

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпов В.М. Некоторые вопросы методики выбора оптимальных параметров грузовых вагонов /В сб. «Вопросы совершенствования большегрузных вагонов». Труды МИИТа, вып.399, 1972, с. 124-129.
2. Вагоны /Под ред. Л.А. Шадура. М., Транспорт, 1980, 402 с.
3. Лукин В.В. Выбор рационального соотношения между длиной и базой цистерны /В сб. «Исследование параметров и надежности узлов вагонов в эксплуатации». Труды ОМИИТа. Омск, т 148, 1973, с. 112-115.
4. Медведев В.П. Выбор оптимальных параметров цистерн и полувагонов с применением ЦВМ. Учебное пособие. М., МИИТ, 1977, 198 с.

УДК 625.245.26.001.24

Мусаев Жанат Султанбекович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НАЛИВНОГО ПОЕЗДА ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

Республика Казахстан ежегодно увеличивает объемы добычи и транспортировки нефти и нефтепродуктов. Несмотря на то, что возрастает объем перекачиваемого углеводородного сырья по нефтепроводам, большой объем нефтепродуктов перевозится железнодорожным транспортом, основной перспективный рынок для железнодорожников – перевозка нефтепродуктов [1]. В непростой период мирового экономического кризиса производство нефтеналивных цистерн не только не замедлилось, а на некоторых предприятиях наблюдаются темпы роста производства данного вида подвижного состава. Цистерны в течение 2009 года оставались единственным беспроектным видом для российских производителей подвижного состава, поскольку нефтекомпании существенно меньше других отраслей пострадали от кризиса и перевозки нефти и нефтепродуктов стали единственным сегментом, который почти не упал (по итогам 11 месяцев 2009 года – всего на 2,6%), производство цистерн в России в январе–ноябре 2009 г. выросло более чем вдвое – на 137% [2]. В указанных обстоятельствах возрастают требования к соблюдению безопасности движения нефтеналивных поездов, поскольку крушения поездов, перевозящих углеводородное сырьё, наносят большой экологический урон окружающей среде.

Процесс взаимодействия частично заполненных цистерн при установившихся режимах движения поезда существенно отличается от процессов, возникающих при движении сухогрузного поезда. Ввиду того, что продольные колебания жидкости (а возбуждение такого вида колебаний происходит достаточно часто) вызывают появление относительных перемещений цистерн, то строго стационарного режима движения при этом не происходит. Более точно можно назвать такой режим движения квазистационарным.

Для исследования динамической устойчивости цистерн при таком режиме движения рассмотрим расчетную схему, состоящую из системы n -масс с полостями, частично заполненными жидкостью и соединенными пружинно-фрикционными связями.

Обозначим через X_i координату центра масс i -й цистерны, а через $q_{i, 2j-1}$ – величину, характеризующую движение $(2j-1)$ -й формы колебаний жидкости в i -й цистерне. Применяя методику составления уравнения продольных колебаний одиночной частично заполненной цистерны, изложенной в [3], составим уравнения движения цистерн в поезде.

Уравнения движения будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{X}_i + \rho\gamma \sum_{j=1}^{\infty} a_{i,2j-1} \ddot{q}_{i,2j-1} + N_i - N_{i-1} - F_{Ti} + F_{TPi} &= 0; \\ \ddot{q}_{i,2j-1} + a_{i,2j-1} \mu_{i,2j-1} \ddot{X}_i + 2\varepsilon_{i,2j-1} \dot{q}_{i,2j-1} + \omega_{i,2j-1}^2 q_{i,2j-1} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, \infty),$$

где $M_i = \bar{m}_ж \gamma$ - масса i -го экипажа (при $i=0$ - головные локомотивы; $i = 1, 2, \dots, n$ - вагоны); m_i - масса цистерны с частью жидкости; $\bar{m}_ж \gamma$ - масса учитываемых форм колебаний жидкости; N_i - продольная сила взаимодействия i - и $(i+1)$ -го экипажей; F_{Ti} - касательная сила тяги локомотивов; F_{TPi} - сила сопротивления движению, включая и силу торможения.

Система уравнений (1) представляет собой систему с бесконечным числом уравнений, полученных за счет жидкого заполнения. Решение ее без дополнительных упрощений невозможно. Уравнения (1) описывают продольные взаимодействия цистерн для любого режима движения поезда.

Результаты, полученные при исследовании одиночных цистерн, позволяют упростить систему (1) в части ограничения числа рассматриваемых форм колебаний жидкости. Ограничиваясь рассмотрением первых $2n - 1$ нечетных форм колебаний, произведя замену переменных

$$q_{i,2j-1}(t) = x_{i,2j-1} \mu_{i,2j-1} a_{i,2j-1},$$

где $x_{i,2j-1}$ - продольное смещение центра масс $(2j-1)$ -й формы колебаний жидкости в i -й цистерне, получим

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{X}_i + \sum_{j=1}^{2n-1} m_{i,2j-1} \ddot{x}_{i,2j-1} + N_i - N_{i-1} - F_{Ti} + F_{TPi} &= 0; \\ \ddot{x}_{i,2j-1} + \ddot{X}_i + 2\varepsilon_{i,2j-1} \dot{x}_{i,2j-1} + \omega_{i,2j-1}^2 x_{i,2j-1} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, k),$$

где $m_{i,2j-1}$ - масса $(2j-1)$ -й формы колебаний жидкости.

Эти уравнения отличаются от уравнений, описывающих продольные колебания в поезде, состоящем из сухогрузных вагонов. Кроме продольных сил взаимодействия, тяги, торможения и сопротивления движению на котел цистерны действуют инерционные силы, появляющиеся вследствие подвижности жидкости.

Сделаем некоторые преобразования системы (2), подставив в первое уравнение значения $\ddot{x}_{i,2j-1}$ из второго и разрешая их относительно старшей производной,

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{X}_i &= \sum_{i=1}^{2n-1} m_{i,2j-1} \omega_{i,2j-1}^2 x_{i,2j-1} + 2 \sum_{i=1}^{2n-1} m_{i,2j-1} \varepsilon_{i,2j-1} \dot{x}_{i,2j-1} - N_i + N_{i-1} + F_{Ti} - F_{TPi}; \\ \ddot{x}_{i,2j-1} &= -\ddot{X}_i - 2\varepsilon_{i,2j-1} \dot{x}_{i,2j-1} - \omega_{i,2j-1}^2 x_{i,2j-1}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, k),$$

где m_i - масса i -й цистерны без жидкости.

Решение системы (3) будем проводить численным методом, используя способ интегрирования дифференциальных уравнений, разработанный С.В. Дуваляном [4], модифицируя его с учетом специфики рассматриваемой задачи. При этом продольную силу взаимодействия вагонов N будем представлять в виде:

$$N = \begin{cases} 0, \text{ если } |\lambda| < \delta, \text{ либо } |\lambda| = \delta, \frac{d|x|}{dt} < 0; \\ \frac{1+a_1|\dot{\lambda}|}{1+b_1|\dot{\lambda}|} [N_b + k_1(|\lambda| - \delta)] \sin \lambda, \text{ если } \delta \leq |\lambda|, \frac{d|x|}{dt} > 0; \\ \frac{1+a_2|\dot{\lambda}|}{1+b_2|\dot{\lambda}|} [N_a + k_2(|\lambda| - \delta)] \sin \lambda, \text{ если } \delta < |\lambda| \leq \Delta, \frac{d|x|}{dt} < 0; \end{cases} \quad (4)$$

где λ - деформация амортизатора.

Чтобы обеспечить существование и единственность решения системы (3), необходимо доопределить разрывную функцию N следующим образом:

$$N = kz \left(1 + \frac{\beta \ddot{z}}{k} \sin z \right), \text{ если } \delta \leq |\lambda| \leq \Delta, \dot{\lambda} = 0, \quad (5)$$

где z - изменение расстояния между центрами тяжести смежных экипажей вследствие их деформации; k, β - параметры, характеризующие продольную жесткость экипажа.

Такое представление продольной силы следует из экспериментально доказанного факта, что деформация экипажей появляется не только с момента полного закрытия поглощающего аппарата.

Полное изменение расстояния между центрами тяжести двух смежных экипажей вычисляется по формуле:

$$y = \lambda + z \quad (5)$$

Формулы интегрирования уравнений (3) представим виде:

$$\left. \begin{aligned} X_i(t_0 + \Delta t) &= X_i(t_0) + \dot{X}_i(t_0)\Delta t + \ddot{X}_i(t_0)\frac{(\Delta t)^2}{3} + \ddot{X}_i(t_0 + \Delta t)\frac{(\Delta t)^2}{6}; \\ \dot{X}_i(t_0 + \Delta t) &= \dot{X}_i(t_0) + \ddot{X}_i(t_0)\frac{\Delta t}{2} + \ddot{X}_i(t_0 + \Delta t)\frac{\Delta t}{2}; \\ x_{i,2j-1}(t_0 + \Delta t) &= x_{i,2j-1}(t_0) + \dot{x}_{i,2j-1}(t_0)\Delta t + \ddot{x}_{i,2j-1}(t_0)\frac{(\Delta t)^2}{2}; \\ \dot{x}_{i,2j-1}(t_0 + \Delta t) &= \dot{x}_{i,2j-1}(t_0) + \ddot{x}_{i,2j-1}(t_0)\Delta t. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Пусть значения $X_i(t_0), \dot{X}_i(t_0), \ddot{X}_i(t_0), x_{i,2j-1}(t_0), \dot{x}_{i,2j-1}(t_0)$ для момента времени $t=t_0$ известны. Тогда для каждой пары смежных цистерн определяем полное изменение расстояния между их центрами тяжести:

$$\begin{aligned} y_i(t_0) &= x_i(t_0) - x_{i+1}(t_0); \\ i &= 1, 2, \dots, n. \\ \dot{y}_i(t_0) &= \dot{x}_i(t_0) - \dot{x}_{i+1}(t_0); \end{aligned}$$

По этим значениям корректируем состояние амортизатора [5] определяем значение продольной силы N_i, F_{Ti}, F_{TPi} .

Чтобы вычислить значение $X_i, \dot{X}_i, x_{i,2j-1}, \dot{x}_{i,2j-1}$ по формулам (7) в конце шага интегрирования необходимо сначала вычислить ускорение \ddot{X}_i , также в конце шага интегрирования.

Запишем уравнения (3) в виде:

$$\begin{aligned}\ddot{X}_i &= f_i(X_{i-1}, X_i, \dot{X}_{i-1}, \dot{X}_i, x_{i,2j-1}, \dot{x}_{i,2j-1}); \\ \ddot{x}_{i,2j-1} &= \Phi_i(\ddot{X}_i, x_{i,2j-1}, \dot{x}_{i,2j-1}).\end{aligned}$$

Тогда после подстановки в эти уравнения соотношений (7) значение ускорения \ddot{X}_i в конце шага интегрирования будет определяться решением уравнения:

$$\begin{aligned}\ddot{X}_i(t_0 + \Delta t) &= f_i^*[X_{i-1}(t_0), \dots, \ddot{X}_i(t_0 + \Delta t)] \\ (i &= 1, 2, \dots, n; f = 1, 2, \dots, k),\end{aligned}$$

Эту систему уравнений решаем методом последовательных приближений по итерационной формуле:

$$\begin{aligned}\ddot{X}_i^{m+1}(t_0 + \Delta t) &= f_i^*[X_{i-1}^m(t_0), \dots, \ddot{X}_i^m(t_0 + \Delta t)] \\ (i &= 1, 2, \dots, n).\end{aligned}$$

Критерием сходимости итерационного процесса будет выполнение следующего неравенства:

$$|\ddot{X}_i^{m+1}(t_0 + \Delta t) - \ddot{X}_i^m(t_0 + \Delta t)| < \varepsilon,$$

где ε - заданная точность вычисления величины ускорения \ddot{X}_i .

После подстановки значения $\ddot{X}_i^{m+1}(t_0 + \Delta t)$ в выражение (7) получаем значения неизвестных функций, которые подлежат уточнению с помощью методики, изложенной в работе [5]. Этот процесс повторяется до заданного времени (конца интегрирования). Таким образом в процессе интегрирования системы уравнений можно по приведенным выше формулам получить текущее значение продольной силы с учетом действующих на котел инерционных сил от колебаний жидкости. По вычисленным в процессе интегрирования значениям $\ddot{X}_i, \ddot{x}_{i,2j-1}$, определяются величины гидродинамических сил и гидродинамических давлений на стенки котлов цистерн. Программа вычисления коэффициентов и интегрирования уравнений (3) может быть решена на ЭВМ.

Уравнения движения поезда, состоящего из полностью заполненных цистерн, при стационарном режиме движения можно записать в виде [6]

$$\sum_{i=0}^n kM_i \frac{dv}{dt} = \sum_{i=0}^n F_{Ti} - \sum_{i=0}^n F_{TPi}, \quad (8)$$

где k - коэффициент, учитывающий увеличение кинетической энергии поезда за счет вращения колесных пар;

$$F_{TPi} = M_i g W_i + F_{TOPi},$$

где $M_i g W_i$ - сила сопротивления движению единицы подвижного состава; F_{TOPi} - тормозные силы локомотивов и вагонов.

Уравнение (8) для некоторых частных значений F_{Ti} и F_{Tpi} можно решить аналитически [6]. Анализ результатов решения уравнений (8) подтверждает ранее установленные факты о том, что наибольшая продольная сила при установившемся режиме поезда возникает в головном сечении поезда и, что эта сила при движении поезда без торможения всегда меньше касательной силы тяги локомотива.

Решение задачи об определении продольных сил в поезде, составленном из частично заполненных цистерн при равномерно замедленном или равномерно ускоренном движении поезда, т. е. когда «зеркало» поверхности жидкости устанавливается перпендикулярно к равнодействующей вектора продольных ускорений и вектора ускорения силы тяжести, также сводится к решению задачи (8). При этом важно знать, насколько сместился центр тяжести жидкости и вследствие этого возможна ли перегрузка рессорных комплектов?

Известно, что угол наклона зеркала свободной поверхности с учетом уклона участка пути вычисляется по формуле:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{j}{g} + i,$$

где j - продольное ускорение котла цистерны; i - угол наклона пути, рад.

Смещение центра тяжести жидкости при постоянном угле наклона вычисляется по формуле:

$$x_G = \pm \frac{d^2}{3h} \left(i + \frac{j}{g} \right),$$

где $2h$ - длина цистерны.

Из этой формулы следует, что сколько-нибудь заметная перегрузка на рессорный комплект возможна при значениях ускорения $j > 5g$, что практически бывает очень редко.

Решение системы (3) проводилось для следующих вариантов.

1. Последовательно в цистернах возмущались колебания свободных поверхностей путем приложения постоянного ускорения, действующего в течение некоторого момента времени. Моделировался случай прохождения всеми цистернами в поезде одиночной неровности.

2. Для установившегося режима движения поезда возмущались свободные поверхности путем задания начальных условий.

Решение системы (3) по первому варианту проводилось при одинаковых начальных состояниях амортизаторов и при введении в правую часть второго уравнения функции:

$$\delta_i = \begin{cases} j_0 \text{ при } i \frac{l}{v} \leq t \leq \frac{2i+1}{2} \frac{l}{v} \text{ и } t \in \left[i \frac{l}{v}, \frac{2i+1}{4} \frac{l}{v} \right], \\ 0 \text{ вне этого отрезка и } t \notin \left[i \frac{l}{v}, \frac{2i+1}{2} \frac{l}{v} \right], \end{cases} \quad (9)$$

где l - расстояние между центрами тяжести вагонов; v - скорость движения вагонов.

Вычислялись продольные силы в различных сечениях поезда, гидродинамические силы и давления жидкости в котлах цистерн. Максимальная продольная сила возникала в головном сечении, мало зависела от недолива и не превышала продольной силы в сухогрузном поезде. Величины гидродинамических сил и давлений на днища котлов примерно одинаковы по всей длине поезда и возрастают с увеличением недолива и начального возмущения j_0 .

Решение системы (3) по второму варианту производилось с целью изучения наиболее неблагоприятных условий движения цистерны из-за колебаний жидкости в котлах. Задавались такие начальные условия, которые позволяли получать всевозможные фазы взаимодействия соседних цистерн с целью наибольшего влияния их на продольные силы.

Выводы

Таким образом, при самых различных начальных условиях, не удалось получить значения продольных сил, появляющихся только вследствие колебаний жидкости, больших, чем при взаимодействии двух соседних цистерн с одинаковым уровнем заполнения, у которых искусственно были возбуждены колебания жидкости, происходящие в противофазе. При этом максимальные продольные силы не превышали 20 тс. Таким образом, движение частично заполненной цистерны при установившемся режиме движения поезда является динамически устойчивым.

ЛИТЕРАТУРА

1. http://www.railways.kz/index.php?option=com_content&task=view&id=1770
2. http://www.rtr.ru/ru/news/company_news/index.php?id15=95
3. Черкашин Ю.М. Динамика наливного поезда / Труды ЦНИИ МПС. -М., Транспорт, 1975. - Вып. 543. – 136 с.
4. Дувалян С. В. Исследование продольной динамики поезда с применением ЭЦВМ. М., «Транспорт», 1970, с. 39 - 54. (Труды Всесоюз. науч.- исслед. ин-та ж.-д. транспорта. Вып. 425).
5. Черкашин Ю. М. Расчет поперечных колебаний жидкости и боковой качки цистерны при неполном наливе. - «Вестник Всесоюз. науч. - исслед. ин-та ж.-д. транспорта», 1970, №3, с. 5-10.
6. Вершинский С. В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М., «Транспорт», 1972, 301 с.

УДК 625.245.26.001.24

Мусаев Жанат Султанбекович – к.т.н., доцент (Алматы, КазАТК)

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЦИСТЕРН ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ НАЛИВНОГО ПОЕЗДА

Дефицит трубопроводных мощностей в Казахстане подталкивает экспортеров нефти к активному использованию железнодорожных маршрутов. Объем отгрузок по железной дороге из Казахстана, согласно данным Министерства энергетики и минеральных ресурсов (МЭМР), вырос в I квартале 2009 г. до 2,5 млн т с 1,5 млн т за аналогичный период прошлого года. Увеличиваются поставки углеводородного сырья в Китай и другие страны [1].

Развитие нефтедобывающей, нефтеперерабатывающей и других видов промышленности Казахстана требуют значительного увеличения объема перевозок наливных грузов. Для их освоения необходимо значительное повышение скорости движения и массы наливных поездов. В связи с этим, для обеспечения безопасности движения, появляется задача о необходимости совершенствования методов расчета динамических характеристик железнодорожных цистерн, с учетом колебаний самой цистерны и находящейся в ней жидкости. Необходимо проведение исследований динамических параметров взаимодействия цистерны с учетом многообразия форм колебаний жидкости, уровней заполнения при их движении по пути с различными видами детерминированных и случайных неровностей, а