

УДК 629.11.012.55

Ю.В.Арефин¹, А.Н.Ларин², А.И.Субочев³¹ Донецкий индустриальный техникум,² Национальный университет гражданской защиты Украины,³ Донецкий национальный технический университет,

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ШИНЫ НА ОСНОВЕ ПЛОСКОЙ ПРОФИЛЬНОЙ МОДЕЛИ

В работе разработана плоская профильная модель пневматической шины. Проведено исследование статического напряженно деформированного состояния шины с учетом ее контактного взаимодействия с дорогой. Рассмотрены различные модели линеаризации системы «шина-дорога». Определены спектры колебаний для каждой из модели, которые позволяют оценить возможные границы изменения частот вибраций боковины реальной шины.

Ключевые слова: *пневматическая шина, колебания, собственные частоты, линеаризация условий контакта, метод конечных элементов*

Введение

Шина в силу своего функционального назначения постоянно испытывает динамические нагрузки [1,2], что приводит к ее весьма сложному динамическому поведению. Действительно в процессе эксплуатации шина одновременно совершает стационарные и нестационарные колебания. Первые связаны с ее качением по дорожному покрытию. Вторые с наложением на стационарное движение различных по своей природе возмущений. Некоторые, из которых, также можно считать стационарными или медленно меняющимися по сравнению с самими колебаниями (малые неровности дороги, окружная неоднородность самих шин), другие же носят мгновенный или почти мгновенный характер (наезд шиной на препятствие; нестационарные режимы движения автомобиля: резкий поворот, торможение и т.д.).

Полноценное исследование динамического поведения шины (с последующим анализом ее надежности и прогнозом ресурса) чрезвычайно сложно в силу целого ряда факторов.

Так, стационарные движения шины являются существенно нелинейными, причем в системе реализуется как структурная, так и физическая нелинейность. Первая связана с наличием фрикционного контакта между шиной и дорогой, а вторая с нелинейным поведением шинных резиноподобных материалов. Таким образом, возникает проблема решения динамической связанной термо-вязко-упругой задачи. Здесь отдельной проблемой является даже не само решение этой задачи, а ее корректная постановка. Причем на первом плане стоит как раз правильное моделирование динамического поведения материала.

Кроме этого колебания шины в общем случае нужно рассматривать в вероятностной постановке. Действительно отмеченные причины возникновения колебаний имеют случайную природу. Неровности дороги и нестационарные движения автомобиля приводят к случайным по частоте, амплитуде и фазе нагрузкам на шину. А неоднородности в материале шины, связанные с несовершенством технологических и производственных процессов, вносят в систему случайные параметры.

Аналитическое решение поставленной задачи в замкнутом виде с учетом всех перечисленных факторов, а также реальной геометрии многослойной шины, невозможно.

Численное моделирование также сопряжено с существенными трудностями: это и вычислительная дороговизна, связанная с большой размерностью моделей и статистической составляющей проводимого анализа; и проблемы сходимости решений нелинейной задачи; и оценка погрешности полученных результатов.

Более того результаты численной симуляции трудно поддаются анализу. Действительно перечисленные ранее факторы, формирующие динамическое поведение шины, способны привести к целому спектру явлений. В этой связи для правильного понимания причин проявления того или иного явления и механизмов его формирования необходимо проводить последовательное моделирование различных факторов влияющих на шину. Причем большой интерес представляют модели, которые дают как количественные, так и, только качественные результаты.

Последнее определяет большое количество работ связанных с анализом динамики шин в рамках упрощенных подходов.

В первую очередь это работы, в которых рассмотрены вопросы построения линейных моделей. Линейная составляющая для большинства систем может рассматриваться как порождающая или как начальное значение, а динамические характеристики линейной модели позволяют получить в первом приближении некоторые важные оценки.

Само по себе линейное решение кроме оценочных результатов является также и частным случаем более общего нелинейного поведения и может реализоваться при малых амплитудах и скоростях движения. Таким образом, результаты исследований на линейной системе дают возможность оценить достоверность построенных более сложных нелинейных моделей, результаты исследований на которых в пределе должны стремиться к соответствующим линейным. Основным этапом анализа динамики линейных систем является решение задачи их собственных колебаний.

В данной работе рассмотрено решение задачи собственных колебаний плоской модели шины, представляющей шину ее поперечным сечением (профилем) в конечно-элементной постановке. Такая модель дает возможность определить ту часть спектра собственных частот, которая определяет преимущественно локальные собственные формы, определяющие колебания боковины, т.е. те которые участвуют в вибрации боковой стенки шины. То есть такая плоская модель лишь частично позволяет оценить спектр собственных частот колебаний (некоторые частоты определяются весьма приближенно, некоторые могут отсутствовать). Вместе с тем определяемые частоты составляют важную группу собственных частот, вибрации на которых формируют динамическую нагруженность борта и плечевой зоны шины. А, как показывает опыт эксплуатации шин, именно в этих зонах наиболее часто зарождаются и развиваются усталостные трещины. Отброшенная (потерянная) часть спектра связана в первую очередь с пренебрежением окружной составляющей в такой модели шины. Благодаря которой формируются собственные колебаний шины как циклически симметричной системы, т.е. с наличием в ее собственных формах синусоидальных волн деформаций и дополнительных кратных частот. Однако данная система легко доопределяется другой плоской моделью (продольным сечением), которая как раз и позволяет определить недостающую часть спектра. Такие исследования проводились например в работе [3].

Разработка модели шины

В работе рассматривается пневматическая радиальная шина, предназначенная для легковых автомобилей. На рис. 1 приведена геометрическая схема профиля шины и основные определяющие размеры. Исследования проводились для шины украинского производства ОАО Россава модель БЦ-43.

Основные параметры шины имеют следующие значения:

- общий диаметр колеса $D=576$ мм;
- диаметр диска $D_{rim}=329.4$ мм;
- ширина шины $B=182$ мм;
- высота шина $H=123.3$ мм;
- положение средней линии $H_c=69.93$ мм;
- длина беговой части $L=122$ мм.

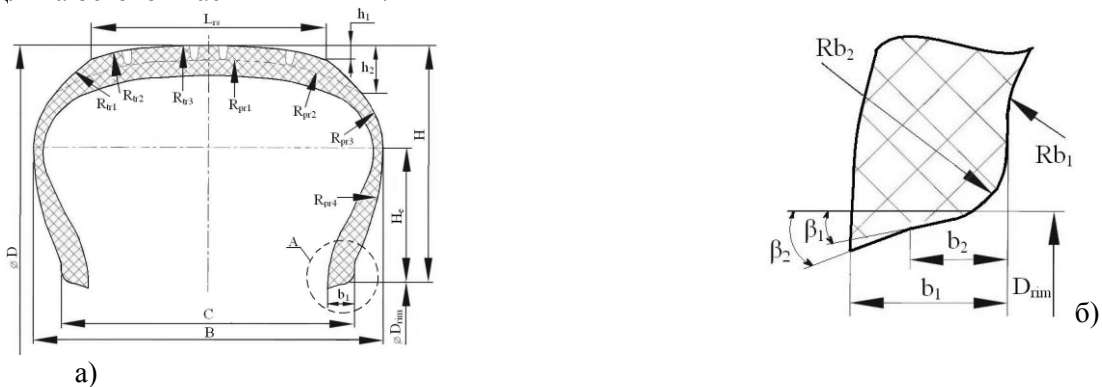


Рис. 1. Геометрическая модель профиля поперечного сечения пневматической шины и его основные размеры а) – профиль шины; б) – борт

Исследование собственных колебаний в работе проводилось в рамках метода конечных элементов. Была разработана конечно-элементная модель системы «диск-шина-дорога». При этом использовались плоские четырехугольные конечные элементы с разными свойствами для различных конструктивных узлов системы (т.е. части отвечающие диску, шине и дорожному полотну обладают разными механическими свойствами). Соответствующая сетка конечных элементов приведена на рис. 2.

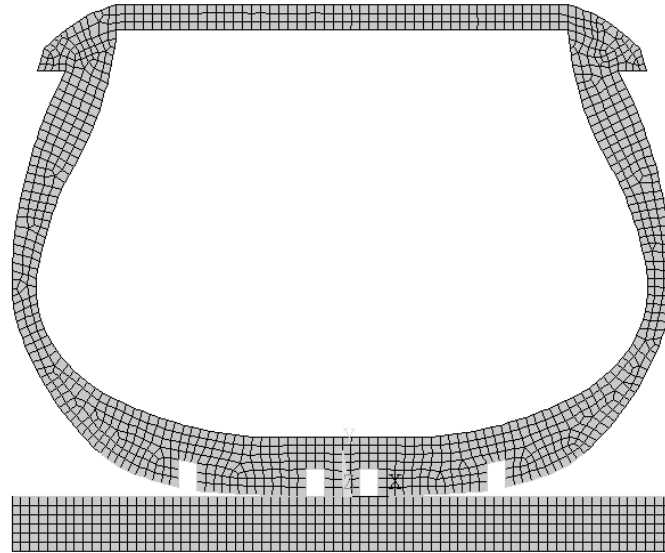


Рис. 2. Конечно-элементная модель системы «диск-шина-дорога»

В рассмотренной модели взаимодействие шины с дорогой моделировалось путем нанесения нелинейных условий упругого контакта по линиям их сопряжения.

Исследование формирования спектра собственных частот.

Известно, что на спектр собственных частот колебаний шины существенное влияние оказывает предварительное статическое напряженное состояние [1,4], вызванное действием внутреннего давления и осевой силы от веса автомобиля. Наличие начальных напряжений увеличивает жесткость шины и, как следствие, приводит к увеличению значений частот в спектре [4]. В этой связи в работе предварительно была решена задача статического упругого деформирования шины с учетом условий ее контакта с дорогой. Полученные результаты по эквивалентным напряжениям (интенсивность напряжений, определяемая с точки зрения теории прочности фон Мизеса) представлены на рис. 4.

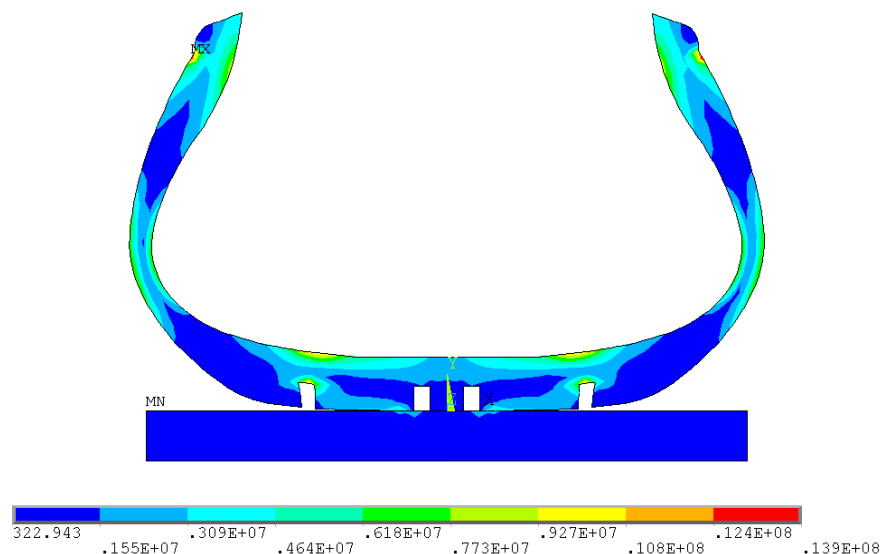


Рис.3. Распределение эквивалентных напряжений (Па) в шине нагруженной внутренним давлением и осевой нагрузкой (от веса автомобиля)

© Ю.В.Арефин, А.Н.Ларин, А.И.Субочев

Как видно из приведенных распределений напряжения распределяются не равномерно, при этом можно выделить некоторые наиболее нагруженные зоны: борт, боковина и верхний слой брекера. Кроме того следует отметить, что наличие протектора формирует существенную неоднородность напряженного состояния в беговой зоне приводя к наличию областей локализации напряжений в районе самих канавок протектора и на противоположной стороне от этих канавок - внутреннем слое брекера. Однако следует отметить, что полученные напряжения с точки зрения прочности весьма незначительны.

Наличие контактных условий делает рассмотренную модель нелинейной. Для определения собственных частот колебаний необходимо провести линеаризацию задачи. В работе рассмотрено две различные линейные модели:

1. классическая линейная модель [1] учитывающая изменение геометрии и наличие начальных напряжений возникающих в результате статической деформации шины при ее контакте с дорогой (обжатие шины). В рамках этого подхода фактически просто исключаются нелинейные связи контакта, и дорожное покрытие фактически не участвует в решении задачи собственных колебаний;

2. модель является обобщением классической. В рамках ее используются те же подходы к влиянию статического решения на модель, используемую при расчете колебаний, но контактные условия не отбрасываются, а линеаризуются путем их замены на кинематические условия совместности перемещений, которые накладываются на узлы находящиеся в плотном статическом контакте (т.е. для которых не равны нулю значения контактных давлений в статической постановке).

Результаты определения спектра собственных частот для каждой из модели сведены в таблицу 1. Полученные результаты для обеих моделей имеют существенные различия по всем частот спектра. Это связано с тем, что наличие условий кинематической связи наложенные как линеаризация контакта во второй модели (условия которые ограничивают дорогой возможные перемещения беговой части при колебаниях) по сути являются дополнительными связями и существенно ужесточают систему.

Таблица 1

Спектр собственных частот плоской профильной модели шины БЦ-43

	Собственные частоты (Гц)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Модель 1	19.5	40.4	82.25	266.9	270.5	427.6	477.5	623.5	651.6	709.8
Модель 2	25.8	57.6	100.5	347.5	373.7	620.5	638.9	876.3	952.9	1020.3

Обе рассмотренные модели в принципе дают не точные результаты. Действительно первая модель не учитывает ограничений со стороны дороги – шина принимается деформированной (обжатой), но ее колебания не ограничены ни в каких направлениях. Вторая же модель имеет излишне жесткие условия связи (линеаризация контакта двух сторонняя), так как ограничивает возможность перемещений шины во всех направлениях. В реальности влияние дороги существенно, но не во всех направлениях, шина не связана жестко с дорогой и имеет возможность перемещаться при колебаниях «вовнутрь» и в продольном направлении шины. Таким образом, рассмотренные модели можно считать, как верхнюю и нижнюю оценку возможных реализаций динамических характеристик.

Выводы

В данной работе была разработана плоская геометрическая и конечно-элементная модели автомобильной шины ВС-43. Проведены на ее основе исследования статических и динамических характеристик шины с учетом внутреннего давления и ее контактного взаимодействия с твердым дорожным покрытием, вызванного воздействием веса автомобиля.

1. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин / Б.Л. Бухин. - М.: Химия, 1988. – 224с.
2. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1978. – 238с.
3. Kang N. Prediction of tire natural frequency with consideration of the enveloping property / N. Kang // International journal of automotive technology, 2009. Vol. 10, N 1. Pp. 65–71.
4. Kim B.S. A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire / Byoung Sam Kim, Chang Heon Chi, Tae Keun Lee // Applied acoustics, 2007. Vol. 68. Pp 538–556