



МАТЕМАТИЧЕСКИ МОДЕЛ ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА МОДЕРНИЗАЦИЯ НА ПЪТНИЧЕСКИ ТАЛИГИ

Ваньо Ралев

rlev.vanio05@gmail.com

*Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”,
София, Ул. Гео Милев №158,
БЪЛГАРИЯ*

Ключови думи: *пътнически вагони, пътнически талиги, модернизация.*

Анотация: *Разработването на нови конструкции талиги и модернизацията на съществуващите се извършва главно на базата на математически модели и натурни експерименти. Математическото моделиране на вибрациите на подвижния състав, е основано на числено интегриране на диференциални уравнения на модела, въз основа на което е възможно да се получи пълна картина на динамичния процес за дадени параметри на вагона и определено смущение, причинено от неравномерност на железния път. Този подход позволява симулиране на конкретен случай на движение на вагона. В статията е разработен математически модел за определяне параметрите на модернизация на пътническа талига при различни параметри на връзките „букса-рама” и „надресорна греда-рама”, и с отчитане на реално съществуващи нелинейни връзки “кош-талига”. Моделът е реализиран за определяне параметрите на модернизация на пътнически талиги от парка на БДЖ „Пътнически превози” ЕООД.*

1. УВОД

При проектиране на нови конструкции талиги изчисленията обикновено са ориентировъчни по природа и техните резултати след това се усъвършенстват въз основа на статични, динамични и експлоатационни изпитвания.

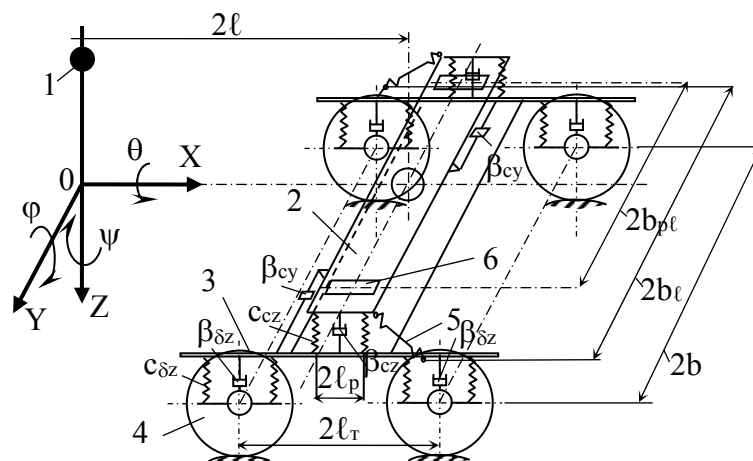
Математическите модели, използвани в изследванията, обикновено се разделят на статистически и детерминистични. Статистическите модели предполагат случайни смущения и случайни параметри. Тези случайни функции се избират в съответствие с дадените закони на разпределение. Математическият апарат на теорията на случайните функции позволява определянето на функциите на спектралната плътност на изходните динамични процеси от известни спектрални плътности на смущенията. Освен това преобразуванията на Лаплас и Фурие, използвани в този математически апарат, приемат линейността на диференциалните уравнения на модела. За изследване на нелинейните вибрации на вагони често се използват статистически или хармонични методи за линеаризация. Детерминистичните модели предполагат известни аналитични функции на външни смущения и известни стойности на параметрите или определени функции на тяхната промяна във времето. Използването на детерминистични или произволни модели не се изключва взаимно. Използването им е продиктувано от поставената задача. При изследване движение на железопътни возила, като вагони,

локомотиви, трамваи за екстремни случаи, например резонанс, преминаване на изолирани неравности, криви участъци от коловоза, стрелки и др., се използват детерминистични математически модели [1 - 7], въпреки че такива проблеми не изключват статистическа формулировка.

2. МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА РЕСОРНО ОКАЧВАНЕ НА ПЪТНИЧЕСКА ТАЛИГА

За осъществяване целта на изследването се разработва математичен модел относно избор параметрите на ресорното окачване (в това число преди всичко хоризонталните характеристики на връзката „букса-рама на талигата” и направляващите водачи - ленкери) за модернизиране на пътническа талига по динамично-ходови качества на пътническия вагон и в края на краищата – установяването на оптимални параметри.

Вагона се разглежда като система от 9 твърди тела: един кош две надресорни греди, две рами на талигите и четири колооси и фрикционна връзка между надресорна гредата и коша на вагона. Отчитат се вертикалните, хоризонтално-надлъжни и напречни премествания и въртящи се премествания на разглежданите 9 тела. В координатната система ос OX съвпада с направлението на движението, ос OY – напречно на пътя, ос OZ – вертикална и насочена надолу. (фиг.1).



1-кош; 2-надресорна гредата; 3-рама на талигата; 4 колоос; 5-ленкерна връзка; 6-фрикционна връзка.

Фиг. 1. Изчислителна схема на математичен модел.

Обобщените координати са:

- за коша: $x, y, z, \theta, \varphi, \psi$;
- за надресорна гредата: $x_{Tgm}, y_{Tgm}, z_{Tgm}, \theta_{Tgm}, \varphi_{Tgm}, \psi_{Tgm}$;
- за рамата на талигата: $x_{Trm}, y_{Trm}, z_{Trm}, \theta_{Trm}, \varphi_{Trm}, \psi_{Trm}$;
- за колоос: $x_i, y_i, z_i, \theta_i, \varphi_i, \psi_i$,

където: x, y, z – премествания по оси OX, OY и OZ ; θ, φ, ψ - въртеливи премествания относно оси OX, OY и OZ .

Индексите на координатите „i” означават:– номер на колооста във вагона ($i = 1, 4$).

За определяне силите в контактната точка „колело-релса” се използва хипотезата на Carter [8].

При определяне относителното плъзгане в контактната точка се отчита бандажен профил БДЖ2. Отчита се и гравитационната сила възникваща в резултат на наклона в контактната точка. При напречното преместване на колооста се изчерпва напречната хлабина (свободния разбег) на пътя и възниква трета контактна точка, което поражда нова сила на „изкривяване” на релсовата нишка, линейно обусловена от коравината на релсовия път.

Имайки в предвид спецификата на проблема в математическия модел са включени, в качеството на връзки на „талига - направляващи водачи” (ленкери) и странични плъзгалки със сухо триене. В случая, когато в процеса на трептене предаваните надлъжни сили от ленкерите имат сравнително ниски стойности (по-малки от редуцираните към оста на ленкерите фрикционни сили), влиянието на ленкерите се свежда към възникване на добавъчни хоризонтални деформации на буксовите пружини и към възникване на допълнителни надлъжни деформации между надресорните греди на талигата и коша на вагона, т.е. фрикционния гасител е „затворен”.

Влиянието на направляващите водачи може просто да се изрази в предаване на добавъчни кинематични смущения (импулси) на рамата на талигата, както следва:

- от колебания „подскачане” и „галопиране” на коша и „подскачане” на талигата – импулси на въртеливи колебания на рамата на талигата около вертикалната ос Oz;
- от колебания „напречно люлеене” на коша и „галопиране” на талигата – импулси на надлъжни колебания на рамата на талигата.

В общия случай зависимостите, които се извеждат за деформациите в буксовата (БРС) и централната ресорни степени (ЦРС) координатите $\psi_{Трm}$ и $x_{Трm}$ може да се разглеждат като съставени от 2 компоненти: основен компонент ($\psi_{Тром}$ и $x_{Тром}$) и компонент на направляващите връзки ($\psi_{Тр\ell m}$ и $x_{Тр\ell m}$).

Компонентите на деформация, причинени от влиянието на направляващите връзки се определят по формули, изведени в [6], имащи вида:

$$(1) \psi_{Тр\ell m} = -A_{z1} \cdot [Z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Тр\ell m}] + A_{z2} \cdot [Z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Трm}]^2$$

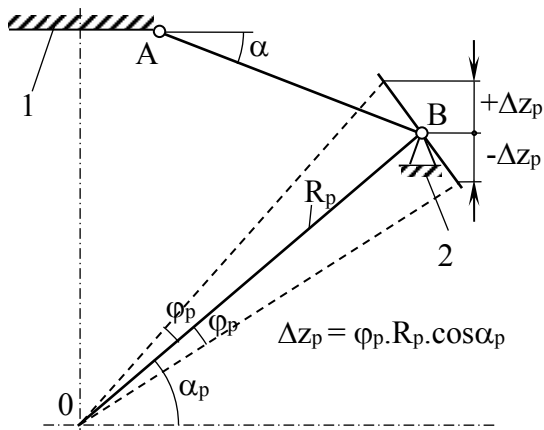
$$(2) x_{Тр\ell m} = A_{\theta} \cdot \theta - \theta_{Трm} + A_{\varphi} \cdot \varphi_{Трm}$$

където: A_{z1} , A_{z2} , A_{θ} и A_{φ} - коефициенти с константна стойност за дадената конструкция при дадени условия на движение;

$$(3) \quad A_{z1} = \alpha \cdot \lambda_{p\psi x} / b_{\ell}; \quad A_{z2} = \lambda_{p\psi x} / (2b_{\ell} \cdot R); \quad A_{\theta} = \alpha \cdot b_{\ell} \cdot \lambda_{p\psi x} \quad \text{и}$$

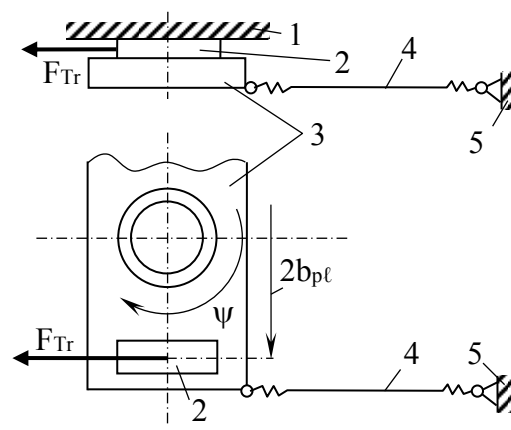
$$A_{\varphi} = \lambda_{p\psi x} \cdot R_p \cdot \cos \alpha_p \cdot (\alpha + \operatorname{tg} \alpha_p)$$

където: α – ъгъл на наклона на ленкерите по отношение на хоризонталната равнина на рамата при статично състояние (фиг. 2); $\lambda_{p\psi x}$ – относителен дял на надлъжно преместване на рамата на талигата в местата на шарнирите на ленкерите, респективно хоризонтални надлъжни деформации на пружините, редуцирани в шарнирите на ленкера; R – дължина на щангата на ленкера при недеформирани шарнири; R_p – разстояние между оста на въртене (т.О) на рамата на талигата и центъра на шарнира (т.В) на водещия елемент, монтиран на рамата на талигата; α_p – ъгъл между хоризонталната равнина и правата, определена от центъра на завъртане на рамата на талигата и шарнирите на водещия елемент монтиран на рамата на талигата; $2b_{\ell}$ – напречно разстояние между осите на щангата на водещия елемент от една талига; 2ℓ – база на вагона; Z , $Z_{Трm}$ – координати на колебанията „подскачане” (вертикални премествания), съответно на коша и рамата на талигата с индекс „m” (m_1 , m_2); θ , $\theta_{Трm}$ – координати на колебанията „напречно люлеене” (завъртане около надлъжната ос), съответно на коша и рамата на талигата с индекс „m”; φ , $\varphi_{Трm}$ – координати на колебанията „галопиране”, съответно на коша и рамата на талигата с индекс „m”.



1- надресорна греда; 2 – рама на талигата.

Фиг. 2. Схема на връзката „ленкер с надресорна греда - рама на талигата”.



1- кош; 2 плъзгалки; 3 – надресорна греда; 4 – водещо устройство (ленкер); 5 – рама на талигата.

Фиг. 3. Схема на фрикционната връзка „кош-плъзгалка-надресорна греда” и наличие на ленкер.

В модела се отчитат само надлъжните деформации на ленкерите шарнири и се пренебрегват техните ъглови деформации. Надлъжните деформации на ленкерите шарнири, съгласно [9] се определят по следния израз:

$$(4) \Delta \ell_{m\ell x} = (-1)^{\ell+1} \cdot (X_{Tgm} - X_{Tgom}) - (-1)^{\ell+1} \cdot X_{Tpm} - b_{\ell} \cdot (\psi_{Tgm} - \psi_{Tgom}) + \psi_{Tpm}$$

където индекса „ ℓ ” определя ленкерното устройство на талигата с индекс „ m ”.

Във връзка с изложеното, отчитайки влиянието на надлъжно водещите устройства ще се променят всички уравнения, свързани с въртеливите колебания на талиговата рама около вертикалната ос Z и нейните постъпателни колебания по направление на ос X . В частност на първо място се променят уравненията на деформация на водещите връзки по направление на надлъжната ос X - $\Delta \ell_{m\ell x}$, и деформации на БРС по направление на напречната ос Y - Δb_{ijy} и надлъжната ос X - Δb_{ijx} и деформации на ЦРС по направление на надлъжната ос X - Δc_{mkx} . Деформационните уравнения по направление на вертикалната ос Z в БРС и ЦРС съответно - Δb_{ijz} и Δc_{mkz} , остават без изменение по отношение към общоизвестни зависимости [4, 10]. Деформацията на ЦРС по направление на напречната ос Y - Δc_{mky} се определя по зависимостите:

$$(5) \Delta c_{mky} = Y_{Tgm} + (-1)^{k+1} \cdot \ell_p \cdot (\psi_{Tgm} - \psi_{Tpm}) - Y_{Tpm}$$

където: $2\ell_p$ – разстояние в надлъжна направление (по ос X) между пружинните комплекти на ЦРС на талигата; k – индекс на номера на комплекта пружини от ЦРС на талигата ($k = 1 \div 4$, при което $k = 1$ и 2 за десния комплект, а $k = 3$ и 4 за левия комплект по направление на движението на талигата).

Тези уравнения могат да останат без изменение по отношение на общоизвестните зависимости ако се пренебрегне вторият член на уравнение (5), защото:

- хоризонталната коравина на пружинните комплекти от ЦРС имат по ниски стойности от коравината на БРС и шарнирите на надлъжните водачи;
- разстоянието между пружинните комплекти $2\ell_p$ е по-малко от базата на талигата $2\ell_t$ и напречното разстояние между надлъжните водачи $2b_{\ell}$ (както е известно тези величини оказват влияние върху съпротивителния момент на еластична деформация).

Деформационните уравнения, които се явяват изходни за съставянето на диференциални уравнения на системата, се получават във вида:

- за БРС, по направление на вертикалната ос Z :

$$(6) \Delta \delta_{ijz} = Z_{Tpm} + (-1)^{i+1} \cdot \ell_T \cdot \varphi_{Tpm} + (-1)^{j+1} \cdot b \cdot \theta_{Tpm} - \eta_i$$

- за БРС, по направление на напречната ос Y:

$$(7) \Delta \delta_{ijy} = Y_{Tpm} - Y_i + (-1)^{i+1} \cdot \ell_T \cdot \psi_{Tpom} - \ell_T \cdot A_{z1} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}] +$$

$$+ \ell_T \cdot A_{z2} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}]^2$$

- за БРС, по направление на надлъжната ос X:

$$(8) \Delta \delta_{ijx} = (-1)^{j+1} \cdot b \cdot \psi_i - (-1)^{j+1} \cdot \psi_{Tpom} + X_{Tpom} - X_i + (-1)^{j+1} \cdot b \cdot A_{z1} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}] -$$

$$- (-1)^{j+1} \cdot b \cdot A_{z2} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}]^2 + A_\theta \cdot (\theta - \theta_{Tpm}) + A_\varphi \cdot \varphi_{Tpm}$$

- за ЦРС, по направление на вертикалната ос Z:

$$(9) \Delta c_{mkz} = Z - Z_{Tpm} + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi + (-1)^{k+1} \cdot b \cdot (\theta - \theta_{Tpm})$$

- за ЦРС, по направление на напречната ос Y:

$$(10) \Delta c_{mky} = Y_{Tgm} - Y_{Tpm}$$

- за ЦРС, по направление на надлъжната ос X:

$$(11) \Delta c_{mkx} = X_{Tgm} - X_{Tpm} - (-1)^{k+1} \cdot b \cdot (\psi_{Tgm} - \psi_{Tpom}) - (-1)^{k+1} \cdot b \cdot A_{z1} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}] +$$

$$+ (-1)^{k+1} \cdot b \cdot A_{z2} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}]^2 - A_\theta \cdot (\theta - \theta_{Tpm}) - A_\varphi \cdot \varphi_{Tpm}$$

- за шарнирите на водещото устройство, по направление на надлъжната ос X:

$$(12) \Delta \ell_{m\ell x} = (-1)^{\ell+1} \cdot (X_{Tgm} - X_{Tpm}) - b_\ell \cdot (\psi_{Tgm} - \psi_{Tpom}) - b_\ell \cdot A_{z1} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}] +$$

$$+ b_\ell \cdot A_{z2} \cdot [z + (-1)^{m+1} \cdot \ell \cdot \varphi - Z_{Tpm}]^2 - (-1)^{\ell+1} \cdot A_\theta \cdot (\theta - \theta_{Tpm}) - (-1)^{\ell+1} \cdot A_\varphi \cdot \varphi_{Tpm}$$

където: x, y, z, θ , φ , ψ - координати на трансляционните и въртеливи колебания на коша на вагона; x_i , y_i , ... - също за колооси с номера i (i = 1 ÷ 4); $x_{T,m}$, u_{Tpm} , ... - също за талиговата рама с номер m (m = 1, 2); x_{Tgm} , u_{Tgm} , - също за надресорната греда на талигата с номер m (m = 1, 2).

Получените уравнения (7), (8), (11) и (12) за разглежданите деформации при колебанията значително се променят и усложняват от влиянието на водещото устройство. Ако не се отчита това влияние те ще съдържат само първите членове – тези които не съдържат коефициентите A_{z1} , A_{z2} , A_θ и A_φ .

Връзката „кош-талига” в модела се разглежда като връзка между коша и рамата на талигата (фиг.3). Всъщност съществуват последователно включени две връзки: фрикционна връзка „кош-надресорната греда” и еластична връзка „надресорна греда-талигова рама”.

Фрикционната връзка между коша и надресорната греда на талигата, която се осъществява в дадения случай от плъзгалки, възприемащи цялото вертикално натоварване от коша и предаващи го на талигата е с аналитично уравнение на характеристика:

$$(13) M_\phi = 2b_{p\ell} \cdot \mu \cdot m_k \cdot g \cdot \text{sign}(\dot{\psi}_{Tg} - \dot{\psi}) / 4$$

където: M_ϕ – триещ момент (фрикционен момент) в плъзгалките, възникващ между коша и надресорната греда; $2b_{p\ell}$ – разстояние между плъзгалките от една талига; m_k – маса на коша; g – земно ускорение; μ – коефициент на триене между триците се повърхности; $\dot{\Psi}$, $\dot{\Psi}_{Tg}$ - първата производна на ъгловите координати, характеризираща лъкатушенето на коша и надресорната греда на талигата.

Еластичната връзка между надресорната греда и талиговата рама, осъществена с помощта на надлъжни водачи (по-точно с металогумени шарнари), има характеристика, при което аналитичния израз при $M_\phi < M_c$ може да се представи във вида:

$$(14) M_c = k_\ell \cdot (\varphi_{Tp} - \varphi_{Tg})$$

където: M_c – съпротивителен момент на хоризонтално завъртане на талиговата рама спрямо надресорната греда; k_t – коефициент на пропорционалност (ъглова коравина) на връзката на водещото устройство между надресорната греда и талиговата рама.

Въз основа на горните зависимости се съставят диференциални уравнения, които характеризират динамиката на системата, състояща се от 9 твърди тела при движение в прав участък от пътя и в криви, използвайки уравнението на Лагранж от втори род [8].

Кинетичната енергия на системата е определена от сумата на кинетичните енергии на разглежданите твърди тела. Потенциалната енергия на системата е определена като сума от енергиите на еластичните елементи на вагона и пътя. Функцията на разсейване също се определя като сума от функциите на разсейване на вагона и пътя. Обобщените сили се определят като коефициенти пред вариациите на обобщените координати в израза на виртуалната работа на тангенциалните сили по време на взаимодействието между вагона и пътя.

За решение на получената система диференциални уравнения се използва числения метод Рунге-Кута от четвърти ред. Достоверността на метода се проверява с решаване на системата с помощта на числени методи на Адамс-Башфорд и Рунге-Кута от втори ред [2, 11]. Избирайки стъпка на интегриране 0,001 s, тези числени методи показват пълно съвпадение.

3. ПРИЛОЖЕНИЕ НА МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА МОДЕРНИЗАЦИЯ НА РЕСОРНО ОКАЧВАНЕ ОТ ПЪТНИЧЕСКА ТАЛИГА

С помощта на описания модел в т.2 се провежда числов експеримент за изследване взаимодействието между вагона и пътя за пътнически вагон с унифициран кош тип Y (A88) и талиги тип Görlitz Va-DVJ. Варират се коравините на буксовите връзки с рамата на талигата в хоризонтална равнина, коравините на шарнирните връзки на водещото устройство между надресорната греда и талиговата рама и коефициентите на демпфериране в БРС и ЦРС, както и разположението на демпферите. Изследванията са проведени в интервал на изменение на скоростта на движение $10 \div 70$ m/s.

Изследват се два варианта на талигата: Вариант 1 – оригинална конструкция на талигата и Вариант 2 – модернизирана конструкция със следните коефициенти на еластичност на буксовите връзки с рамата на талигата (коравина на един пружинен комплект от БРС) - Вар. 1 - $k_{1x} = k_{1y} = 7 \cdot 10^6$ N/m и Вар.2 - $k_{1x} = k_{1y} = 1,12 \cdot 10^6$ N/m, като коефициентите на еластичност на един пружинен комплект от ЦРО на талигата и за двата варианта са: $k_x = 5 \cdot 10^5$ N/m и $k_z = 1,85 \cdot 10^5$ N/m.

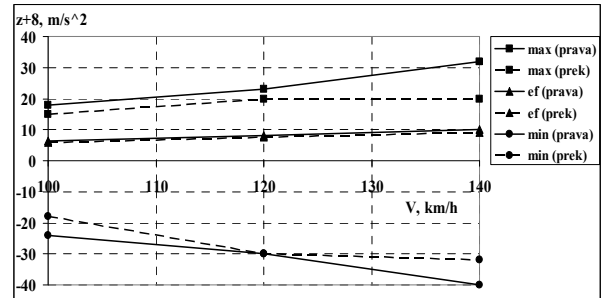
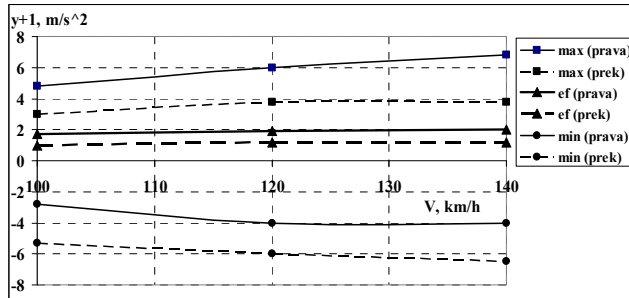
В резултат на горепосочените изследвания е установено, че зоната на нестабилно движение е когато коравината на буксовото ресорно окачване в хоризонталната равнина е над 3,5 MN/m, а оптимална е стойността 1,12 MN/m, което се потвърждава от експлоатационни изпитания [12]. Конструктивното решение за Вар.2 е реализирано на вагон № 51 52 2563 023-2 във ВРЦ Пловдив на 23.01.2002 г., като радиалната хлабина е постигната с демонтаж на метална втулка, монтирана в крилата на буксите и триеща в шпинтона.

Установено е че зоната на устойчиво движение при разделно гасене на колебанията в хоризонтална и вертикална равнина за ЦРС се характеризира с коефициенти на съпротивление $\beta_{cy} = \beta_{cz} = 20 \div 40$ kN.s/m и за БРС $\beta_{bz} = 6 \div 20$ kN.s/m. При предварителни изследвания е установено, че оптималната стойност на коефициента на съпротивление при погасяване във вертикална равнина за БРС съставлява $10 \div 20$ kN.s/m, но резултатите от настоящите изследвания потвърждават че оптималната стойност се намират на долната граница (~ 10 kN.s/m).

В съответствие с провеждани определни експериментални изследвания на пътнически вагон с талиги Görlitz Va-DVJ (вагон № 51 52 2563 023-2 във ВРЦ Пловдив на 23.01.2002 г.), получените резултати на основата на настоящите теоретични изследвания се потвърждават.

На фигури 4 - 6 са представени някои резултати от динамично-ходови изпитания на пътнически вагон с различни варианти на буксов възел, както следва:

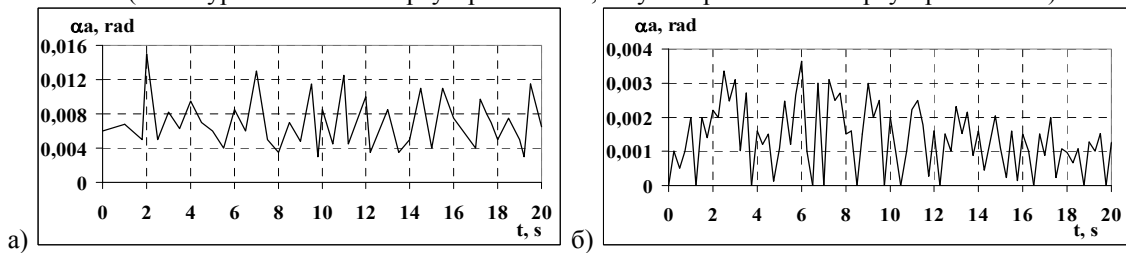
- хоризонтално-напречно ускорения на талиговата рама над задна букса (фиг. 4);
- вертикални ускорения на талиговата рама над предна букса (фиг. 5);
- запис на ъгъл на атака между атакуващо колело и релсата в крива с радиус 300 m (фиг.6а, б).



Фиг. 4. Хоризонтално-напречно ускорение на букса \ddot{y}_1^+ .

Фиг. 5. Вертикално ускорение на букса \ddot{z}_8^+ .

(с контурни линии – непреустроен вагон, с пунктирни линии – преустроен вагон).



а)

б)

а - непреустроен вагон;

б – преустроен вагон

Фиг. 6. Ъгъл на атака α_a на първа колоос, регистриран при движението със скорост 80 km/h в дясна крива с радиус 300 m.

Тези резултати в сравнителен аспект показват безспорното преимущество на модернизирани талиги Görlitz Va-DVJ с намалена хоризонтална коравина на буксовата връзка (Var.2) в сравнение с първоначалното им изпълнение (Var.1), изразени в:

- чувствително намаление на ускоренията на талиговата рама (преимуществено на ускоренията в хоризонтално-напречно направление), достигащи средно до 40-50%;
- многократно намаляване ъгъла на атака на атакуващата колоос, например за крива с радиус 300 m- намаление от 7-8 пъти;

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статията е представен математичен модел за изследване параметрите на ресорното окачване (в това число преди всичко хоризонталните характеристики на връзката „букса-рама на талигата“ и направляващите водачи - ленкери) за модернизирани на пътническа талига с резултати сравнени при динамично-ходови изпитвания. Отчитат се вертикални, хоризонтално-надлъжни, напречни и въртящи премествания на разглеждани 9 тела. Предлага се възможност за модернизация на пътническа талига тип Görlitz Va-DVJ от парка на БДЖ „Пътнически превози“ ЕООД.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Караджов Т., Димитров Ж., Вагони, Техника, София, 1988
- [2] Гарг В. К., Р. В. Дуккипати, Динамика подвижного состава. М., Транспорт, 1988
- [3] Ахмаджова Д., Михайлов Е., „Модел за квазистатично вписване на трамвайна талига в крив участък от пътя”, XXII МНК „Транспорт 2015”, ВТУ „Т. Каблешков”, Боровец, 2015, МТС АЈ, ISSN 1312- 3823, ISSN 2367-6620, том 13, брой 2, 2015, № 1137.
- [4] Mihaylov E, Atmadzhova D., Iontchev E., „Investigation of the interaction between tram wheels and the road when passing through a crossing at a right angle”, XVIII Scientific - Expert Conference RAILCON'18, Ниш, Сърбия, 2018, ISBN 978-86-6055-105-6, pp. 33-36
- [5] Росен Милетиев, Емил Йончев, Емил Михайлов, Румен Йорданов, „Измерване на собствената честота на рамата на трамвайна талига посредством четири сензорна инерциална система”, 24-ти Национален научен симпозиум „Metrology and metrology assurance 2014”, ТУ-София, Созопол, 2014 г. , ТУ-София, 2014г.
- [6] Емил М. Михайлов, Добринка Ахмаджова, „Предложение за изменение в конструкцията на централната ресорна степен при трамвайни талиги Т 81”, XXI МНК „Транспорт 2013”, ВТУ „Т. Каблешков”, Варна, 2013 г. МТС АЈ, ISSN 1312-3823, issue 3, 2013, article № 0887, ВТУ "Тодор Каблешков", 2013г.
- [7] Емил М. Михайлов, „Анализ на последствията от промяната в конструкцията на централната ресорна степен при трамвайни талиги Т 81”, XXI МНК „Транспорт 2013”, ВТУ „Т. Каблешков”, Варна, 2013 г. МТС АЈ, ISSN 1312-3823, issue 3, 2013, article № 0885, ВТУ „Т. Каблешков”, 2013г.
- [8] Wickens, A. H. “The dynamics of railway vehicles—from Stephenson to Carter,” IMechE Proc. (Part F), vol. 212, 1998
- [9] Ахмаджова Д., Основни предпоставки за отчитане динамичното влияние на надлъжните връзки в пътническите талиги., VIII-ма НТК на ВВТУ “Т.Каблешков”, София, 1995
- [10] Ахмаджова Д., Метод за определяне на характеристиките на буксовите връзки с рамата на талига за пътнически вагони, Дис., С., 2001
- [11] Вершинский, С. В. В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов Вершинский, Динамика вагона, Транспорт, 1991. – 360 с.
- [12] Коларов К., “Определяне деформационно-силовите и якостни характеристики на ресорното окачване на талигата DVJ – Görlitz 5a“, Пловдив, 2003

MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING POSSIBILITIES FOR MODERNIZATION OF PASSENGER BOGIES

Vanyo Ralev

ralev.vanio05@gmail.com

*Todor Kableshkov University of Transport,
158 Geo Milev str., Sofia
BULGARIA*

Key words: *passenger wagons, passenger bogies, modernization.*

Abstract: *The development of new bogie designs and the modernization of existing ones is carried out mainly on the basis of mathematical models and natural experiments. Mathematical modeling of rolling stock vibrations is based on numerical integration of differential equations of the model, on the basis of which it is possible to obtain a complete picture of the dynamic process for given parameters of the wagon and a certain disturbance caused by unevenness of the railway track. This approach allows simulating a specific case of carriage movement. In the article, a mathematical model has been developed for determining the parameters of modernization of a passenger bogie with different parameters of the connections "axle box - frame" and "bolster - frame", and with consideration of real existing non-linear connections "car body - bogie". The model was implemented to determine the parameters of modernization of passenger bogies from the fleet of BDZ "Passenger Transport" EOOD.*