

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - М., 1980. - 232 с.

УДК 629.113:656.13.052.444

Ф.Л.Пекер, С.А.Кондратьев (БПИ),
Л.А.Лавриненко (ЛуАЗ)

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЯ ЛуАЗ

Функциональное назначение автомобиля ЛуАЗ-969М, который является автомобилем малого класса повышенной проходимости, обусловило существенные компоновочные его отличия, влияющие на динамику торможения. Учитывая, что к числу этих отличительных черт относятся малая база, высоко расположенный центр тяжести и значительное распределение веса на переднюю ось, можно сделать вывод о высокой "чувствительности" этого автомобиля к самым различным факторам, оказывающим влияние на процесс торможения. Исследовать степень влияния каждого из факторов экспериментально довольно сложно, так как при этом требуется многократная переделка автомобиля и проведение большого объема дорожных испытаний. Данную задачу целесообразнее решать, разработав математическую модель и исследуя с помощью составленного на ее основе программного модуля влияние различных факторов на процесс торможения автомобиля [1].

Отметим, что использование ЭВМ позволяет, располагая относительно небольшой информацией об автомобиле, ответить на широкий круг вопросов, например таких, как влияние быстродействия и синхронности работы тормозного привода, типа и размеров колесных тормозных механизмов, характеристик шин, весовых и геометрических показателей автомобиля на его тормозные качества. Кроме этого, моделирование на ЭВМ позволяет рассматривать экстренное и служебное торможения, а также оценивать траекторную и курсовую устойчивость как на прямой, так и криволинейной траектории.

С учетом всех этих вопросов разработана математическая модель и на ее основе составлен программный модуль, основное назначение которого - оценка тормозных качеств автомобиля путем "машинного эксперимента" на ЭЦВМ. Модуль выполнен на алгоритмическом языке ПЛ/1 в операционной системе ДОС ЕС ЭВМ и позволяет рассчитывать процесс торможения двухосного автомобиля при движении по прямой и при движении по кривой в

различных дорожных условиях. Суть алгоритма, на основе которого разработан программный модуль, – интегрирование системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс торможения автомобиля. Численное интегрирование выполняется методом Рунге – Кутты четвертого порядка с автоматическим выбором шага при помощи стандартной программы RKGS [2]. В основе разработанной математической модели, описывающей движение автомобиля при торможении, лежит одномассовая пространственная модель с тремя степенями свободы [1, 3], определяющими движение автомобиля в продольном и поперечном направлениях, а также угол его разворота относительно неподвижной системы координат.

Эксплуатация на ЭЦВМ данного модуля требует ряда исходных данных, которые можно, в некоторой степени условно, подразделить на следующие группы: 1) геометрические и весовые показатели автомобиля, а также параметры, характеризующие движение; 2) параметры, характеризующие тормозной привод, тормозные механизмы и колеса автомобиля; 3) служебные величины, предназначенные для организации вычислительного процесса.

К величинам, входящим в первую группу, относятся: масса автомобиля и его момент инерции относительно вертикальной оси; расстояние от центра тяжести автомобиля до передней и задней осей, а также до передней и задней габаритных точек; колея передних и задних колес; ширина автомобиля по переднему бамперу и заднему габариту; высота центра тяжести автомобиля; коэффициент сцепления; угол поворота управляемых колес; начальная скорость движения, с которой производится торможение; значение бортовой неравномерности тормозных моментов; коэффициент, учитывающий падение сцепных качеств колеса с дорогой при блокировании последнего; коэффициенты, позволяющие моделировать процесс служебного торможения; признак оценки курсовой и траекторной устойчивости (о нем будет сказано ниже).

Во вторую группу показателей входят величины, которые позволяют моделировать выходные параметры как гидравлического, так и пневматического тормозного привода. Характер изменения давления в каждом исполнительном элементе (тормозном цилиндре либо тормозной камере), изображенный на рис. 1, представлен в исходных данных следующими показателями: максимальным давлением $P_{\max i}$; временем запаздывания $t_{\text{зап} i}$; временем переходного процесса $t_{\text{п} i}$; коэффициентами $a_{0 i}, \dots, a_{5 i}$ полинома, характеризующего переходный процесс

$$p_i = \sum_{h=0}^5 a_{hi} t^h,$$

где p_i – давление в i -м исполнительном элементе; t – момент времени с начала переходного процесса.

Значение тормозного момента на каждом колесе зависит от ряда показателей, входящих в исходные данные для расчета: коэффициентов трения рабочих поверхностей тормозных механизмов; типоразмера применяемых тормозных камер и передаточных чисел рычагов (для пневматического тормозного привода); диаметров тормозных цилиндров (для гидравлического тормозного привода); типа и геометрических размеров применяемых тормозных механизмов.

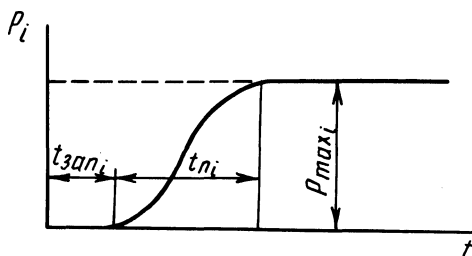


Рис. 1. Характер изменения давления в i -м исполнительном элементе.

В основу расчетной методики определения значения тормозного момента и реализованной с ее помощью программы положена методика, приведенная в работе [4]. Разработанная программа позволяет оценивать влияние на эффективность торможения и устойчивость выходных показателей следующих типов тормозных механизмов с плавающими и фиксированными колодками: с двумя активными (самоприжимными) колодками; с двумя пассивными (самоотжимными) колодками; с активной и пассивной (самоприжимной и самоотжимной) колодками.

Показатели применяемых шин учтены через ряд коэффициентов, характеризующих динамический радиус и коэффициент сопротивления уводу в виде функциональной зависимости от вертикальной нагрузки. Значения этих коэффициентов входят в исходные данные для расчета.

В третью группу исходных данных входят величины, которые предназначены для организации вычислительного процесса. К ним относятся шаг и точность интегрирования и шаг печати результатов.

Программный модуль для расчета процесса торможения автомобиля состоит из головной программы и семи подпрограмм, в которых соответственно выполняются: ввод, логический контроль и печать исходных данных; вычисление давлений в исполнительных элементах тормозного привода; вычисление тормозных мо-

ментов по колесам; вычисление боковых сил по колесам; вычисление правых частей системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс торможения автомобиля; печать заголовков таблиц; печать результатов вычислений.

В результате вычислений на печать выводятся: время, прошедшее с начала торможения; значения продольной, поперечной и угловой скоростей центра тяжести автомобиля; угол разворота автомобиля в неподвижной системе координат; угол касательной к определенной, заранее заданной траектории его движения; угловое отклонение автомобиля. В качестве кривой, от которой определяется угловое отклонение (С-траектории), принята кривая постоянного радиуса. Величина радиуса определяется при знаком оценки курсовой и траекторной устойчивости, задаваемым в исходных данных для расчета, и может быть найдена в виде

$$R = L / \operatorname{tg} \theta ,$$

где L – база автомобиля; θ – угол поворота управляемых колес, либо

$$R = L / [\operatorname{tg} (\theta - \delta_a) + \operatorname{tg} \delta_b],$$

где δ_a – угол увода передней оси; δ_b – угол увода задней оси.

Первый случай характеризует движение автомобиля по криволинейной траектории постоянного радиуса, причем последний зависит только от угла поворота управляемых колес. При этом оценивается способность автомобиля вписываться при торможении в поворот дороги постоянного радиуса. Во втором случае радиус поворота зависит не только от угла поворота управляемых колес, но и от такого качества автомобиля, как поворачиваемость, что позволяет оценить способность автомобиля "держат дорогу" в процессе торможения.

Кроме вышеуказанных величин, определяются и выводятся на печать: тормозной путь автомобиля; координаты его центра тяжести; координаты ближайшей точки С-траектории от центра тяжести автомобиля; давление в исполнительных элементах тормозного привода; отклонения габаритных точек и центра тяжести автомобиля от С-траектории; отношение тормозной силы к сцепному весу на каждом колесе автомобиля; участок нелинейной характеристики функциональной зависимости боковой силы от угла увода на каждом колесе (всего выделено 3 участка: боковая сила меньше половины предельной по сцеплению боковой силы; боковая сила больше половины предельной по сцеплению боковой силы; колесо заблокировано); значение тормозного момента, создаваемого каждой колодкой, двумя колодками вместе и тормозным механизмом каждого колеса.

Выводимые на печать величины, получаемые в результате

расчета, позволяют сделать однозначный вывод о соответствии автомобиля тем требованиям, которые предъявляются к нему с точки зрения его устойчивости и эффективности торможения.

С использованием разработанного программного модуля были выполнены расчеты с целью оценки влияния различных факторов на тормозные качества автомобиля ЛуАЗ-969М. Результаты исследований, часть из которых приведена на рис. 2, 3, позволили установить, что одна из основных причин, приводящая к заносу

Рис. 2. Изменение угла разворота автомобиля φ в процессе торможения по прямой со скоростью 40 км/ч от расстояния между центром тяжести и передней осью a при использовании тормозных механизмов с одной активной и одной пассивной колодками (I – при коэффициентах трения рабочих поверхностей тормозных механизмов передней оси 0,2 и 0,4; задней оси – 0,4; II – при коэффициентах трения рабочих поверхностей тормозных механизмов передней оси 0,2 и 0,4; задней оси – 0,4 и 0,2; III – при коэффициентах трения рабочих поверхностей тормозных механизмов передней оси 0,2 и 0,4; задней оси – 0,2 и 0,4).

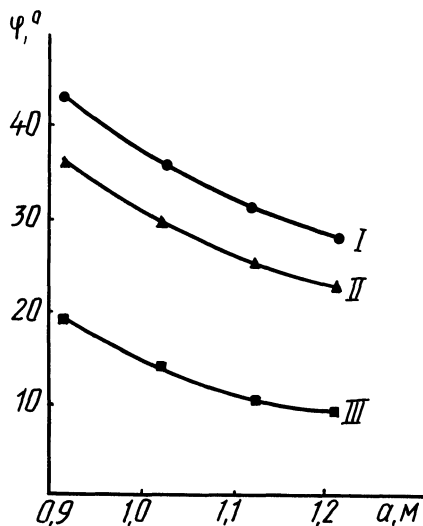
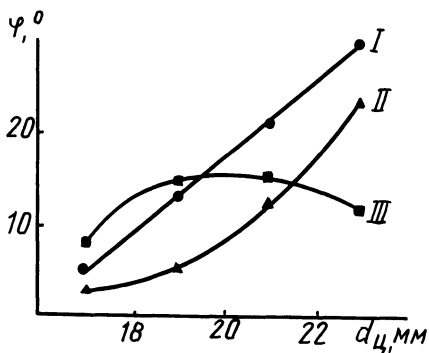


Рис. 3. Изменение угла разворота автомобиля φ в процессе торможения по прямой со скоростью 40 км/ч от значения диаметра тормозных цилиндров задней оси $d_{ц}$ при использовании тормозных механизмов с двумя пассивными колодками.



автомобиля в процессе торможения, – неравномерность тормозных сил, вызванная разбросом коэффициента трения между рабочими поверхностями тормозных механизмов. Кроме этого, расчетные исследования позволили найти наиболее эффективный путь улучшения устойчивости при одновременном сохранении эффективности торможения, – применение в тормозных механизмах двух

самоотжимных колодок с одновременным увеличением диаметров колесных тормозных цилиндров передней оси до 36–40 мм и уменьшением диаметров задней до 14–16 мм.

Таким образом, разработанный программный модуль позволил с помощью ЭЦВМ ответить на ряд вопросов, для экспериментального решения которых потребовалось бы выполнение большого объема трудоемких и дорогостоящих дорожных испытаний.

Л и т е р а т у р а

1. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. – М., 1979. – 215 с. 2. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ. – Минск, 1976, вып. 2. – 272 с. 3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М., 1971. – 416 с. 4. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей/ Б.Б.Генбом, Г.С.Гудз, В.А.Демьянюк и др.; Под общ. ред. Б.Б.Генбома. – Львов, 1974. – 234 с.

УДК 629.113.001.1:629.113.073

А.Г.Выгонный, канд. техн. наук (МАЗ)

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИКИ РЕССОРНО-БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ НА ПОПЕРЕЧНОЕ ОПРОКИДЫВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ

В работах [1, 2] при расчете поперечной устойчивости автопоезда тележка заменяется одной осью и в связи с этим не учитывается кинематика рессорно-балансирной подвески. В результате расчетный коэффициент поперечной устойчивости против опрокидывания может получиться завышенным. На стадии проектирования не обеспечивается лучший вариант соотношения угловых жесткостей подвесок осей тележки.

В настоящей статье представлена математическая модель рессорно-балансирной подвески для расчета поперечного опрокидывания автомобиля.

Приняты следующие основные обозначения (другие поясняются по тексту): n – индекс порядкового номера оси; B_n – колесная колея, $B_n = \sqrt{0,5(B_{нн}^2 + B_{вн}^2)}$; $B_{нн}$ – колея наружных колес; $B_{вн}$ – колея внутренних колес; B_p – рессорная колея; $C_{шн}$ – нормальная жесткость шины, равная отношению нагрузки к прогибу при удвоенной конструктивной массе автомобиля; $C'_{шн}$ – нормальная жесткость шины, равная производной нагрузки по прогибу при удвоенной конструктивной массе автомобиля; $C_{сн}$ –