

УДК 621.333-23

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.158.2015.63413>

**ПОРУШЕННЯ ПОЗДОВЖНЬОГО КОНТАКТУ В ЗУБЧАСТИХ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧАХ ЕЛЕКТРОПОЇЗДІВ**

**Магістрант А.О. Антонович**

**НАРУШЕНИЕ ПРОДОЛЬНОГО КОНТАКТА В ЗУБЧАТЫХ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ**

**Магистрант А.О. Антонович**

**INFRINGEMENT OF LONGITUDINAL CONTACT IN GEAR TRACTION TRANSFERS OF ELECTRIC TRAINS**

**Master student A.O. Antonovich**

*У статті розглянуто питання порушення поздовжнього контакту в зубчастих тягових передачах електропоїздів. Визначені основні фактори, які безпосередньо створюють цей дефект. Установлено, що до них належать підвищені навантаження, які прикладаються до тягової передачі, і їхня періодична зміна. Складено розрахункові схеми навантажень у динамічному й статичному режимах. На підставі цього визначено основні параметри, які необхідні для оцінки коефіцієнтів, і розраховано їх значення. Розраховано також критичні кути повороту деталей тягової передачі, на яких відбувається їх підвищений знос у процесі експлуатації.*

**Ключові слова:** довговічність, контакт, навантаження, підшипник, режим, тягова передача, електродвигун, електропоїзд.

*В статье рассмотрены вопросы нарушения продольного контакта в зубчатых тяговых передачах электропоездов. Определены основные факторы, которые непосредственно создают этот дефект. Установлено, что к ним относятся повышенные нагрузки, которые прикладываются к тяговой передаче, и их периодические изменения. Составлены расчетные схемы нагрузок в динамическом и статическом режимах. На основании этого определены основные параметры,*

которые необходимы для оценки коэффициентов и рассчитаны их значения. Рассчитаны также критические углы поворота деталей тяговой передачи, на которых происходит их повышенный износ в процессе эксплуатации.

**Ключевые слова:** долговечность, контакт, нагрузка, подшипник, режим, тяговая передача, электродвигатель, электропоезд.

*In article questions of infringement of longitudinal contact in gear traction transfers of electric trains are considered. Major factors which directly create this defect are certain. It is established, that the raised loadings which are put to traction transfer and their periodic changes concern to them. In work settlement schemes of loadings in dynamic and static modes are made. On the basis of this key parameters which are necessary for an estimation of factors are certain and their values are calculated. Critical corners of turn of details of traction transfer on which there is their increased deterioration while in service are calculated also.*

**Keywords:** durability, contact, loading, bearing, a mode, traction transfer, the electric motor, an electric train.

**Постановка проблеми у загальному вигляді, її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями.** Тягові передачі електропоїздів працюють у дуже складних умовах, більш важких, ніж більшість не тільки стаціонарних передач, але й передач інших транспортних засобів. Вимоги, які ставляться до тягових передач у цих умовах, носять в основному експлуатаційний характер. Основні з них зводяться до забезпечення високої безвідмовності в роботі, тому що тягова передача не резервується й відмова її практично призводить до відмови всього тягового рухомого складу. На тягову передачу електропоїзда діє насамперед навантаження, яке створюється тяговим моментом, що визначається режимом ведення поїзда (пуск, перехід з однієї тягової характеристики на іншу) і швидкістю, що змінюється при зміні опору руху. Тому важливо знати, в яких місцях тягової передачі виникають небезпечні перевантаження, для того, щоб контролювати їх зношення в процесі експлуатації електропоїзда.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Зубчасті передачі посідають вагоме місце у механічних системах. Тому це викликає велику кількість досліджень, які пов'язані з покращенням їх роботи. Так, у роботі [13] запропонована нова методика визначення надійності зуба і зубчастого колеса в цілому за умовами втомної міцності за обмеженням статистичної інформації про параметри їх роботи. У цьому ж напрямку істотне значення мають дослідження Міхліна В.М. [4], на основі яких запропоновані шляхи усунення вагового недоліку щодо

існуючих методів визначення відхилень параметрів при технічному обслуговуванні машин. У дослідженнях [6] запропонована залежність для визначення числа циклів навантаження (довговічності) без появи ознак утомного руйнування для випадків лінійного контакту поверхонь зубів. За результатами досліджень Решетова Д.М. [7] отримані теоретичні і комп'ютерні моделі контакту у зубчастих передачах, які дають змогу розраховувати основні характеристики контактної взаємодії. У подальшому ці напрямки були розвинуті у дослідженнях Рудзита Я.А., Сусллова А.Г. та ін. [8,11]. Прогнозуванням відмов зубчастих передач на основі використання методів непараметричної статистики присвячена робота Сизранцевої К.В. [12]. Разом із тим необхідно відмітити, що сучасна інженерна трибологічна практика зустрічається із значними труднощами у визначенні швидкості, інтенсивності та прогнозування зносу відповідальних вузлів, до яких зокрема належать зубчасті передачі КМБ моторвагонного рухомого складу.

**Мета дослідження.** Проведення аналізу та створення методу визначення небезпечних місць у вузлах тягової передачі електропоїздів.

**Основна частина.** Тягові зубчасті передачі магістральних електропоїздів працюють з дуже великими навантаженнями на зуби в порівнянні з усіма іншими типами промислових зубчастих передач.

Однією з головних умов, що забезпечують довговічність зубчастої передачі, є максимальна повнота поздовжнього контакту зубів у навантаженому стані. Зменшення поздовжнього контакту, або, інакше кажучи,

робочої довжини зубів, призводить до значного збільшення питомих навантажень на зуб, передчасного його зносу й розвитку прогресивно зростаючих утомних тріщин [12].

Аналіз роботи тягових електродвигунів електропоїздів показує, що непаралельність зубів змінюється в залежності від реалізованої сили тяги та напрямку руху (двигуном або колісною парою в тому чи іншому напрямку). При цьому контактні напруги в зубах з боку шестірні, зверненої до електродвигуна, зростають на 30-40%, а згинальні напруги в корені зуба – в 1,5-2 рази.

В експлуатації спостерігаються перекоси зубчастих коліс і малих шестерень, які викликаються такими причинами:

- постійно діючими навантаженнями (рис. 1), що призводять до вигину валів шестерень і зубчастих коліс;
- змінно діючими навантаженнями, які є наслідком змін тягового зусилля;

- динамічними навантаженнями, які виникають при взаємодії локомотива з рейками внаслідок неточності виготовлення зубчастих коліс тягової передачі;

- неточністю складання електродвигуна спільно з колісною парою;

- зазорами в моторно-осьових і якірних підшипниках тягового електродвигуна.

Для з'ясування величини перекосу шестірні й зубчастого колеса тягової передачі електропоїздів розраховано величини кутів нахилу зубів шестірні й зубчастого колеса окремо, а також сумарний кут непаралельності зубів.

За кут нахилу шестірні й зубчастого колеса прийнятий нахил поверхні зуба до лінії, що проходить через вершини головок рейок (рис. 1).

Наближено колісну пару електропоїзда можна подати у вигляді балки на двох опорах, яка навантажена декількома силами (рис. 2).

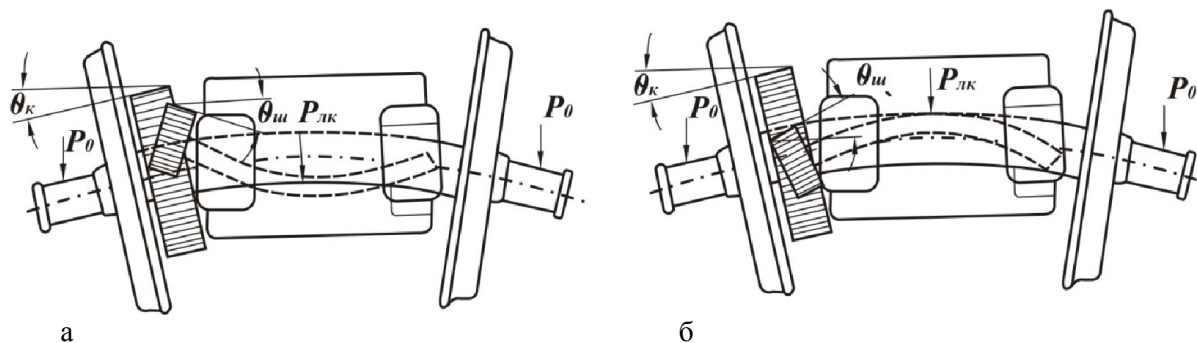


Рис. 1. Розрахункові схеми взаємного положення шестірні й зубчастого колеса тягової передачі в режимі тяги: а – рух двигуном уперед; б – рух двигуном назад

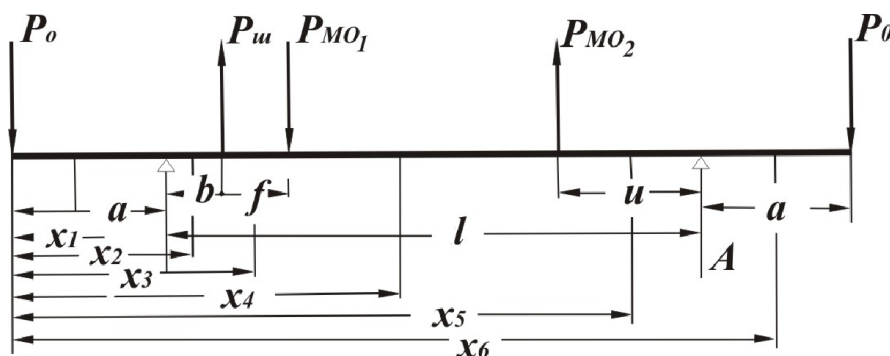


Рис. 2. Розрахункова схема навантаження осі колісної пари електропоїзда

На рис. 2 прийнято такі позначення:

$a$  – відстань від середини буксової шийки осі до кола кочення колеса, мм;

$b$  – відстань від кола кочення колеса до середини зубчастого колеса, мм;

$f$  – відстань від середини зубчастого колеса до середини найближчої до нього моторно-осьової шийки, мм;

$l$  – відстань між колами кочення бандажів колісної пари, мм;

$P_0$  – половина навантаження на вісь локомотива, кг;

$P_{ш}$  – обводове зусилля на зубчастому колесі, кг;

$P_{мо}$  – тиск на вісь із боку моторно-осьового підшипника тягового електродвигуна, кг;

$A$  і  $B$  – реакції рейок, кг;

$i$  – відстань від кола кочення правого колеса до найближчого до нього моторно-осьового підшипника, мм;

$P_{мо1}$  – тиск на ліву моторно-осьову шийку з боку кістяка тягового електродвигуна, кг;

$P_{мо2}$  – тиск на праву моторно-осьову шийку з боку кістяка тягового електродвигуна, кг.

Для визначення кута повороту зубчастого колеса складені диференціальні рівняння осі балки, які потім були проінтегровані. У результаті цього можна одержати величину кута повороту в будь-якій точці на осі балки.

Для складання диференціальних рівнянь були визначені опорні реакції  $A$  і  $B$ :

$$A = P_0 - P_{ш} \frac{b}{l} + P_{мо1} \frac{b+f}{l} - P_{мо2} \frac{l-u}{l}; \quad (1)$$

$$B = P_0 - P_{мо2} \frac{u}{l} + P_{мо1} \frac{l-b-f}{l} - P_{ш} \frac{l-b}{l}. \quad (2)$$

Після цього складені диференціальні рівняння вигнутої осі балки на різних ділянках:

$$M = f(x), \quad (3)$$

$$EI \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = P_0 x_1, \quad (4)$$

$$EI \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = P_0 x_2 - B(x_2 - a), \quad (5)$$

$$EI \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = P_0 x_3 - B(x_3 - a) - P_{ш}(x_3 - a - b), \quad (6)$$

$$EI \frac{d^2 y_4}{dx_4^2} = P_0 x_4 - B(x_4 - a) - P_{ш}(x_4 - a - b) + P_{мо}(x_4 - a - b - f), \quad (7)$$

$$EI \frac{d^2 y_5}{dx_5^2} = P_0 x_5 - B(x_5 - a) - P_{ш}(x_5 - a - b) + P_{мо}(x_5 - a - b - f) + P_{мо}(x_5 - a - l + b + f), \quad (8)$$

$$EI \frac{d^2 y_6}{dx_6^2} = P_0 x_6 - B(x_6 - a) - P_{ш}(x_6 - a - b) + P_{мо}(x_6 - a - b - f) + P_{мо}(x_6 - a - l + b + f) - P_{ш}(x_6 - a - l + b), \quad (9)$$

де  $E$  - модуль пружності, кг/мм<sup>2</sup>;  
 $I$  - момент інерції перерізу балки, мм<sup>4</sup>.

У результаті інтегрування цих рівнянь та визначення їх постійних отримані критичні значення прогинів у різних точках, розташованих на осі колісної пари, які зведені у таблицю.

Таблиця 1

Основні розміри	Одиниця виміру	Значення параметра
$a$	мм	263
$b$	мм	246
$f$	мм	215
$l$	мм	1580
$u$	мм	216
$D_{ш}$ – діаметр моторно-осьової шийки осі	мм	210
$\lambda_1$	-	+3,96·10 <sup>-8</sup>
$\lambda_2$	-	+3,79·10 <sup>-8</sup>
$\lambda_3$	-	-4,85·10 <sup>-8</sup>
$\lambda_4$	-	-2,2·10 <sup>-8</sup>
$\Theta_k$	рад.	5,43·10 <sup>-4</sup>

Аналогічні розрахунки виконано для визначення кута нахилу шестірні залежно від зазорів у якірних підшипниках, а також при непаралельності зубів шестірні й зубчастого колеса.

**Висновки.** Проведеним розрахунком установлено, що на перекис зубчастого колеса тягової передачі великий вплив здійснює величина зазора між зубами шестерень і зазора в якірних підшипниках. При певних значеннях

сили тяги відбувається різка зміна величини взаємного перекосу зубів шестірні й зубчастого колеса. Із зростанням сили тяги електропоїзда при його русі двигуном уперед відбувається збільшення кутів перекосу зубчастого колеса й шестірні, а при русі колісною парою вперед відбувається спочатку зменшення кутів перекосу, а потім з якогось певного моменту – зростання кутів перекосу, але вже з протилежним знаком.

### Список використаних джерел

1. Демкин, Н.Б. Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин [Текст] / Н.Б. Демкин // Вестник машиностроения. – 2008. – №10. – С. 28-33.
2. Дюбуа, Д. Теория возможностей. Приложения к представлению знаний в информатике [Текст] / Д. Дюбуа, А. Прад. – М.: Радио и связь, 1990. – 288 с.
3. Левина, З.М. Контактная жесткость машин [Текст] / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
4. Михлин, В.М. Метод определения допускаемых износос деталей, обеспечивающий повышение их безотказности [Текст] / В.М. Михлин // Вестник машиностроения. – 2008. – №7. – С. 11-14.

5. Пинегин, С.В. Контактная прочность и сопротивление качению [Текст] / С.В.Пинегин. – М.: Машиностроение, 1969. – 243 с.
6. Подгаевский, О.Л. Несущая способность линейного локального контакта при циклическом нагружении зубьев плоскоцилиндрической передачи [Текст] / О.Л.Подгаевский // Вестник машиностроения. – 2007. – №1. – С. 13-16.
7. Решетов, Д.Н. Расчет деталей станков [Текст] / Д.Н.Решетов. – М.: Машгиз, 1945. – 140 с.
8. Рудзит, Я.А. Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей [Текст] / Я.А. Рудзит. – Рига: Зинатне, 1975. – 210 с.
9. Ряховский, А.М. К расчету износостойкости металлических материалов трущихся пар [Текст] / А.М.Ряховский // Вестник машиностроения. – 2008. – №8. – С. 3-6.
10. Снесарев, Г.А. Расчет редукторов на надежность [Текст] / Г.А.Снесарев // Вестник машиностроения. – 1982. – №7. – С. 45-48.
11. Суслов, А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей [Текст] / А.Г.Суслов. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.
12. Сызранцева, К.В. Прогнозирование отказов зубчатых передач методами непараметрической статистики [Текст] / К.В.Сызранцева // Вестник машиностроения. – 2009. – №12. – С. 10-14.
13. Уткин, В.С. Определение надежности зубчатой передачи по условию усталостной прочности зуба при ограниченной статистической информации [Текст] / В.С.Уткин // Вестник машиностроения. – 2007. – №4. – С. 12-15.

Рецензент д-р техн. наук, профессор Д.С. Жалкін

---

Антонович Артем Олегович, магістрант гр. 16ЛМ. Тел. 093-025-64-00.

Antonovich A.O., master student

Наукова праця здана до друку 21.09.2015року