

Зінько Роман Володимирович, к.т.н., доцент, Національний університет «Львівська політехніка»

Горбай Орест Зенонович, д.т.н., доцент, Національний університет «Львівська політехніка»

Крайник Юрій Любомирович, магістр, ВАТ «Укравтобуспром»

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРНО-ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ ЦИСТЕРНИ-НАПІВПРИЧЕПА ЗГІДНО ПРАВИЛ 13 ЕЭК ООН

Процес гальмування сидельного автопоїзда багато в чому визначає стійкість курсового руху і забезпечує безпеку руху.

Особливістю динаміки гальмування автопоїзда є виникнення ударних навантажень між його ланками, які за певних умов можуть істотно погіршити його стійкість. При цьому спостерігається істотне збільшення динамічних навантажень на опорно-зчіпний пристрій, руйнування якого може привести до аварійної ситуації.

Характеристику сил, що діють на шарнірний пристрій, можна використати в якості джерела первинної інформації для автоматичних систем керування процесом гальмування автопоїздів, що дозволить розробити ефективний критерій формування сигналів керування гальмуванням автопоїздів. Також це дозволить аналізувати директиву 71/320 ЄЕС і єдині технічні вимоги Правил 13 ЕЭК ООН, які вимагають обов'язкову установку антиблокувальних систем, що реалізують релейне гальмування магістральних АТЗ [1-3].

Для цистерн-напівпричепів безрамного несівного типу розглянуто питання схем забудови шкворня опорно-зчіпного пристрою з умов міцності та мінімізації металомісткості для типової динаміки навантажень під час експлуатації, а саме при гальмуванні.

Навантаження шкворня опорно-зчіпного пристрою розраховувалися при гальмуванні з початковою швидкістю $v = 60$ км/год і коефіцієнті зчеплення $\phi_{\text{ц}} = 0,7$ і відображені на рисунку 1, матеріал пальця – конструкційна сталь з механічними характеристиками: межа текучості $\sigma_T = 620$ МПа, межа міцності при розтязі $\sigma_B = 720$ МПа, модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуасона $\mu = 0,27$, модуль зсуву $G = 7,8 \cdot 10^4$ МПа.

Моделюванням ударного навантаження встановлено, що для зниження концентрації напружень поверхню кріплення пальця в гнізді напівпричепа необхідно виконати конусною (конусність не більше 1:8), при цьому величина локальної напруги знижується на 11%, а коефіцієнт запасу по межі текучості матеріалу підвищується на 2,9%.

Навантаженість пальця шарнірно-зчіпного пристрою оцінювали за величиною концентрації напруги на поверхні пальця. Найбільші локальні напруження спостерігалася в області галтелі пальця, а максимальна деформація пальця перевищувала 0,061 мм.

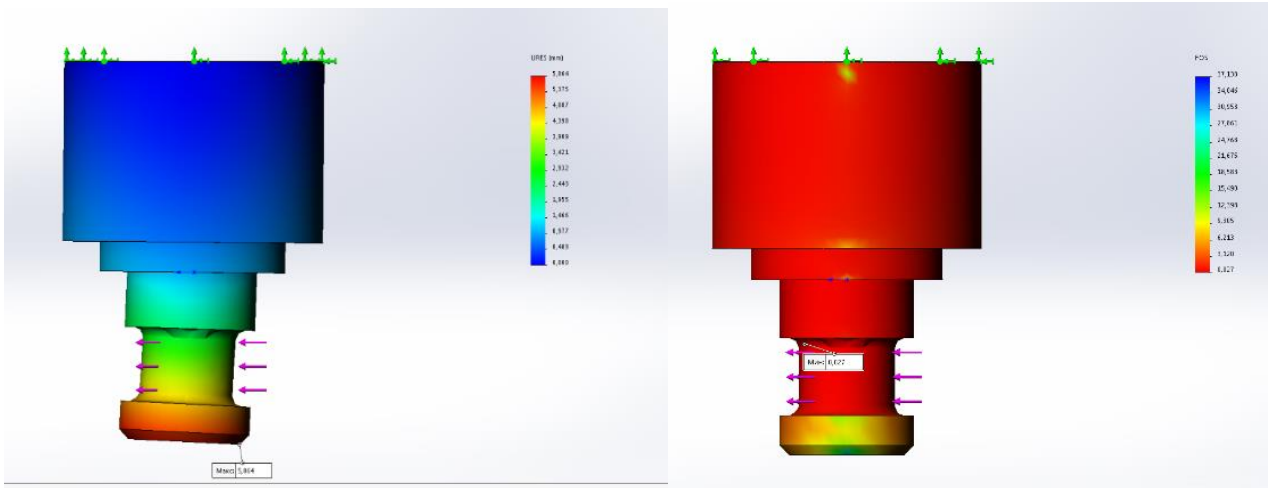


Рисунок 1 – Навантаження шворня автоцистерни поперечними зусиллями і визначення їх критичних значень на згин

Проведені дослідження враховані при створенні промислового зразка автоцистерни (рисунок 2).



Рисунок 2 – Промисловий зразок автоцистерни підготовлений для серійного виробництва

Література

1. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорії М, N і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН № 13-09:2000, IDT). – К.: Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2002. – 180 с.
2. Regulation No. 13 Uniform provisions concerning the vehicles of categories M, N and O with regard to braking 14 January 2008 p.277
3. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.