

Описание принципа действия заявляемого пневматического привода идентично для случаев экстренного, полного служебного и автостопного торможения и приведено в заявке 2003/0400.1 от 25.03.2003. Отличие в принципе действия от прототипа состоит в следующем.

Если нагрузка на обе тележки большегрузного вагона одинакова, то и давление сжатого воздуха в тормозных цилиндрах 7.1 и 7.2 будет одинаковым при указанных видах торможения.

Если же произойдет перераспределение нагрузки, и для первой тележки, например, она окажется больше, чем для второй, то при экстренном торможении давление в цилиндре 7.1 также будет больше, чем в цилиндре 7.2. Разрядка тормозной магистрали 2 приведем в действие магистральную часть 12 воздухораспределителя. Это вызовет за счет появления давления в канале 20 магистральной камеры появление давления в каналах дополнительной разрядки 17, золотниковых камер 18 и рабочих камер 19. Это давление приведет в действие главные части 9.1 и 9.2 воздухораспределителя. Из-за разности нагрузок на тележки авторежимы 8.1 и 8.2 будут находиться в различном состоянии, благодаря чему давление в каналах 21.1 и 21.2 тормозного цилиндра 7.1 и запасного резервуара 6.1 первой тележки будет больше, чем в каналах 21.2 и 22.2 тормозного цилиндра 7.2 и запасного резервуара 6.2 второй тележки. Таким образом, будет обеспечено соответствие между тормозной силой и силой сцепления.

Выводы:

Предлагаемый пневматический привод обеспечивает соблюдение основного закона торможения: при любой продольной асимметрии нагрузки на тележки тормозная сила всегда будет меньше силы сцепления колес с рельсами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крылов В.И. и др. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава. Справочник. М., Транспорт, 1989, 180 с.
2. Иваницкий Р.П., Солоненко В.Г. Пневматический привод тормозов большегрузного грузового вагона. Предпатент №17354, Б.И.№5 от 15.05.2006

УДК 625.015

Макишева Гулнур Бауыржановна - магистрант (Алматы, КазАТК)

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЧАСТИЧНО ЗАПОЛНЕННЫХ ЦИСТЕРН ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ И ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ НАЛИВНОГО ПОЕЗДА

Динамическая устойчивость движения цистерн при установившемся режиме движения поезда 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, составим уравнения движения цистерн в поезде. Обозначения гидродинамических коэффициентов остаются прежними.

Уравнения движения будут иметь вид

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

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

где $M_i = m_i + \bar{m}_{жс}\gamma$ - масса i -го экипажа (при $i = 0$ - головные локомотивы; $i=1, 2, \dots, n$ - вагоны); m_i - масса цистерны с частью жидкости; $\bar{m}_{жс}\gamma$ - масса учитываемых форм колебаний жидкости; $a_{i,2j-1}$ - вычисляются по формуле (1); $\omega_{i,2j-1}^2 = g\mu_{i,2j-1}$; $\mu_{i,2j-1}$ - вычисляется по формуле; γ - вычисляется по формуле; 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 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:

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

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

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

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

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

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

где m_i - масса i -й цистерны без жидкости.

Динамическая устойчивость цистерн при трогании поезда с места уравнения движения поезда, составленного из частично заполненных цистерн, при трогании с места определяются системой (3). При этом характеристика касательной силы локомотива F_T будет иметь различный вид, в зависимости от рассматриваемой скорости нарастания силы тяги локомотива. В основном рассматривалось два режима: внезапное приложение силы тяги F_0 и сила, изменяющаяся по закону: $F_T(t) = F_0(1 - e^{-xt})$, где x - параметр, характеризующий нарастание силы тяги. Были произведены расчеты для поезда, состоящего из сорока четырехосных цистерн с поглощающими аппаратами типа III-I-TM. При трогании электровоза касательная сила составляла 50-100 тс. Функции F_{Tpi} в системе уравнений (3) имели вид, где W_{oi} - удельное сопротивление i -го экипажа.

Для электровоза при $i = 0$:

$$F_{Tpi} = m_0 g (1,9 + 0,1v + 0,0003v^2); \quad (4)$$

для цистерн:

$$F_{Tp}^i = m_i g \left(0,7 + \frac{8 + 0,1v + 0,0025v^2}{q_0} \right); \quad (5)$$

$$i=1,2,\dots, 40,$$

где v - скорость движения, км/ч; q_0 - нагрузка на ось, тс.

Расчеты показали существенную зависимость продольных сил от скорости нарастания силы тяги, величины и распределения по длине поезда зазоров в автосцепках между цистернами и уровнем заполнения цистерн.

Процесс трогания предварительно растянутого поезда аналогичен процессу взаимодействия частично заполненных цистерн при установившемся режиме, который был исследован в настоящей главе. Причем различной скорости нарастания силы тяги соответствовало при установившемся режиме различное значение начальных условий и j_0 . В этом режиме происходит синхронное колебание жидкости и относительные перемещения соседних цистерн вследствие действия гидродинамических сил малы. Однако при резком нарастании силы тяги (мгновенное приложение силы), т. е. при значительном начальном возмущении, появляются продольные силы от гидроудара, действующие на днище котла. Эти силы одинаковы для всех цистерн в поезде и со временем уменьшаются, так как колебания жидкости затухают.

Гидродинамические силы увеличиваются с увеличением величины недолива; в среднем они не превышают 10 тс. Максимальная продольная сила при трогании предварительно растянутого поезда возникает в головном сечении поезда. Значения этой силы уменьшались с увеличением недолива.

Процесс взаимодействия цистерн при трогании предварительно сжатого поезда проходит значительно сложнее.

Распространение силовой волны, т. е. последовательное трогание частично заполненных цистерн, качественно происходит так же, как и для полностью заполненных цистерн. При этом максимальные продольные силы получаются несколько меньше и с увеличением недолива уменьшаются. Максимальное значение этих сил превышает касательные силы тяги примерно в 1,5 раза. Продольные ускорения вызывают движение жидкости относительно котла цистерны и, следовательно, дополнительные продольные силы. Таким образом происходит распространение другой силовой волны, вызванной воздействием колеблющейся жидкости, отстающей от первой на некоторый промежуток времени, который зависит от уровня заполнения, величины зазоров, характеристики поглощающих аппаратов. Следует заметить, что с увеличением недолива увеличиваются продольные силы из-за колебания жидкости. При одинаковом уровне заполнения и полностью сжатом составе максимальное значение гидродинамических сил наблюдается в концевых цистернах поезда.

В процессе решения задачи не было получено значения таких величин продольных сил вследствие колебания жидкости, превышающих силы, возникающие при распространении первой силовой волны. Суммирование силы первой и второй силовых волн не наблюдалось.

Чтобы выявить неблагоприятное сочетание зазоров в поезде, была решена система при случайном распределении величин зазоров.

Рассмотрим случай равномерного распределения вероятностей.

Введем случайный вектор:

$$z = \{z_1, z_2, \dots, z_n\},$$

компоненты которого являются случайными величинами с заданным одинаковым законом распределения на отрезке $|0, 2\delta|$, т. е. значения их изменяются в пределах зазора, равного $0, 2\delta$. Таким образом, в каждом сечении поезда зазор в упряжи представляет собой случайную величину, принимающую любое значение из интервала $|0, 2\delta|$.

Значения случайного вектора получаем следующим образом. Вначале получаем случайные числа, равномерно распределенные на отрезке $|0, 1|$, из которых образуем случайную последовательность z_r^* , все элементы которой вычислим по формуле

$$z_r = 2\delta z_r^*.$$

Элементы последовательности есть значения случайной величины, равномерно распределенные в интервале $|0, 2\delta|$.

Сделаем выборки

$\{z_1^{(1)}, z_2^{(1)}, z_3^{(1)}, \dots, z_n^{(1)}\}, \{z_1^{(2)}, z_2^{(2)}, \dots, z_n^{(2)}\}, \dots, \{z_1^{(N)}, z_2^{(N)}, \dots, z_n^{(N)}\}$, которые будут начальными зазорами при решении системы (4).

В процессе решения системы для каждой выборки $\{z_n^i\}$ определялись максимальные продольные силы при трогании, вызванные распространением первой и второй силовыми волнами. Эти величины для выборки $\{z_n^i\}$ выводятся на АЦПУ и запоминаются в памяти машины. В результате были получены $2N$ -значения продольных сил в каждом сечении, по которым строились распределения вероятностей. Описанный выше метод решения системы (3) является известным методом статистических испытаний (метод Монте - Карло).

Анализ полученных решений показал, что конкретным значениям выборок $\{z'_n\}$, определяющих начальное состояние поезда, соответствуют связанные с ними величины продольных сил. Наибольшие силы получаются, когда первая часть значений принимает максимальные значения, а остальная - минимальные (это соответствует случаю, когда состав поезда сжат лишь частично). Для каждого сечения определялись статистические характеристики рассчитанных значений сил, ускорений, деформаций поглощающего аппарата.

Выводы:

Анализ результатов решения показал, что величины продольных сил в поезде, составленном из частично заполненных цистерн, не превышают этих сил в поезде, составленном из полностью заполненных цистерн.

ЛИТЕРАТУРА

1. Моисеев Н.Н. Задача о движении твердого тела, содержащего жидкие массы, имеющие свободную поверхность. Математический сборник, т. 32, 1953, №1, с. 61-96.
2. Николаенко Н.А. Вероятностные методы динамического расчета машиностроительных конструкций. М., Машиностроение, 1967, 366 с.
3. Жуковский Н.Е. О движении твердого тела, имеющего полости, наполненные однородной капельной жидкостью. Собр. соч. Т.1., М., Гостехиздат, 1948, с. 348-405.
4. Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. Киев, Наукова думка, 1971, 196 с.
5. Черкашин Ю.М. Расчет поперечных колебаний жидкости и боковой качки цистерны при неполном налив //Вестник ВНИИЖТ, 1970, №3, с. 5-10.
6. Гопак К.И., Перехлест В.И. Гидродинамический удар в железнодорожной цистерне / В кн. Гидродинамика и теория упругости, вып. 7. Днепропетровск: 1968, с.14-19.
7. Шевченко П.В. Исследование напряжений в стенах котлов цистерн от гидравлического удара /Труды ХИИТ, Харьков, 1965, с. 28-31.
8. Лазарян В.А. и др. К вопросу о математическом описании процессов, происходящих при переходных режимах движения поездов с зазорами в упряжи /Труды ДИИТ, вып. 103. М., Транспорт, 1970, с. 16-21.
9. Филатов А.Н. О динамическом действии жидкости на цистерну при произвольном ускорении /Труды Института механики АН Уз. ССР, вып. 21. Ташкент, 1970, с. 107-111.
10. Горьков П.И. Динамическое действие колеблющейся жидкости на цистерны при неполном налив //Изв. ОТН, 1954, №2, с. 19-24.