

УДК 629.113

В.П. Сахно, д.т.н., проф.

В.М. Поляков, к.т.н., доц.

М.І. Файчук, к.т.н.

Г.О. Ковальчук, доц.

Національний транспортний університет, м. Київ, Україна

ВПЛИВ ПЕРЕКОСУ МОСТІВ ПРИЧІПНИХ ЛАНОК НА ПОКАЗНИКИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОПОЇЗДА

Встановлено, що переко́с мостів напівпричепи призводить до погіршення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, особливо при незначних швидкостях руху автопоїзда. Із цього слідує необхідність регулювання в процесі експлуатації автопоїзда кутів встановлення мостів напівпричепи

Ключові слова: *переко́с мостів, автопоїзд, тягово-швидкісні властивості, кут переко́су.*

Вступ. Довготривала експлуатація автотранспортних засобів (АТЗ) довела, що автопоїзди мають суттєві переваги над одиночними автомобілями. Сідельні автопоїзди у порівнянні з причіпними за однакової вантажопідйомності мають меншу довжину, менше здатні до виляння, конструктивно більш прості і мають менший коефіцієнт металоємності, чим і пояснюється зростання їх долі у перевезеннях вантажів в Україні. Особливо актуальною стала ця проблема останнім часом, коли чітко простежуються тенденції збільшення кількості транспортних засобів на дорогах України і збільшення швидкостей руху.

Серед найбільш важливих експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують їх транспортну продуктивність, є тягово-швидкісні властивості і паливна економічність, які за інших сталих обставин визначаються силами опору руху автопоїзда, зокрема силами опору кочення його коліс.

Сили опору кочення коліс автопоїзда тісно пов'язані з конструкцією ходової частини. Так, під час розробки конструкції ходової частини задаються не тільки кінематичними та жорсткісними характеристиками підвіски, але і силовою взаємодією колеса з поверхнею кочення, розподілом тисків в області контакту, величиною деформації, тощо. Однак експлуатація автопоїздів нерозривно пов'язана зі зміною характеристик їх структурних елементів, що не може не відображатись на кінематичних та жорсткісних властивостях ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепи, і зміні характеру розподілу реакцій в області контакту шин автомобіля з дорогою, зокрема внаслідок переко́су мостів.

Автомобілі і автопоїзди, що експлуатуються, мають різний технічний стан, а відповідно, і різні властивості. У цьому випадку виникає питання щодо тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автопоїзду з різним технічним станом ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепи.

Очевидно, що навіть за однакового технічного стану ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепи під час їх виготовлення, через деякий період експлуатації можна виявити різний ступінь зношення шин, елементів підвіски мостів автомобіля-тягача і напівпричепи. Оскільки відомо, що на інтенсивність зношування впливають: кути встановлення осі, навантаження на колесо, бічні сили, тангенціальні сили (тягова та гальмівна) і тиск повітря в шинах. У кількісному відношенні ці фактори не ідентичні для кожної з осей автопоїзда. Отже, якщо є різні кути встановлення осей та різний знос протектора, то можна говорити про зміну опору бічному відведенню мостів і, як наслідок, параметрів тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автопоїзда вцілому.

Вартість обслуговування та ремонту ходової частини є значною часткою загальної вартості автопоїзда, заміна всього комплексу, у випадку граничного зношення одного з елементів, є економічно необґрунтованою. Тому велика кількість автопоїздів експлуатується з ходовою частиною, яка має різний технічний стан, а, відповідно, і різні властивості. Рішення цього питання – комплексна задача, що вимагає дослідження процесів, які відбуваються в ходовій частині автопоїзда, як в процесі виготовлення, так і під впливом експлуатаційних факторів.

Зазначені обставини вказують на необхідність пошуку методів оцінки тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автопоїзда з урахуванням кутів встановлення мостів напівпричепа.

Огляд джерел. У випадку перекосу мостів автопоїзда виникають додаткові сили в контакті колеса з дорогою внаслідок розбіжності площин розташування поздовжньої осі автопоїзда, обертання та кочення колеса (рис. 1). Це призводить до виникнення додаткових бічних сил F_y^ψ – внаслідок перекосу мосту та F_y^δ – внаслідок наявності кута відведення та поздовжніх сил, результуюча яких змінює напрям руху автопоїзда та додатково навантажує елементи ходової частини.

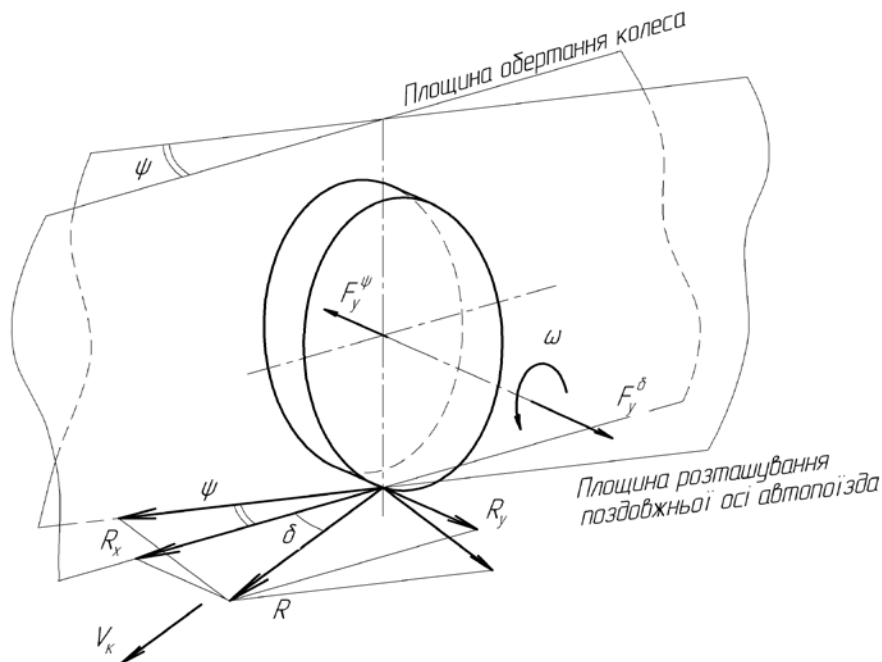


Рис. 1 – Сили і моменти, що діють на колесо, при перекосі мосту

При коченні з відведенням окрім радіальної деформації шина деформується також в бічному напрямку, що призводить до збільшення втрат на кочення. Значення коефіцієнта опору коченню при відведенні можна визначити за емпіричними формулами. Формула професора В. А. Іларіонова має наступний вигляд:

$$f_{yв} = f_0 + \frac{k_{yв} \delta_{yв}^2}{F_Z}, \quad (1)$$

а формула професора Ю.А. Брянського

$$f_{yв} = f_0 \exp\left(\frac{5,45 \delta_{yв} F_Z}{F_{ZH}}\right) \quad (2)$$

де f, f_0 – коефіцієнти опору кочення коліс без урахування і з урахуванням відведення коліс;
 $\delta_{yв}$ – кут відведення коліс автопоїзда, рад;

k_{yb} – коефіцієнт опору бічному відведенню коліс автопоїзда;

F, F_{ZH} – поточне і номінальне навантаження на колесо автопоїзда.

На паливну економічність суттєво впливає конструкція шин. За даними НАМИ, зменшення на 10% опору коченню шин знижує витрату пального на 2,5...3,5%, що підтверджується результатами досліджень фірми Bridgestone для шин марки В 381 Есоріа розміром 155/65 R14Т. Порівняно зі стандартною шиною зазначена шина мала на 15% менший коефіцієнт опору коченню, що призвело до економії палива близько 3% [1].

За даними фірми Josam, Голландія, за наявності перекосу мостів напівпричепа на 1,12 град (20 мм/м) витрата пального зростає на 18,7%.

Наведені літературні дані свідчать про необхідність врахування збільшення опору кочення коліс автопоїзда в результаті установки мостів напівпричепа з перекосом на тягово-швидкісні властивості і паливну економічність автопоїзда.

Результати досліджень. Показники тягово-швидкісних властивостей визначалися на допомогу математичної моделі, побудованої на розв'язанні диференціального рівняння руху, яке використовується в теорії автомобіля:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (3)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля;

$P_{кол}(V)$ – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;

$P_{он}(V, V^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, Н;

$G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

α – кут поздовжнього нахилу полотна дороги;

V – швидкість руху автомобіля, м/с;

$\frac{dV}{dt}$ – прискорення автомобіля, м/с².

Об'єктом моделювання було обрано автопоїзд у складі автомобіля-тягача SCANIA R 113L та напівпричепа KRONE – SDP, коротка технічна характеристика яких наведена у табл. 1.

Для розрахунку показників тягово-швидкісних властивостей автопоїзда використовують залежність крутного моменту від кутової швидкості колінчастого валу двигуна $M_k = f(\omega)$ за швидкісною зовнішньою характеристикою двигуна:

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (4)$$

де a, b, c – коефіцієнти апроксимації кривої крутного моменту двигуна.

Максимальна швидкість руху автопоїзда визначалася за допомогою рівняння силового балансу

$$P_T = P_f + P_h + P_w + P_j = P_{\psi} + P_w + P_j, \quad (5)$$

де P_T – сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_f – сила опору коченню коліс, Н;

P_h – сила опору підйому дороги, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

P_j – сила опору розгону (приведена сила інерції), Н.

Технічна характеристика автопоїзда SCANIA R 113L +KRONE – SDP

Категорія ДТЗ:	N3	O4
Колісна формула/ведучі колеса:	4 x 2, / задні	
Кількість осей, коліс		3/6
Схема компонування ДТЗ:	кабіна над двигуном	
Габаритні розміри, мм:		
- довжина:	6940	13680
- ширина:	2550	2550
- висота:	3910	4000
Колісна база, мм:	3800	7700+1310+1310
Колія передніх/ задніх коліс, мм:	2064/2134	2040
Маса спорядженого ДТЗ, кг:	7490	5600
Повна маса, кг:	18500	19500
Максимальна маса, що припадає, кг:		
- на задню вісь:	11000	
- на вісь напівпричепа:		6500
Повна маса автопоїзда з напівприцепом:	38000	
Двигун:	SCANIA, DC905	
марка, модель, тип:	4-тактний дизель з турбонаддувом і безпосереднім впорскуванням	
кількість та розташування циліндрів:	6-ти рядне	
3) робочий об'єм, куб. см:	9000	
ступінь стиснення:	17±1	
максимальна потужність, кВт (при хв ⁻¹):	221 (1900-2000)	
кількість та розташування циліндрів:	6-ти рядне	
3) робочий об'єм, куб. см:	11021	
ступінь стиснення:	17±1	
максимальна потужність, кВт (при хв ⁻¹):	280 (1900)	
Трансмісія:		
1) зчеплення (марка, тип):	SCANIA, сухе однодискове K43215	
2) коробка передач (марка, тип):	механічна з подільником SCANIA GA851	
- передавальні числа: U ₁ =11,27; U ₂ =9,14; U ₃ =7,17; U ₄ =5,81; U ₅ =4,63; U ₆ =3,75; U ₇ =3,01; U ₈ =2,44; U ₉ =1,91; U ₁₀ =1,53; U ₁₁ =1,23; U ₁₂ =1,00; U _{13x} =14,74; U _{23x} =11,95		
3) головна передача (марка, тип):	SCANIA - гіпоїдна, рознесена (додаткові редуктори в маточинах коліс), U ₀ =4,24	

Сила опору кочення коліс визначалась окремо для коліс автомобіля-тягача і напівпричепа, мости якого встановлені як без перекосу, так і з перекосом від 0,25⁰ до 2,5⁰.

На рис. 1 наведена залежність коефіцієнта опору коченню коліс напівпричепа від перекосу його моста, що отримана за допомогою залежності (1). При цьому приймалося, що перекіс мосту ψ компенсувався відведенням його коліс на той же самий кут δ . Коефіцієнт опору кочення коліс моста без перекосу приймався рівним $f=0,015$.

Ця залежність апроксимована виразом

$$f_{\psi} = 0,0004\psi^2 + 0,0015\psi + 0,015 \quad (6)$$

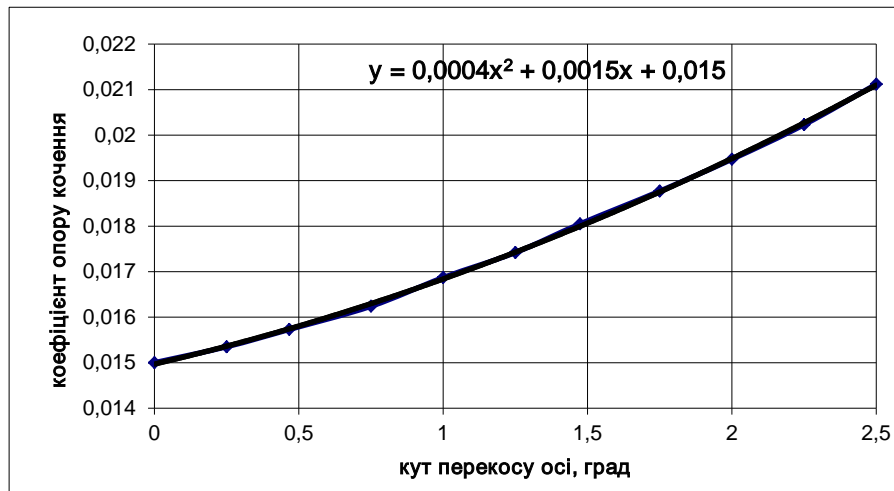
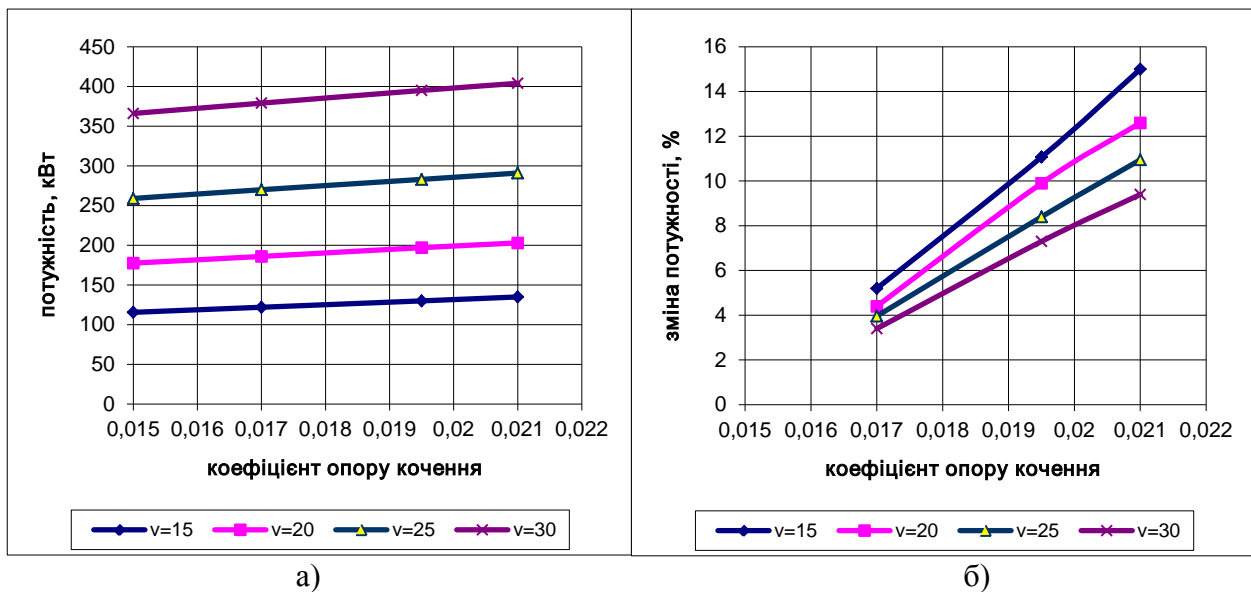


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта опору кочення від кута перекосу моста напівпричепа

Отримана залежність задовільно співпадає з результатами експериментальних досліджень автопоїзда, проведеними Кравченко А.П., Поляковим В.М., Тімковим О.М., Приходченко Д.М. [2-б], якими було зафіксоване зростання сили опору кочення коліс автопоїзда при перекосі однієї осі напівпричепа на 0,57 град на 12%; на 1,25 град – 17,8%; на 2,11 град – 26,2%.

Збільшення опору кочення коліс напівпричепа призводить до збільшення потужності двигуна тягового автомобіля для руху автопоїзда із заданою швидкістю, рис. 3.



а) – абсолютна величина; б) – відсотки.

Рис. 3 – Зміна потужності двигуна в залежності від перекосу мостів напівпричепа і швидкості руху автопоїзда:

Як слідує з рис. 3, найбільша зміна потужності двигуна тягового автомобіля має місце за невисоких швидкостей руху автопоїзда. Так, за швидкості 15 м/с (54 км/год) перекоіс мостів напівпричепа на 2,5⁰ призводить до збільшення потужності двигуна тягового автомобіля на 15,2 %, у той час як за швидкості 25 м/с – тільки на 10,9%. При цьому рух автопоїзда зі швидкістю 25 м/с при перекосі мостів напівпричепа на 2,5⁰ стає неможливим, бо потужність, що потрібна для руху з такою швидкістю (287,8 кВт), перевищує максимальну потужність двигуна (280 кВт).

Збільшення потужності, необхідної для руху автопоїзда з урахуванням кутів перекосу мостів

напівпричепа, призводить до збільшення шляху і часу розгону автопоїзда до заданої швидкості (вантажні автомобілі і автопоїзди – 80 км/год).

З урахуванням виразу (6) шляхом розв'язку рівнянь (3...5) було визначено шлях і час розгону автопоїзда до швидкості 80 км/год в залежності від перекосу мостів напівпричепа, рис. 4.

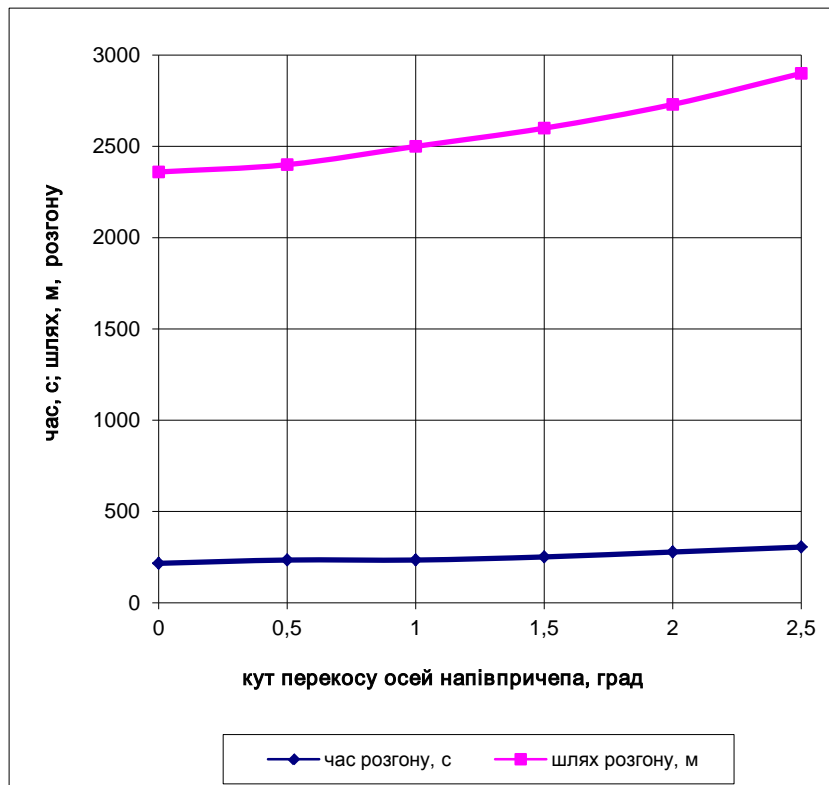


Рис. 4 – Залежність часу і шляху розгону автопоїзда від кута перекоосу осей напівпричепа

Як слідує з рис. 4, час і шлях розгону автопоїзда до швидкості 80 км/год змінюються майже у лінійній залежності від кута перекоосу осей напівпричепа, зокрема за кута перекоосу 2,5⁰ час і шлях розгону автопоїзда збільшується відповідно на 33% і 22%.

Витрата палива автопоїздом в усталеному русі з постійною швидкістю визначається за секундною витратою палива [7]:

$$Q_i = k_Q \cdot (a_{Qc} \cdot V_i^2 + b_{Qc} \cdot V_i + c_{Qc}) \cdot \tau_i, \quad (7)$$

де τ_i – час руху автомобіля на заданій ділянці маршруту їздового циклу зі сталою швидкістю c ;

k_Q – коефіцієнт корекції витрати палива при неповному використанні потужності двигуна;

a_{Qc} , b_{Qc} , c_{Qc} – коефіцієнти рівняння, яким апроксимується залежність секундної витрати палива двигуном від частоти обертання колінчастого вала.

За виразом (7) було розраховано витрату палива автопоїздом за швидкості 80 км/год з урахуванням кутів перекоосу осей напівпричепа. Так, якщо для автопоїзда без перекоосу осей напівпричепа витрата палива повністю завантаженого автопоїзда склала 35,9 л/100 км пробігу, то для цього ж автопоїзда за кута перекоосу осей напівпричепа 2,5⁰ вона зросла до 48,8 л/100 км або на 26,4%.

Висновки. За результатами досліджень встановлено, що перекоєс мостів напівпричепа призводить до погіршення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, особливо при незначних швидкостях руху автопоїзда. Із цього слідує необхідність регулювання в процесі експлуатації автопоїзда кутів встановлення мостів напівпричепа.

Список використаних джерел

1. Бакфиш К. Нова книга о шинах / К. Бакфиш, Д. Хайнц. – М. : ООО «Издательство Астрель» : ООО «Издательство АСТ», 2003. – 303 с. : ил.
2. Кравченко О. П. Наукові основи управління ефективністю експлуатації автомобільних поїздів : Автореф. дис. ... доктора. техн. наук: 05.22.20. – Харків, 2007. – 38 с.
3. Кравченко А. П. Методы решения задач повышения эффективности эксплуатации автопоездов / А. П. Кравченко // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства «Технічний сервіс АПК, техніка і технології у сільськогосподарському машинобудуванні». – 2004. – № 23. – С. 274–277.
4. Кравченко А. П. Экспериментальные исследования управляемости автопоезда / А. П. Кравченко, В. М. Поляков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; Науковий журнал. – 2004. – Ч.2, №8 (78). – С. 186–190.
5. Кравченко О. П. Експериментальні дослідження впливу зміни геометричних параметрів ходової частини причіпної ланки на безпеку руху автопоїзда / О. П. Кравченко, В. М. Поляков // Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті : Науково-виробничий журнал. ДП «ДержавтотрасНДІпроект». – 2004. – С. 50–53.
6. Кравченко О. П. Результати експериментальних досліджень впливу технічного стану ходової частини причіпної ланки на характер руху автопоїзда / О. П. Кравченко, В. М. Поляков, Л. Ф. Кришан // Вісник Національного транспортного університету. – 2004. – С. 279–283.
7. Фаробин Я. Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Я. Е. Фаробин, В. А. Овчаров, В. А. Кравцева. – Воронеж : Изд-во Воронежского университета, 1981. – 160 с.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСА МОСТОВ ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОПОЕЗДА

В.П. Сахно, В.М. Поляков, М.І. Файчук, Г.О. Ковальчук

Установлено, что перекос мостов полуприцепа приводит к ухудшению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности, особенно при незначительных скоростях движения автопоезда. Из этого следует необходимость регулирования в процессе эксплуатации автопоезда углов установления мостов полуприцепа

Ключевые слова: перекос мостов, автопоезд, тягово-скоростные свойства, угол перекоса

INFLUENCE OF THE DISTORTION OF BRIDGES OF HOOK-ON LINKS ON INDICATORS OF OPERATIONAL PROPERTIES OF THE ROAD TRAIN

V. Sakhno, V. Polyakov, M. Faychuk, G. Kovalchuk

It is established that the distortion of bridges of the semi-trailer leads to deterioration of traction and high-speed properties and fuel profitability, especially at insignificant speeds of the movement of the road train. From this need of regulation of corners of establishment of bridges of the semi-trailer in use of the road train follows.

Keywords: distortion of bridges, road train, traction and high-speed properties, corner