

## ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ РОЗТАШУВАННЯ ТЯГОВОГО РЕДУКТОРА, ЯКІ ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ НАЙМЕНШІ РІВНІ РОЗЦЕНТРУВАНЬ ОСЕЙ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ РУХОМОГО СКЛАДУ

В статті наведено аналіз факторів, які впливають на величини розцентрувань осей валів тягових двигунів та тягових редукторів локомотивів, і виконано розрахунки щодо визначення умов розташування вузлів закріплення редуктора тягового привода другого класу, які сприяють зменшенню величин розцентрувань.

В статье приведен анализ факторов, которые влияют на величины расцентровок осей валов тяговых двигателей и тяговых редукторов локомотивов, и проведены расчеты с целью определения условий размещения узлов крепления редуктора тягового привода второго класса, которые способствуют уменьшению величин расцентровок.

In the article the analysis of factors, which influence upon decentering values of axles of shafts of tractive engines and tractive gearheads of locomotives, is presented and the calculations to determine the conditions of allocation of mountings of tractive gearhead of the 2<sup>nd</sup> class, promoting the reduction of decentering values, are conducted.

Досвід експлуатації, а також матеріали теоретичних досліджень [1, 2] показують, що при створенні тягових приводів локомотивів з опорно-рамним розташуванням тягового двигуна та з опорно-осьовим розташуванням тягового редуктора при визначенні вузлів їх взаємного розташування слід приділяти увагу створенням неприпустимих величин розцентровок. Під час проведення розрахунків з визначення розмірів основних вузлів тягового привода, а також при вирішенні питань компоновки його вузлів, необхідно приймати до уваги те, що його вузли знаходяться в умовах створення суттєвих динамічних та статичних взаємних переміщень. Динамічні складові переміщення, що виникають, пов'язані насамперед з коливаннями підстрибування, галопування та поперечної хитавиці, і ці переміщення будуть впливати на величину розцентрування геометричних осей вала тягового електродвигуна (ТЕД) та ведучого вала тягового редуктора (ТР). Величина розцентрування буде суттєво впливати на роботу зубчатої муфти або двох зубчатих муфт, в залежності від конструкції, що забезпечують передачу крутного моменту від ТЕД до ТР.

Для наступного аналізу переміщення, що створюються, об'єднаємо у такі групи. До першої групи будемо відносити переміщення у вертикальній площині (підстрибування, галопування, переміщення колісної пари при проходженні нерівностей колії). Ці переміщення створюють радіальне розцентрування ( $\rho$ ) осей валів ТЕД та ТР. До другої групи переміщень віднесемо кутові переміщення (поперечна хи-

тавиця візка та виляння колісної пари). Ці переміщення будуть приводити до створення перекосів осей ( $\beta$ ).

Перелічені вище групи переміщень можуть створюватися одночасно, і тому одночасно будуть з'являтися радіальне розцентрування та кутовий перекіс. За нормами, існуючими в машинобудуванні [3], прийнято наступні значення найбільших припустимих зміщень:

1. При  $\rho = 0$  найбільший кут перекосу  $\beta = 1^\circ$ .

2. При  $\beta = 0^\circ$  найбільше припустиме радіальне зміщення  $\rho_{\max} \approx \text{tg } \rho_{\max} = 0,0087 \cdot a$ , де  $a$  – міжосьова відстань зубчатої передачі.

3. При  $\beta \neq 0^\circ$  та  $\rho \neq 0$   $[\rho] = \frac{\alpha_{\max} a}{1 + 0,0005a}$ , де  $\alpha_{\max} = 0^\circ 30'$  – припустимий кут перекосу осей кожної втулки відносно обойми.

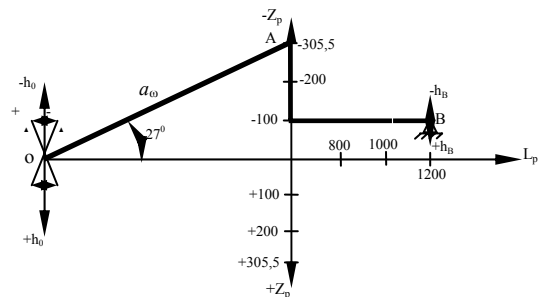


Рис. 1. Розрахункова схема розташування характерних вузлів тягового редуктора

На рис. 1:  $O$  – центр осі колісної пари;  $A$  – точка, в якій при статичному стані співпадають осі валів ТЕД та ТР;  $B$  – точка, в якій

підвішується тяговий редуктор до рами візка;  $a_{\omega}$  – початкова міжосьова відстань (в розрахунках далі приймалося, що  $a_{\omega} = 673$  мм);  $Z_p$  – відстань від горизонтальної лінії, що проходить через вісь колісної пари до точки підвішування тягового редуктора  $B$ ;  $\gamma = 27^\circ$  – кут нахилу початкової міжосьової відстані;  $L_p$  – база підвішування ТР;  $h_O$ ,  $h_B$  – величини вертикальних переміщень точок  $O$  та  $B$ ;  $\Delta$  – горизонтальне переміщення точки  $O$ . Для зручності прийнято, що переміщення точок  $O$  та  $B$  догори відносно статичного положення приймається від’ємною величиною, а донизу – додатною. Під час проведення розрахунків приймалося, що: максимальні вертикальні переміщення центра ваги візка відносно статичного положення  $h_B = \pm 30$  мм; максимальні вертикальні переміщення колісної пари відносно номінального положення  $h_O = \pm 15$  мм. При рухові колісної пари по нерівностях колії її вісь (геометричний центр) у вертикальній площині переміщується на величини  $\pm h_O$ . Тяговий двигун внаслідок великої жорсткості елементів вузлів його кріплення до рами візка розглядається як одна конструкція разом із візком. Тому вертикальні переміщення ТЕД і візка однакові, а ТР під час цих вертикальних переміщень повертається на відповідний цьому переміщенню кут відносно осі колісної пари. У випадку розцентрування точка  $A$  умовно поділяється на дві:  $A_p$ , яка відноситься до ТР;  $A_d$ , яка відноситься до осі вала ТЕД. Відстань між положеннями цих точок  $A_p$  та  $A_d$  буде радіальним розцентруванням осей валів  $\rho$ . Передбачається також, що відхилення від вертикальної траєкторії  $\pm \Delta$  внаслідок переміщень точок  $O$  та  $B$  компенсується поворотом підвіски тягового редуктора (на рис. 1 це не показано).

На рис. 2 наведено результати розрахунків з визначення величин радіального розцентрування в залежності від обрання місця розташування точки підвішування редуктора  $Z_p$  за різних значень довжини бази  $L_p$  підвішування ТР у випадках, коли максимальні вертикальні переміщення колісної пари відносно номінального положення дорівнюють  $h_O = \pm 15$  мм. Поряд із рисунком у стовпчику праворуч наведені позначення означають, що величини довжин бази  $L_{pi}$  при  $i = \overline{1,5}$  дорівнюють 600, 700, 1000, 1200 та 1500 мм, відповідно.

Результати, які наведено на цьому рисунку, показують, що найменша величина розцентрування  $\rho = 0$  має місце, якщо  $Z_p = -300$  мм та  $L_p = 600$  мм, тобто коли точка підвішування тягового редуктора співпадає з віссю вала.

Найбільше значення розцентрування  $\rho = 12$  мм досягається у випадку, коли  $Z_p = +300$  мм та  $L_p = 600$  мм.

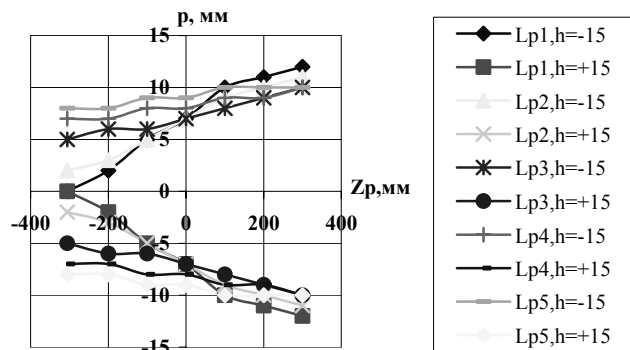


Рис. 2. Значення радіальних розцентрувань в залежності від положення точки підвішування редуктора  $Z_p$  за різних значень довжини бази  $L_p$  підвішування ТР

На рис. 3 показано залежності величин радіального розцентрування від величини довжини бази  $L_p$  підвішування ТР у випадках, коли вертикальні переміщення точки  $O$  (вісь колісної пари) дорівнюють  $h_O = -15$  мм, та у випадку, коли вертикальні переміщення точки  $B$  (вертикальні переміщення рами візка) дорівнюють  $h_B = -30$  мм.

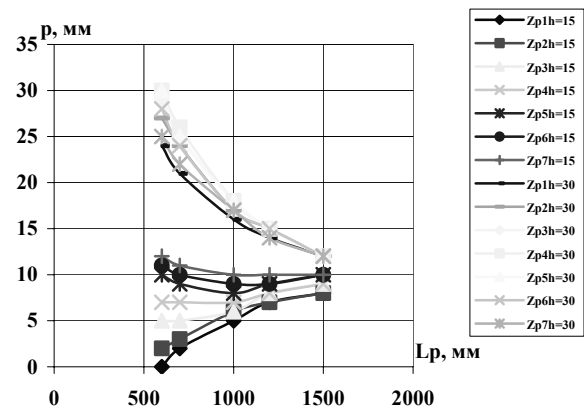


Рис. 3. Залежності величин радіального розцентрування від величини довжини бази  $L_p$  підвішування ТР

З наведених результатів маємо, що величини розцентрувань зменшуються по мірі зростання довжини бази  $L_p$ , та при зменшенні відстані до положення точки підвішування редуктора  $Z_p$ . На цьому рисунку величини відстаней до положення точки підвішування редуктора  $Z_{pi}$  при  $i = \overline{1,7}$  дорівнюють -300, -200, -100, 0, 100, 200, 300 мм, відповідно.

На рис. 4 наведено залежності результуючих величин радіального розцентрування від величини довжини бази  $L_p$  підвішування ТР за різних значень положень точок підвішування редуктора  $Z_p$ .

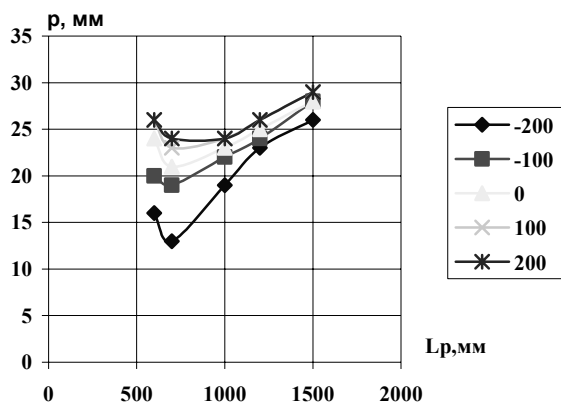


Рис. 4. Залежності результуючих величин радіального розцентрування від величини довжини бази  $L_p$  підвішування ТР

З отриманих графіків маємо, що найменші величини результуючих значень радіального розцентрування спостерігаються при величині бази  $L_p = 700$  мм.

На рис. 5 наведено залежності результуючого розцентрування від кута нахилу початкової міжосьової відстані.

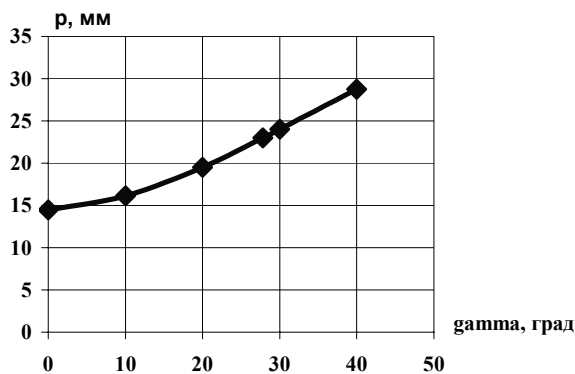


Рис. 5. Залежність результуючого радіального розцентрування від кута нахилу початкової міжосьової відстані

З наведеної залежності виходить, що зростання величини кута нахилу міжосьової відстані приводить до зростання величини радіального розцентрування. При цьому зазначимо, що з умов забезпечення розташування зубчатої пари одноступеневого тягового редуктора при забезпеченні вимог технічного завдання по передаточному відношенню та мінімальній величині кліренсу, конструктори змушені розташувати положення початкової

міжосьової відстані ТР під кутом відносно горизонтальної лінії.

На підставі аналізу отриманих результатів визначимося із рекомендаціями щодо умов підвішування тягового редуктора. Якщо підрахувати припустиме значення розцентрування за вищенаведеною формулою, то отримаємо, що  $[\rho] = 7$  мм. Якщо врахувати ту обставину, що відносні переміщення рами візка та колісної пари залежать від жорсткісних характеристик ресорних комплектів, довжини бази та ін., забезпечити припустиму величину радіального розцентрування 7 мм тільки за рахунок відшукування оптимального положення точок підвішування ТР не уявляється можливим. У зв'язку із цим слід визначитися з раціональними параметрами, за яких величина максимального радіального розцентрування буде найменшою. У зв'язку із вищеозначеним запропонуємо наступні варіанти.

1. Якщо прийняти  $Z_p = 0$ ,  $L_p = 1000$  мм, то при:  $h_B = \pm 30$  мм,  $h_O = 0$  мм,  $\rho_\Sigma = 18$  мм;

$$h_B = 0 \text{ мм}, h_O = \pm 15 \text{ мм}, \rho_\Sigma = 7 \text{ мм};$$

$$h_B = \pm 30 \text{ мм}, h_O = \pm 15 \text{ мм}, \rho_\Sigma = 23 \text{ мм}.$$

2. У випадку, коли  $Z_p = -200$  мм,  $L_p = 1000$  мм, то при:

$$h_B = \pm 30 \text{ мм}, h_O = 0 \text{ мм}, \rho_\Sigma = 18 \text{ мм};$$

$$h_B = 0 \text{ мм}, h_O = \pm 15 \text{ мм}, \rho_\Sigma = 6 \text{ мм};$$

$$h_B = \pm 30 \text{ мм}, h_O = \pm 15 \text{ мм}, \rho_\Sigma = 22 \text{ мм}.$$

Поряд із цим відзначимо, що зменшення кута нахилу початкової міжосьової відстані також буде сприяти зменшенню величини розцентрування. Якщо замінити підвішування ТР до рами візка еластичною опорою, то за умови, що  $Z_p = 0$ , величина розцентрування майже не залежить від бази підвішування тягового редуктора.

## БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- Бондарев, О. М. Експериментальне визначення динамічної навантаженості елементів тягового привода локомотива [Текст] / О. М. Бондарев // Підйомно-транспортна техніка. – 2008. – № 1. – С. 32-40.
- Бондарев, О. М. Зменшення перекосу рам візків локомотивів при русі в режимах тяги або рекуперативного гальмування [Текст] / О. М. Бондарев та ін. // Зб. наук. пр. КУЕТТ. Сер. «Транспортні системи і технології». – 2005. – Вип. 7. – С. 5-10.
- Айрапетов, Э. Л. Зубчатые муфты [Текст] / Э. Л. Айрапетов, О. И. Косарев. – М.: Наука, 1982. – 125 с.

Надійшла до редколегії 24.03.2009.