

В.Г. ВЕРБИЦКИЙ, д-р физ-мат наук, профессор, КУЕТТ (Украина)
В.А. ДЕМЧЕНКО, ст. преподаватель, КУЕТТ (Украина)

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ НА ХАРАКТЕР АВТОКОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

У роботі представлено обґрунтування спрощеного аналізу поперечних автоколивань, які виникають при перевищенні локомотивом критичної швидкості руху. Характеристика автоколивань одержано через аналіз підсистеми, яка відповідає одній колісній парі.

В работе представлено обоснование упрощенного анализа поперечных автоколебаний, возникающих при превышении локомотивом критической скорости движения. Характеристики автоколебаний получены на основе анализа подсистемы, соответствующей одной колесной паре.

The conditions of dangerous-safe loss of stability defined only by geometry of wheel profile. At certain geometry of wheel self-oscillations exist at supercritical speeds more; the stable limit cycle in this case limits growth of perturbations that corresponds to safe loss of stability. At infringement of some relationship of parameters of the wheel profile the unstable limiting cycle limits area of stability of rectilinear motion already at speeds less critical, narrowing an interval of operational speed; at speeds more critical growth of perturbations will be unlimited - a case of dangerous loss of stability.

Модельный подход к анализу устойчивости рельсовых экипажей

Причина потери устойчивости рельсовых экипажей «таится» в пятне контакта колеса с рельсом, а точнее, в соотношении сил, возникающих в пятне контакта при качении колеса. Однако даже для достаточно простых расчетных схем рельсового экипажа общая картина влияния характерных параметров системы на ее динамические качества нам неизвестна, так как условия устойчивости невозмущенного движения в общем виде чрезвычайно громоздки и непригодны для качественного анализа.

В данной работе предлагается модельный подход, который заключается в переносе результатов анализа устойчивости прямолинейного движения колесной пары (при некоторых конструктивных ограничениях) на модель тележки пассажирского вагона.

Смысл рабочей гипотезы заключается в том, что при принятых предположениях (надлежащий выбор характеристик упругого подвеса колесных пар обеспечивает совпадение парциальных частот в подсистемах, отвечающих фазовым координатам u_i , ψ_i – боковому отнесу и углу рысканья) суммарные жесткости, передаваемые колесной паре со стороны тележки в продольном и поперечном направлениях, совпадают между собой, но заранее не известны. Предположим, что критическая скорость прямолинейного движения тележки известна, например, получена на основе численных мето-

дов [4] для некоторого набора параметров системы. Тогда из формулы, определяющей критическую скорость продольного движения одиночной колесной пары, может быть определен «гипотетический» параметр («интегральная» жесткость, создаваемая всей конструкцией тележки).

Замечание. Зависимость между критической

$$\tau = K^* \frac{2k_y}{m_1} = K^* \frac{2k_x b^2}{j_1}$$

скоростью локомотива и эффективной коничностью поверхности катания колеса может приближенно задаваться соотношением

$$(Vkr_1 / Vkr_2)^2 = krl_2 / krl_1.$$

Сошлемся на результат экспериментальных исследований, приведенный в монографии [2]. Из экспериментально полученной зависимости критической скорости движения четырехосного локомотива как функции эффективной коничности поверхности катания колеса следует, что эффективной коничности $kr_1=0,1$ соответствует критическая скорость $Vkr_1=138$ км/ч, тогда коничности $kr_2=0,05$ из соотношения (*) должна соответствовать критическая скорость $Vkr_2=195,2$ км/ч (на экспериментальной кривой 195 км/ч) рис.1.

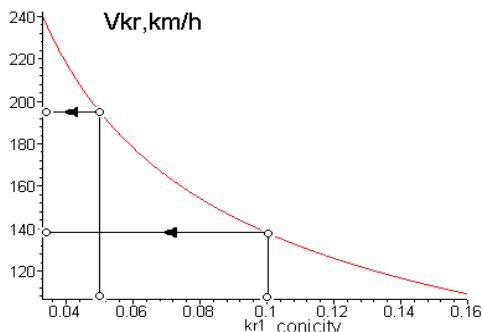


Рис.1.

Предлагаемый модельный подход реализовывался для случая плоской модели тележки пассажирского вагона (рис.2).

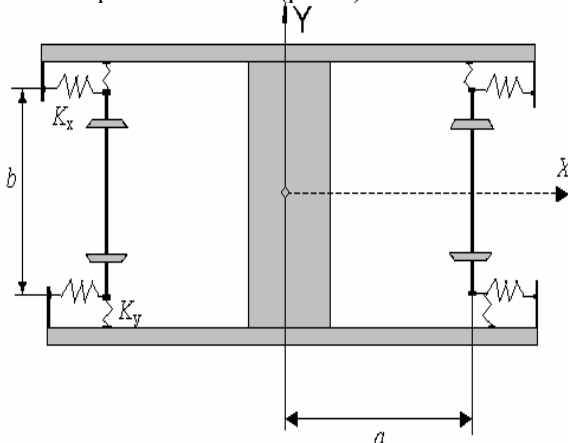


Рис. 2. Определение критической скорости модели тележки – на основе численного анализа максимальной действительной части собственных значений системы линейного приближения. Матрица коэффициентов линеаризованной системы возмущенного движения тележки получена при некоторых конструктивных ограничениях: выбор параметров первичного подвешивания обеспечивает совпадение парциальных частот в подсистемах, отвечающих колесной паре

$$\left\{ K_x = \frac{\tau J_1 - 2 f_{12} + 2 d P_1 k r_1}{2 b^2}, K_y = \frac{\tau m_1}{2} - 2 P_1 k r_2 \right\}$$

Для ниже приведенного набора численных значений параметров тележки:

$$\begin{aligned} &\tau=3820 \text{ с}^{-2}, d=0.756 \text{ м}, a=1.042 \text{ м}, b=0.586 \text{ м}, \\ &I=0, m_1=1.19E3 \text{ кг}, J_1=0.408E3 \text{ кгм}^2, \\ &M=3072 \text{ кг}, J=1622 \text{ кгм}^2, r_0=0.356 \text{ м}, k r_1=.14, \\ &f_{33}=8.6605E6 \text{ Н}, f_{12}=1.5334E4 \text{ Нм}, \\ &f_{11}=7.5848E6 \text{ Н}, f_{22}=61.56 \text{ Нм}^2, \\ &P_1=(32.82/8+3.072/4+1.19/2)E4 \text{ Н} \end{aligned}$$

имеем матрицу линейного приближения AA, коэффициенты которой являются функциями скорости продольного движения V.

График зависимости максимальной действительной части собственных значений матри-

цы AA при $V=V_{kr}$ имеет одну пару чисто мнимых собственных значений, действительные части остальных собственных значений отрицательны (рис. 3).

На основе критерия Рауса-Гурвица может быть получена неявная функция, определяющая границу области устойчивости в плоскости двух произвольных параметров тележки.

Оптимизация параметров первичного упругого подвеса тележки с целью увеличения критической скорости прямолинейного движения тележки (параметр оптимизации – приведенная жесткость τ) V_{kr} , м/с .

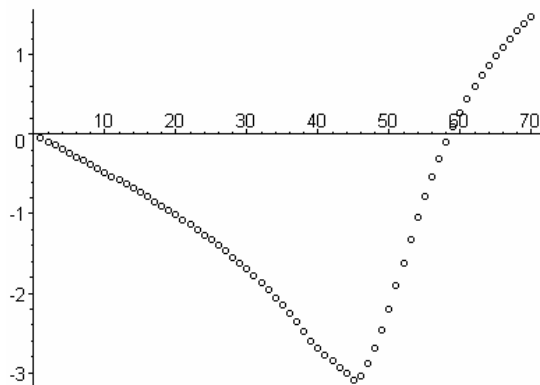
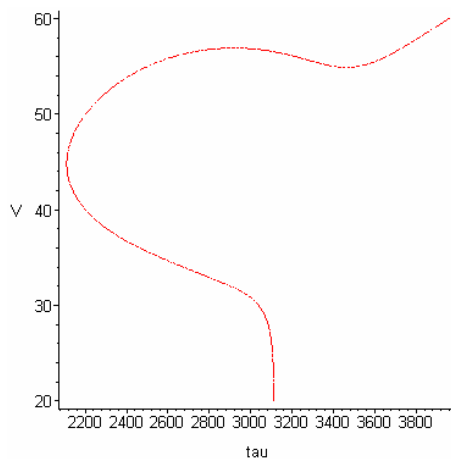


Рис. 3. Max (Reλ_i)

На рис. 4 представлены фрагменты границы области устойчивости невозмущенного движения в плоскости двух параметров: приведенной жесткости τ ; критической скорости движения V_{kr} представлены на рис. 4, а, б. Значению $\tau=3820 \text{ с}^{-2}$ соответствует критическая скорость $V_{kr} \approx 59 \text{ м/с}$ (рис. 4, а); максимальная критическая скорость тележки (140,5 м/с) достигается при значении приведенной жесткости $\tau \approx 55000 \text{ с}^{-2}$ (рис. 4, б).

а)



б)

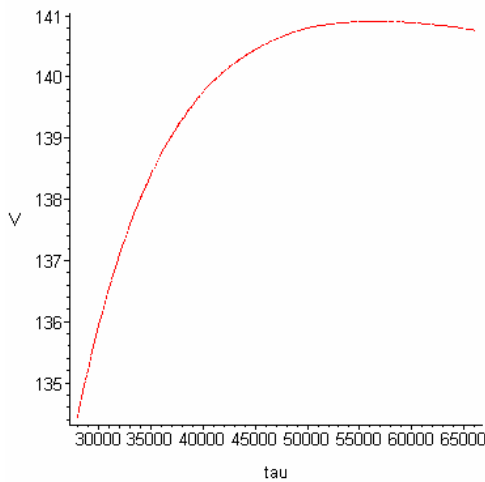


Рис. 4.

Далее рассмотрим задачу о влиянии геометрии профиля колесной пары на поперечные автоколебания при движении по прямолинейному участку пути.

Если условия потери устойчивости прямолинейного движения локомотива могут быть определены на основе анализа подсистемы, «физически» порождающей неустойчивость всей модели, то естественно предположить, что и характеристики автоколебаний в этом случае могут быть получены на основе анализа подсистемы, соответствующей одной колесной паре. Зная профиль колеса в окрестности невозмущенного положения точки контакта с рельсом и обобщенную характеристику упругого подвеса, на основе модельного подхода можно предсказать особенности динамического поведения тележки – определить характер потери устойчивости прямолинейного движения (опасный-безопасный) и оценить амплитуды возникающих автоколебаний бокового отбоя τ , c^{-2} .

При использовании модели крива по Картеру или по Колкеру соответствующая последовательность шагов не изменяется:

- 1) численное определение критической скорости модели тележки;
- 2) определение приведенной (обобщенной) жесткости, передаваемой колесной паре со стороны тележки в продольном и поперечном направлениях, из соотношения

$$Vkr = \sqrt{\frac{\tau dr_0}{k_{r1}}};$$

- 3) определение условий опасной-безопасной потери устойчивости и амплитуды автоколебаний на основе приближенного метода [1].

Заметим, что при описании крива по Колкеру приближенный метод определения амплитуд

автоколебаний приводит к абсолютно «непрозрачному» с точки зрения качественного анализа соотношению. В случае описания крива по Картеру приходим к «информативному» выражению, определяющему квадрат амплитуды автоколебаний бокового отбоя колесной пары в зависимости от конструктивных параметров тележки

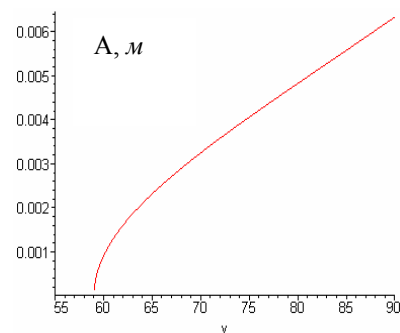
$$A = \frac{kr1 \left(v^2 - \frac{\tau dr_0}{kr1} \right)}{kr3 \left(8 \frac{d^3 P1kr4r0}{kr3(J1 + d^2 m1)} - v^2 \right)}.$$

Причем, условие безопасной потери устойчивости обеспечивается неравенством

$$\frac{\tau}{kr1} > \frac{8d^2 P1kr4}{kr3(J1 + d^2 m1)}.$$

Ниже представлены результаты численно-аналитического анализа автоколебаний бокового отбоя колесной пары модели тележки пассажирского вагона в случае описания линейной теории крива по Картеру; критическая скорость прямолинейного движения составляла $V_{kp} = 59$ м/с. На рис. 5, а представлен случай безопасной потери устойчивости (устойчивые автоколебания возникают при закритической скорости);

а)



б)

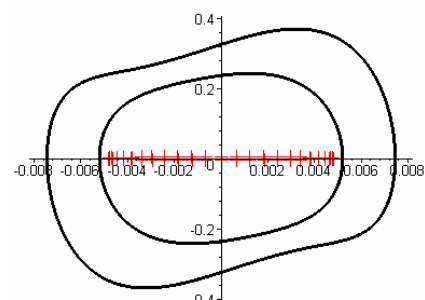


Рис. 5.

при модельном подходе амплитуда колебаний составляет $A=0,0048$ м (скорости $V=80$ м/с); на рис. 5, б – результаты численного моделирования подсистемы, отвечающей колесной паре ($A=0.052$ м) и полной модели тележки ($A=0.078$ м)

Случай опасной потери устойчивости: на рис. 6, а представлен фрагмент диаграммы неустойчивых автоколебаний (ограничивают область притяжения прямолинейного движения при докритических скоростях); на рис. 6, б – полная диаграмма автоколебаний, амплитуда при скорости $V=80$ м/с составляет $A=0.082$ м; на рис. 6, в-г – сравнение результатов, полученных при модельном подходе, с результатами численного моделирования подсистемы, отвечающей колесной паре ($A=0.098$ м), и полной модели тележки (в модели тележки возникают многочастотные режимы).

При изменении параметра скорости в более широком диапазоне (при достаточно большой закритической скорости) наблюдаются существенные различия динамического поведения подсистемы (ей отвечает колесная пара) и всей системы (модели тележки). Для модели тележки реализуются бифуркации удвоения периода, которые приводят к хаотизации детерминированной системы [3], что не наблюдается в модели одиночной колесной пары.

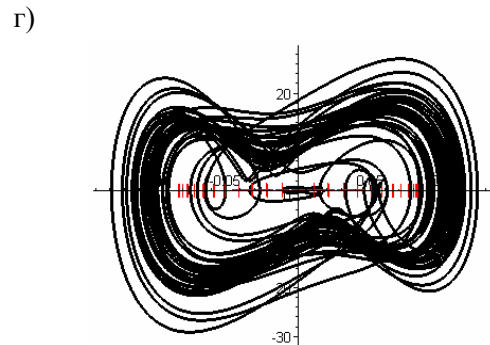
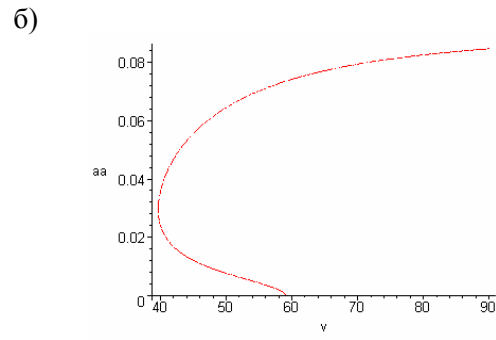
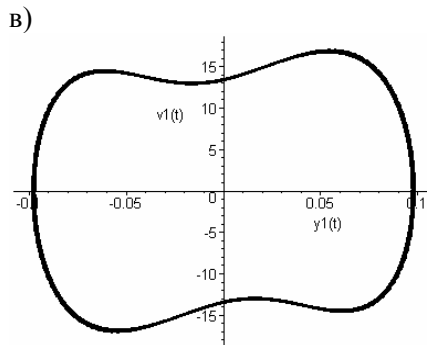
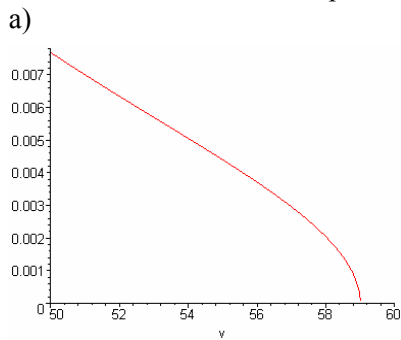


Рис. 6.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вербицкий В.Г., Садков М.Я. Приближенный анализ автоколебательной системы // Докладі НАН України – 2001. – № 10. – С. 48-52.
2. Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава. – М.: Транспорт, 1988. – 392 с.
3. Isaksen P., True H. On the ultimate transition to chaos in the dynamics of Cooperider's bogie // Chaos, Solitons & Fractals, vol.8, No. 4, 1997. – Pp. 559-581.
4. He, Y. and McPhee, J.: Optimization of the Lateral Stability of Rail Vehicles. Vehicle System Dynamics 38 (2002). – Pp.361-390.