

Реальная скорость избыточного скольжения колесной пары не может превышать значение 0,4, при этом предельная реализуемая сила тяги не сможет превысить 0,8 от величины реализуемой силы тяги на чистых рельсах.

При превышении силой тяги этой величины неизбежен юз или боксование, что и наблюдается в условиях рядовой эксплуатации.

1.СНиП П-40-80 гл. II "Нормы проектирования метрополитена".

Получено 15.01.2003

УДК 629.463.65

Р.І.ВІЗНЯК

Українська державна академія залізничного транспорту, м.Харків

РОЗРОБКА МЕТОДУ ОЦІНКИ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ КУЗОВА ПІВВАГОНА ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ ПІДВІСНИМ ВАГОНОПЕРЕКИДАЧЕМ

З метою збереження кузовів піввагонів (ПВ) запропонована нова технологія розвантаження шляхом застосування вагоноперекидачів підвісного типу. Визначено активні й реактивні сили, що діють на несучу конструкцію без захисту бокової стіни під час перевалки сипучих вантажів.

У даний час існує кілька технологій вивантаження з ПВ сипучих вантажів. Однак кожний з них характеризується рядом недоліків у відношенні збереження рухомого складу. Часті пошкодження, викликані застосуванням роторних вагоноперекидачів, рейферних захоплень, вібраційних машин, створюють гостру проблему зниження показників надійності цього типу вагонів і систематичних відрахувань коштів на ремонтні операції

Найбільш інтенсивно ПВ використовуються в морських і річкових портах, де перевалка сипучих вантажів супроводжується великою імовірністю пошкоджень несучої конструкції кузовів у процесі взаємодії з робочими органами вантажно-розвантажувальних машин.

У зв'язку з актуальністю цієї проблеми кафедрами «Вагони» і «СППРМ» УкрДАЗТ розроблена нова технологія вивантаження з ПВ сипучих вантажів із застосуванням альтернативної розвантажувальної техніки – вагоноперекидачів підвісного типу (ВПТ), конструктивні особливості і принцип роботи яких подані у [1, 2]. Паралельно разом з кафедрою «Будівельна механіка» проведена дослідна робота з оцінки міцнісних характеристик конструкції кузова ПВ при взаємодії з розвантажувальним устаткуванням .

Механічна система ПВ – ВПТ складається з кузова ПВ – 1, звільненого від ходових частин, розвантажувальної траверси з укріпленими

на ній приводами – 2, привалочної плити – 3, розвантажувальних – 4 і підтримуючих канатів – 5 (рис.1).

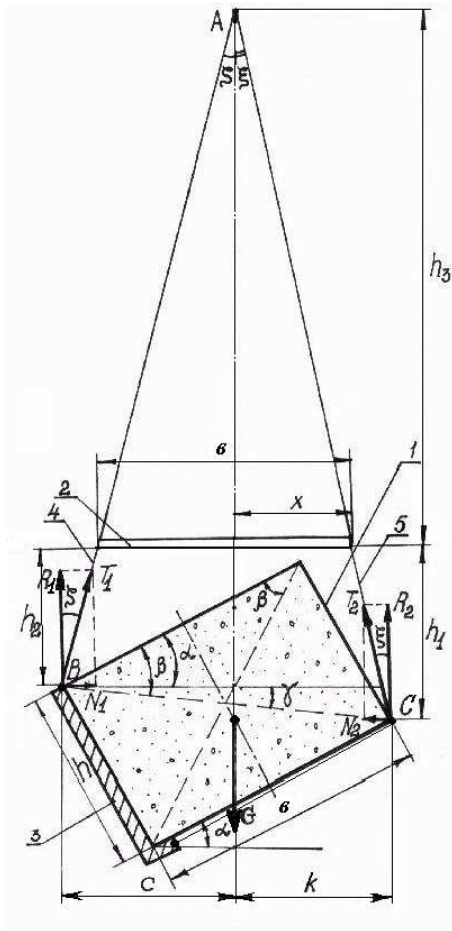


Рис.1 – Механічна система ПВ – ВПТ

Процес розвантаження ПВ аналогічний вивантаженню на роторному вагоперекидачі, коли кузов повертається на кут $175-180^{\circ}$. При перекиданні на механічну систему діють навантаження, згідно з [3]. Визначення реактивних складових, що діють на гнучкі органи – T_1 і T_2 , зводиться, у свою чергу, до розкладання цих навантажень на вер-

тикальні сили R_1 і R_2 , а також на горизонтальні N_1 і N_2 , сукупність яких обумовлена кількістю точок обпирання кузова. Тоді відшукання їх раціональне за допомогою системи рівнянь

$$\begin{cases} \sum M_A = 0: T_1 \cdot \cos \zeta \cdot c - N_1 \cdot (h_2 + h_3) + N_2 \cdot (h_1 + h_3) - T_1 \cdot \cos \xi \cdot k = 0; \\ \sum x = 0: T_1 \cdot \sin \zeta \cdot -T_2 \cdot \sin \xi = 0; \\ \sum y = 0: T_1 \cdot \cos \zeta \cdot + T_2 \cdot \cos \xi = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де ζ, ξ – кути відхилення канатів від вертикалі при перекиданні; c, k, h_1, h_2, h_3 – відповідно значення величин розрахункових пліч.

У загальному випадку в процесі руху кузова, дослідженого в роботі [3], центр ваги системи може зміститися по вертикалі та горизонталі на деякі величини відносно напрямку перекидання.

Величини пліч c і k положення центра ваги системи щодо точок B і C (див. рис.1) визначаємо за формулами

$$c = (h - Y_c) \cdot \sin \alpha + X_c \cdot \cos \alpha; \quad (2)$$

$$k = (b - X_c) \cdot \cos \alpha + Y_c \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

Із системи рівнянь (1) знайдемо зусилля в розвантажувальному канаті:

$$T_1 = \frac{G - T_2 \cdot \cos \xi}{\cos \zeta}. \quad (4)$$

Оскільки горизонтальні (стискаючі) складові, що діють в точках B і C

$$N_1 = N_2 = N, \quad (5)$$

то, підставляючи (4) у систему рівнянь (1), після деяких перетворень одержуємо вираз для реактивного зусилля в підтримуючому канаті:

$$T_2 = \frac{G \cdot c}{(c + k) \cos \xi} - \frac{N(h_2 - h_1)}{(c + k) \cos \xi}. \quad (6)$$

Величина стискаючих навантажень, що діють на кузов, в остаточному вигляді може бути визначена за формулою

$$N = \frac{G \cdot c \cdot \operatorname{tg} \xi}{(c + k) + (h_2 - h_1) \operatorname{tg} \xi}. \quad (7)$$

Величину плеча h_3 , що характеризує відстань від розвантажувальної траверси до точки перетину напрямків дії сил, які сходяться у точці A , після громіздких математичних перетворень і вирішення отриманого при цьому квадратного рівняння знаходимо за формулою

$$h_3 = \frac{b \cdot (h_1 + h_2) - kh_2 - ch_1}{2(k + c - b)} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{4bh_1h_2 \cdot (k + c + b)}{(bh_1 + bh_2 - kh_2 - ch_1)^2}} \right]. \quad (8)$$

Величину вертикальних реакцій R_1 і R_2 встановлюємо за формулами

$$R_1 = \frac{N}{\operatorname{tg} \zeta}; \quad (9)$$

$$R_2 = \frac{N}{\operatorname{tg} \xi}. \quad (10)$$

При дослідженні характеру навантаження кузова ПВ завдання зводиться до відшукування невігідного кута повороту кузова, коли навантаження, що сприймаються ним, є максимальними. Внутрішні зусилля, що виникають у конструкції кузова, визначаємо за отриманими формулами для положень обертання кузова до невігідного кута повороту:

$$M_{\max}^1 = R_1 \cdot \sin \alpha + H_b \cdot h \cdot \cos \alpha; \quad (11)$$

$$N_1 = R_1 \cdot \cos \alpha - H_b \cdot \sin \alpha; \quad (12)$$

$$N_2 = R_2 \cdot \sin \alpha - H_b \cdot \cos \alpha; \quad (13)$$

$$N_3 = N_2 - G \cdot \sin \alpha, \quad (14)$$

де H_b – поздовжня складова для сили T_1 , дорівнює $T_1 \cdot \cos \zeta$.

Невігідний кут повороту α характеризується дією вектора G на вузлі з'єднання балок рами з відповідними стійками кузова. Нами розглянуте навантаження ПВ з умови монолітності вантажу, коли при повороті кузова на певний кут навантаження максимальні. Тоді вирази для внутрішніх зусиль в елементах конструкції кузова одержать інше фізичне міркування:

$$M_{\max}^1 = R_1 \cdot c + H_b \cdot (h \cdot \cos \alpha - \rho); \quad (15)$$

$$M_{\max}^2 = R_1 \cdot (c + d) + H_b \cdot h \cdot \cos \alpha - G \cdot d; \quad (16)$$

$$N_1 = R_1 \cdot \cos \alpha - H_b \cdot \sin \alpha; \quad (17)$$

$$N_2 = R_2 \cdot \sin \alpha - H_b \cdot \cos \alpha; \quad (18)$$

$$N_4 = N_1 - G \cdot \sin \lambda, \quad (19)$$

де ρ , c , d – величини необхідних розрахункових пліч; λ – кут між підлогою кузова і лінією дії вектора G .

Після необхідних перевірок результати розрахунків можуть бути подані у графічному вигляді (рис.2, 3).

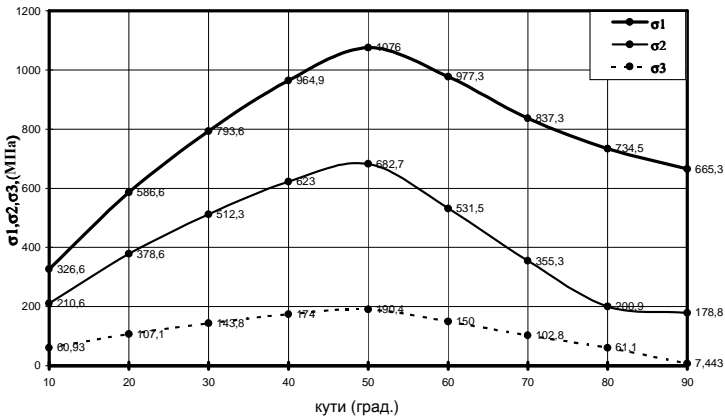


Рис.2 – Величини напружень стиску в елементах кузова ПВ при перекиданні

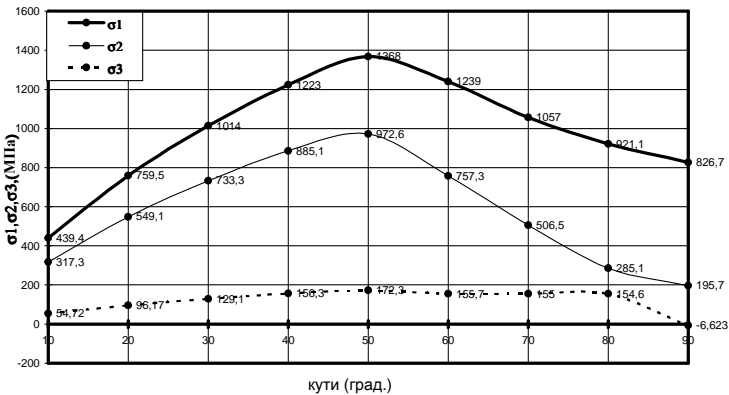


Рис.3 – Величини напружень розтягу в елементах кузова ПВ при перекиданні

З цих графіків видно, що нормальні напруження, які виникають у перетинах стійок бокової стінки (криві σ_1 і σ_2) без постановки привалочної плити, значно перевищують припустимі згідно з [4], а в рамі (σ_1) спостерігається задовільне виконання умов міцності.

1. Деклараційний патент на винахід № 28112А Україна В65G67/48 / Головки В.Ф., Венцель С.С., Деркач І.А. Візник Р.І. (Україна). Заявлено 01.06 2000 №1771-III.; опубл. 15.05.2001; Бюл. №4.

2.Головко В.Ф., Візник Р.І. Нові технічні системи розвантаження напіввагонів // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті – 2002. – №3. – С. 24-26.

3.Головко В.Ф., Дунай Л.М., Візник Р.І. Дослідження кінематики перекидання кузова піввагона при розвантаженні у підвищеному положенні // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. Вип. 50. – Харків УкрДАЗТ, 2002. – С. 60-65.

4.Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм. – М.: ВНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – С. 310.

Отримано 15.01.2003

УДК 628.94

Ф.П.ГОВОРОВ, д-р техн. наук, В.Ф.РОЙ, д-р физ.-матем. наук,
А.И.ТОКМАНЬ

Харьковская государственная академия городского хозяйства

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРИЗМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ СВЕТОВЫХ ПРИБОРОВ

Рассматриваются вопросы повышения эффективности использования электроэнергии в современных осветительных установках за счет совершенствования оптических систем световых приборов.

Проблема энергосбережения в осветительных установках (ОУ) во всех странах мира приобрела в последние годы большое значение. Перспективными направлениями снижения энергопотребления в ОУ являются существенное повышение качества освещения, улучшение светораспределения, яркости в поле зрения, повышение равномерности освещенности, выбор правильного направления распределения света, создание необходимого тенеобразования. Применяемые в настоящее время системы светораспределения часто не отвечают требованиям эффективного использования электроэнергии. Основным источником потерь световой энергии, генерируемой источником света (ИС), является нерациональная конструкция световых приборов (СП), обусловленная использованием светотехнических схем, основанных на принципах рассеяния светового потока источника. Это приводит к значительным потерям энергии излучения из-за поглощения его таким материалом, как глушенное стекло, поглощающее до 45% светового потока ИС. Массово выпускаемые светильники для помещений с нормальными условиями внешней среды и закрытым световым отверстием рассеивателя из-за осаждения пыли на внутренней поверхности дополнительно снижают световой поток, что еще больше уменьшает КПД таких СП. При этом не учитывается фактор снижения светового потока вследствие повышения температуры ИС.

Другой важной причиной низкой эффективности современных СП является использование некачественных светотехнических мате-