б) приймає вигляд:

$$F_{сдв} \leq \frac{\mu_3 + \mu_4}{2} \sum_{j=1}^k q_j. \quad (3.28)$$

Таким чином, при укладанні під состав k башмаків його нерухомість забезпечується при виконанні умов:

$$\begin{cases} F_{\text{сдв}} \leq \frac{\sqrt{2RH - H^2}}{2(R - H)} \sum_{j=1}^k q_j \\ F_{\text{сдв}} \leq \frac{\mu_3 + \mu_4}{2} \sum_{j=1}^k q_j \end{cases} \quad (3.29)$$

де $F_{\text{сдв}}(Kzс)$ - зрушуюча сила, що діє на состав;

R (мм) - радіус круга кочення;

H (мм) - висота башмака;

j - номер осі з башмаком;

q_j (т) - питома навантаження на j -ю вісь;

μ_3 - коефіцієнт тертя ковзання башмака по рейці;

μ_4 - коефіцієнт тертя ковзання колеса по рейці.

Підставивши відомі для стандартного башмака параметри у вирази (3.29) отримаємо:

$$\begin{cases} F_{\text{сдв}} \leq 0,44 \sum_{j=1}^k q_j \\ F_{\text{сдв}} \leq 0,2 \sum_{j=1}^k q_j \end{cases} \quad (3.30)$$

Звідки витікає, що при одночасному укладанні під состав k стандартних гальмівних башмаків, найбільш критичною є умова ковзання башмака по рейці:

$$F_{\text{сдв}} \leq 0,2 \cdot \sum_{j=1}^k q_j \quad (3.31)$$

Слід зазначити, що саме одночасність дії башмаків є важливою умовою утримання составу. Явище «приварювання» башмака до рейки, особливо в

сукупності з вірогідністю його попадання під вісь порожнього вагону, може порушувати цю умову. Перерозподіл зусиль в цьому випадку і поява динаміки процесу може привести до послідовного порушення обох умов утримання - (а) і (б) та, як наслідок, до перекочування вагонів через башмак, що хоч і рідко, але все-таки відбувається.

Для оцінки утримуючої здатності пристроїв нажимного типу (наприклад, АСУЗ-Р-65) розглянемо схеми взаємодії їх з колісними парами вагонних візків, приведені на рис.3.6, 3.7, 3.8.

Виходячи із загальноприйнятих в теоретичній механіці припущень і прийнятих схем дії сил можна встановити, що зрушуюча сила $F_{сдв}$ діє щодо миттєвих точок кочення S_1 , утворюючи сумарний зрушуючий момент:

$$M_{сдв} = F_{сдв} R \quad (3.32)$$

де R - радіус круга кочення колеса.

Отже, умову утримання складу нерухомим щодо рейки, враховуючи принцип паралельного перенесення сил, можна записати у вигляді:

$$M_{сдв} \leq M_{тр} + M_p \quad (3.33)$$

де $M_{тр}$ - сумарний утримуючий момент щодо точок S_1 сил тертя $F_{тр_i}$;

i - кількість точок контакту закріплюючих балок з колесом;

M_p - сумарний утримуючий момент відносно точок S_1 від складових F_{z_j} сил реакції зубів закріплюючих пристроїв на колесо F_{p_j} ;

j - кількість точок зацеплення зубів закріплюючих балок із колесом.

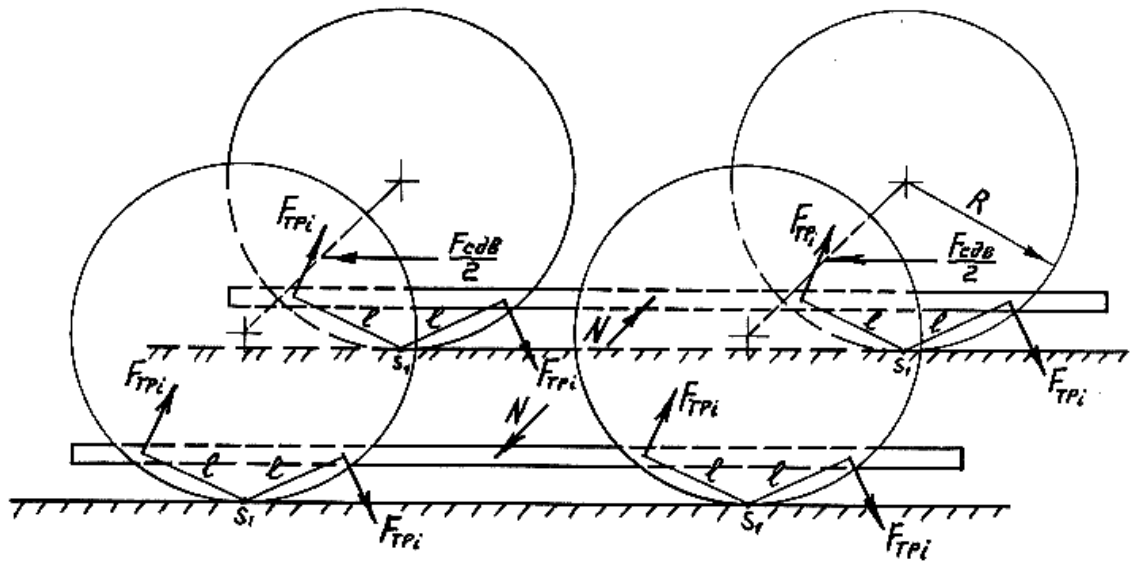


Рисунок 3.6 - Схема дії сил тертя на колісні пари вагонного візка від закріплюючих балок пристрою

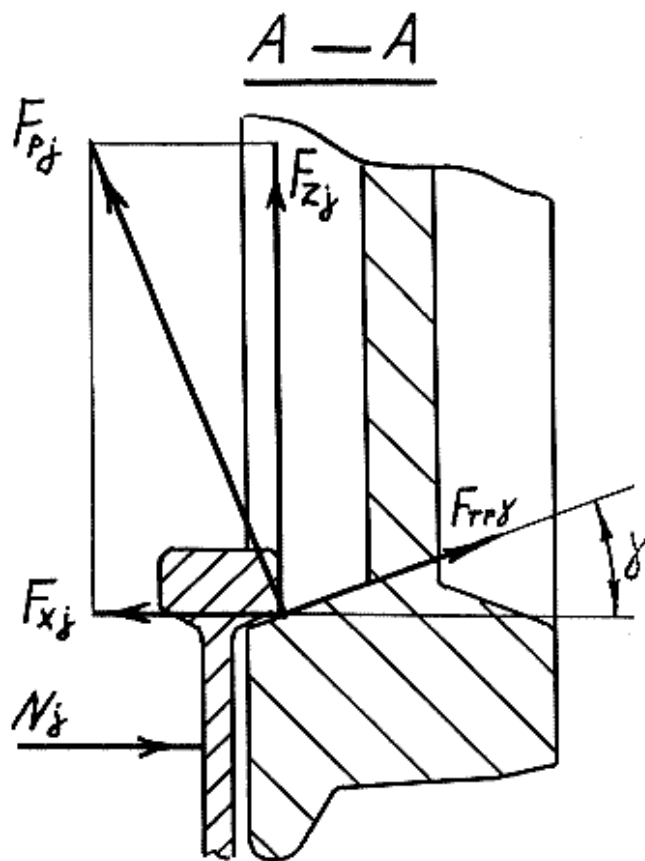


Рисунок 3.7- Схема взаємодії зуба закріплюючої балки з виточкою колеса

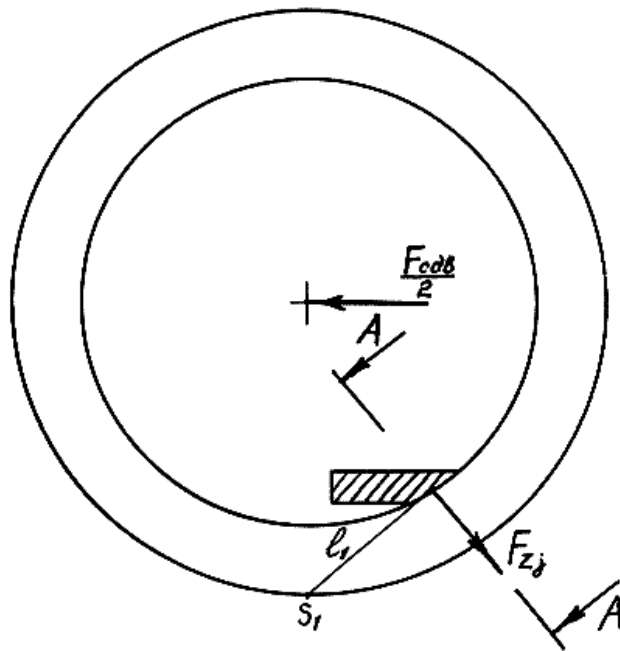


Рисунок 3.8 - Схема взаємодії зуба закріплюючої балки з виточкою колеса

Контакт між закріплюючими балками і колісними парами відбувається в декількох точках, і в кожній точці сила тертя визначається як:

$$F_{TPi} = N_i \mu_5 \quad (3.34)$$

де N_i - розподілена в точку контакту частина нажимного зусилля N ,
 μ_5 - коефіцієнт тертя колеса по закріплюючій балці в точці контакту.

Тоді, момент, що створюється цією силою щодо точки S_1 :

$$M_{Tmi} = N_i \mu_5 l \quad (3.35)$$

а сумарний момент, що створюється всіма силами тертя, визначиться як

$$M_{TP} = \sum_{i=1}^m M_{TPi} = \mu_5 l \sum_{i=1}^m N_i \quad (3.36)$$

де m - кількість точок контакту.

Враховуючи взаємодію колісних пар з двома закріплюючими балками і

маючи на увазі те, що $\sum_{i=1}^m N_i = 2N$, можемо остаточно записати:

$$M_{TP} = 2 \mu_5 l N \quad (3.37)$$

Для визначення M_P розглянемо схеми на рис.3.7 та 3.8:

Складова реакції зуба на колесо F_Z створює момент відносно S_1 :

$$M_{Pj} = F_{Zj} l_1 \quad (3.38)$$

При одночасному зачепленні з колісними парами n_1 зубів, сумарний момент від їх реакцій визначиться як

$$M_P = l_1 \sum_{j=1}^n F_{Zj} \quad (3.39)$$

Зачеплення згідно з рис.3.8 працюватиме при виконанні наступних критичних умов:

с) відсутнє вислизання зуба по похилій виточці колеса (кут нахилу $\gamma \approx 21^\circ$);

д) контактна напруга в точці контакту зуба з колесом не перевищує допустимої.

Виконання умови (с) забезпечується, як видно з рисунка, при:

$$N_j \geq F_{Xj} - F_{TPj} \cos \gamma \quad (3.40)$$

причому
$$F_{Xj} = F_{Zj} \operatorname{tg} \gamma \quad (3.41)$$

$$F_{TPj} = F_{Pj} \mu_5 \quad (3.42)$$

$$F_{Pj} = \frac{F_{Zj}}{\cos \gamma} \quad (3.43)$$

Тому умову (3.40) можна записати в наступному вигляді:

$$N_j \geq F_{Zj} (\operatorname{tg} \gamma - \mu_5) \quad (3.44)$$

З рівняння (3.44) і умови рівноваги знаходимо, що зачеплення забезпечує наступну максимальну складову сили реакції зуба на колесо:

$$F_{z_j} = \frac{N_j}{\operatorname{tg}\gamma - \mu_5} \quad (3.45)$$

Таким чином, сумарний утримуючий момент щодо точки S_1 , що створюється цими силами, буде рівний:

$$M_P = \frac{l_1}{\operatorname{tg}\gamma - \mu_5} \sum_{j=1}^n N_j \quad (46)$$

Враховуючи, що нажимне зусилля розподіляється на дві колісні пари вагонного візка і що на один зуб доводиться його частка в середньому рівна $\frac{N}{2}$, а в зачепленні може знаходитися n_1 зубів, а також вводячи коефіцієнт неодночасності їх взаємодії з колесом k_1 , величина якого буде завжди декілька менше одиниці, зважаючи на існування допуску на розміщення осей колісних пар у візку при їх виготовленні і погрішностей виконання зубів на закріплюючих балках (може бути визначено експериментально або розрахунковим шляхом), вираз (3.46) можна записати в наступному вигляді:

$$M_P \approx \frac{k_1 \cdot n_1 \cdot l_1 \cdot N}{2(\operatorname{tg}\gamma - \mu_5)} \quad (3.47)$$

Використовуючи раніше отримані залежності (3.32), (3.33), (3.37) і (3.47), отримуємо умову утримання составу в цілому для даного типу пристроїв:

$$F_{СДВ} R \leq 2\mu_5 l N + \frac{k_1 \cdot n_1 \cdot L_1 \cdot N}{2(\operatorname{tg}\gamma - \mu_5)} \quad (3.48)$$

Тобто, пристрої забезпечують утримання составу при зрушуючій силі:

$$F_{СДВ} \leq N \cdot \left[\frac{2 \cdot \mu_5 \cdot L}{R} + \frac{k_1 \cdot n_1 \cdot L_1}{2R \cdot (\operatorname{tg}(\gamma) - \mu_5)} \right] \quad (3.49)$$

Підставивши відомі константи з умови рівноваги в цей вираз, отримаємо залежність величини приведеної утримуючої сили $F_{УД}$, що створюється подібним типом пристроїв, від величини нажимного зусилля, що розвивається

пристроєм N , безрозмірного коефіцієнта неодноразності k_1 та кількості зубів в зачепленні n_1 .

$$F_{уд} = N \cdot [0,17 + 0,72 \cdot k_1 \cdot n_1] \quad (3.50)$$

з урахуванням виконання умови (д), яка забезпечиться при

$$F_p \leq S_k [\sigma_{см}] \quad (3.51)$$

де S_k - площа контактної майданчика в зачепленні зуба з колесом;

$[\sigma_{см}]$ - найменша допустима напруга зім'яття для матеріалів зуба і колеса.

Виразивши значення зусилля взаємодії зуба з колесом через відомі параметри, вираз (3.51) можна записати в наступному вигляді:

$$\frac{2 (F_{сдв} R - 2 N \mu_5 l)}{k_1 n l_1 \cos \gamma S_k} \leq [\sigma_{см}] \quad (3.52)$$

3.2.2 Результати розрахунків величин утримуючих сил від пристроїв закріплення рухомого складу

На підставі отриманих вище залежностей можна провести практичні розрахунки для відомих засобів закріплення рухомого залізничного складу, здійснити порівняльний аналіз їх утримуючої здатності і отримати дані для ухвалення інженерних рішень, спрямованих на вдосконалення відомих і створення нових пристроїв.

Найбільш повно дану ситуацію ілюструє рис.3.9, де для навантаженого складу з середнім питомим навантаженням на вісь $Q_0 = 21$ т, що складається з 60-ти вагонів і має загальну масу біля 5000 т, зображена залежність величини зрушуючої сили $F_{сдв}$ від величини ухилу i (‰) без вітрового навантаження (пунктирна похила) і з урахуванням екстремального (при $\beta = 40 \div 45$)° значення вітрового навантаження, при середньому значенні швидкості вітру [5] $V = 5$ м/с (суцільна похила). У тому ж масштабі паралельно осі абсцис нанесені лінії

утримуючої здатності різних пристроїв, що візуально демонструють межі областей їх застосування. Для стандартного гальмівного башмака з правого боку нанесена окрема шкала, що відображає утримуючу здатність k башмаків при питомому навантаженні на вісь $q_0=21$ т, і при $q_0=5,5$ т. У реальних умовах експлуатації значення питомого навантаження на вісь знаходиться між двома цими значеннями і є також безперервною випадковою величиною, але вже відомою, а отже є можливість визначення утримуючої сили укладених башмаків виходячи з умови рівноваги і формули (3.14).

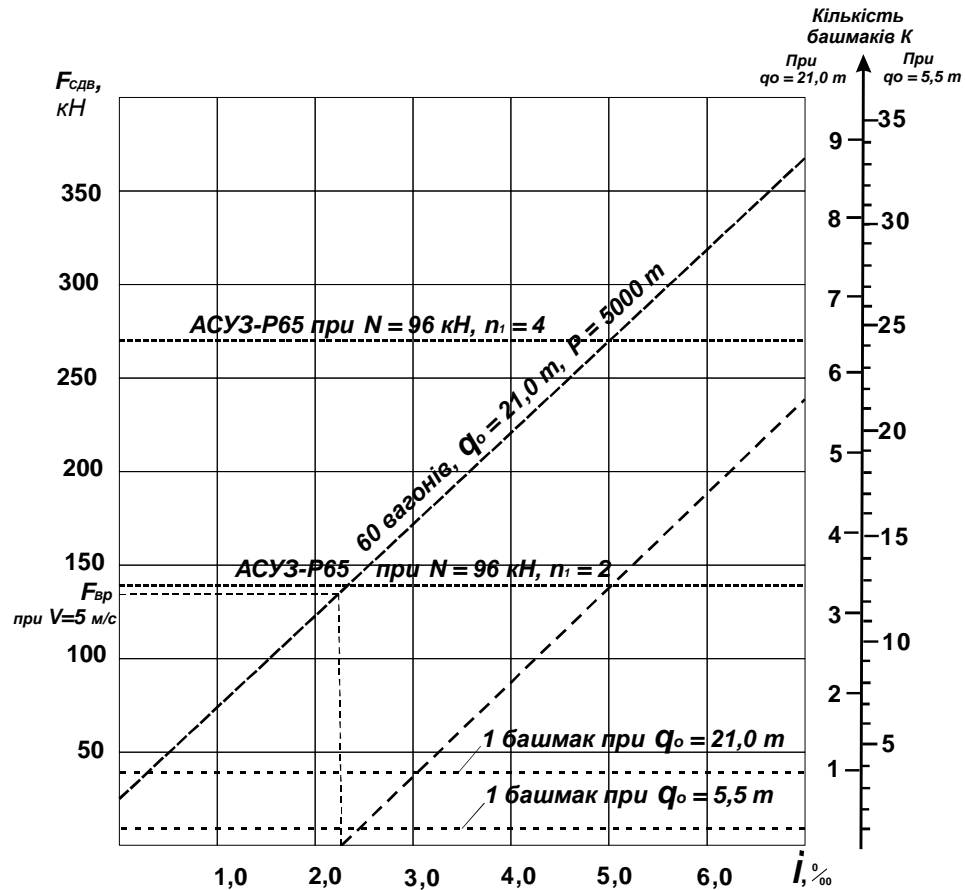


Рисунок 3.9 - Залежність величини зрушуючої сили від ухилу колії для навантаженого составу із 60 вагонів масою 5000 т з урахуванням екстремального вітрового навантаження у порівнянні з утримуючими можливостями засобів закріплення

У таблиці 3.1 представлені для порівняльної оцінки найбільш важливі параметри і чинники, що впливають на застосування відомих засобів

закріплення, отримані розрахунковим шляхом. Представлені дані дозволяють зробити однозначний вивід, що створення і подальше вдосконалення механізованих засобів для закріплення рухомого складу на станційних коліях є перспективним напрямом у вирішенні вищезгаданої проблеми.

Таблиця 3.1 - Порівняльна таблиця відомих механічних засобів закріплення

Найменування засобу закріплення	Основні параметри, що визначають утримуючу здатність і їх значення		Приведене утримуюче зусилля, тс	Другорядні параметри, що впливають на утримуючу здатність	Необхідна точність зупинки составу	Наявність контролю утримуючого зусилля
Ручний гальмівний башмак	N= 120 мм	$q_o = 5,5\text{т}$ $q_o = 21\text{т}$	1,1 4,2	μ_3, μ_4	---	немає
УТС -380	N= 380 мм	$q_o = 5,5\text{т}$ $q_o = 21\text{т}$	27 103	тільки міцність конструкції	$\pm 0,15\text{м}$	немає
АСУЗ-Р-65	N= 96 кН	$n = 2$ $n = 4$	14 27	μ_5, γ, l, l_1	$\pm 0,5\text{м}$	немає
Пристрій Спіцина	N= 196 кН	$n = 2$ $n = 4$	29 55	μ_5, γ, l, l_1	$\pm 0,5\text{м}$	є

Таким чином, аналіз процесу закріплення составу на ухилі, з погляду теоретичної механіки і теорії вірогідності показує, що вирішувати задачу визначення величини зрушуючої сили доводиться в умовах невизначеності її складових.

У результаті проведених розрахунків отримана аналітична залежність значення максимально можливої зрушуючої сили F_{BP} , що діє на закріплений на ухилі состав, від постійно діючих чинників (маса составу P , середнє питоме

навантаження на вісь Q_0 , ухил i), та чинників що діють непостійно (швидкість вітру V , кількість вісей в составі n , та кут атаки повітряного потоку β).

В результаті розрахунків отримані графічні залежності постійно діючої складової зрушуючої сили від ухилу для різної ваги составів та екстремального значення вітрової складової зрушуючої сили від кількості вісей в составі при різних швидкостях вітру.

При аналізі розрахункової схеми взаємодії колісної пари з башмаком і рейкою встановлено, що нерухомість колісної пари щодо рейки забезпечується при виконанні наступних умов: відсутнє перекочування колеса через башмак та відсутнє ковзання башмака по рейці. Встановлено, що при одночасному укладанні під состав k стандартних гальмівних башмаків, найбільш критичною є умова ковзання башмака по рейці. Складена математична модель виникнення утримуючої сили стандартного гальмівного башмака.

Для оцінки утримуючої здатності механізованих закріплюючих пристроїв нажимного типу складені розрахункові схеми взаємодії їх з колісними парами вагонних візків, на базі яких розроблена математична модель виникнення максимального утримуючого зусилля механізованого пристрою закріплення.

Отримана аналітична залежність величини приведеної утримуючої сили $F_{уд}$, що створюється подібним типом пристроїв, від величини нажимного зусилля, що розвивається пристроєм N , безрозмірного коефіцієнта неодночасності k_1 , та кількості зубів закріплюючих балок в зачепленні n .

Проведені практичні розрахунки для відомих засобів закріплення рухомого залізничного складу, здійснений порівняльний аналіз їх утримуючої здатності а також утримуючої здатності еквівалентної кількості гальмівних башмаків. Так, для навантаженого составу з середнім питомим навантаженням на вісь $Q_0=21$ т з 60-ти вагонів загальною масою біля 5000т, отримані графічні залежності величини зрушуючої сили $F_{сдв}$ від величини ухилу i (‰) без вітрового навантаження та з урахуванням екстремального (при $\beta=40\div 45^\circ$)

значення вітрового навантаження при середньому значенні швидкості вітру $V=5$ м/с для різних механізованих пристроїв закріплення та для стандартних гальмівних башмаків.