

подвеса начнет колебаться с нужной частотой, маятник займет вертикальное положение. Причем такое вертикальное положение, что центр тяжести маятника будет в самом высоком положении, которое соответствует максимуму потенциальной энергии. При попадании в маятник пули, он теряет это высокое положение центра тяжести, и после небольших колебаний вновь его восстанавливает.

Явление движения обращенного маятника с вибрирующим подвесом описывается дифференциальным уравнением параметрических колебаний, преобразуемое в каноническое уравнение Матье.

Условие устойчивости для исследуемого маятника описывается в виде

$$\omega > \frac{\sqrt{2qL}}{A} .$$

Этого оказалось достаточно для подбора параметров всего устройства - частоты вращения электродвигателя, длины маятника L , амплитуды колебаний A .

П.А.Капица в своих работах вывел формулу для определения значения действующего на маятник так называемого вибрационного момента, как его назвал сам автор. Величина этого момента пропорциональна средней кинетической энергии, сообщенной массе маятника вибрацией подвеса. Вибрационный момент является восстанавливающим моментом маятника.

Подбор параметров маятника и электродвигателя по формуле был осуществлен исходя из реальных возможностей - наличия электродвигателя, способов осуществления колебаний точки подвеса и т.п.

Первые попытки осуществления колебаний точки подвеса с помощью высших кинематических пар (специальных кулачков – толкателей) не привели к успеху, так как постоянно выходил из строя толкатель, связанный с точкой подвеса. Поэтому было принято решение перейти к обычному кривошипно-шатунному механизму, включающему только низшие кинематические пары. После этого механизм мишенного устройства стал работать безотказно.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА СТАТИЧЕСКОЙ ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ ПРОЕКТИРУЕМОГО ТРОЛЛЕЙБУСА

И.В. Китченко

Научный руководитель – к.т.н., доцент *Ю.Е. Атаманов*
Белорусский национальный технический университет

При создании любого транспортного средства тратится много времени и средств на его испытание. И не всегда результаты оказываются положительными. И тогда необходимо вносить изменения, изготавливать новый экземпляр и снова проводить испытания. Поэтому желательно уже на стадии разработки иметь возможность оценить те или иные качества проектируемой машины. Все это в полной мере относится и к троллейбусу. А так как троллейбус является пассажирским транспортом, то очень важно, чтобы он обладал хорошей курсовой устойчивостью и управляемостью.

В данной работе предлагается методика определения вида статической поворачиваемости троллейбуса, используя которую можно на стадии разработки троллейбуса оценить его устойчивость и управляемость.

Для определения вида поворачиваемости рассматривается движение пространственной модели троллейбуса по кругу с постоянной угловой скоростью $\omega = \dot{\beta} = \text{const}$, $\dot{\omega} = \ddot{\beta} = 0$, передние управляемые колеса повернуты на угол α .

Составляется система уравнений движения троллейбуса в подвижных осях координат, которую можно определенным образом преобразовать и получить систему алгебраических уравнений с переменными коэффициентами, в которой содержатся три неизвестных. Так как система уравнений имеет некоторые коэффициенты равные нулю, то она решается методом Гаусса с ведущим элементом. Для каждого значения скорости кинематические параметры движения находятся итерационным методом. Расчет для заданного значения скорости

движения троллейбуса заканчивается, когда выполняется условие $|R_i - R_{i+1}| \leq \epsilon$, здесь R_i и R_{i+1} – радиусы поворота троллейбуса на предыдущем и последующем шагах итерации; ϵ – выбранная точность расчетов.

Для первого шага итерации при движении на заданной скорости принимается, что радиус поворота троллейбуса равен теоретическому, т.е. $R = RT = L / \tan \alpha$, а углы увода и смещение центра поворота равны нулю. На последующих шагах радиус поворота корректируется с учетом углов увода.

По предлагаемой методике была разработана программа и проведен расчет для определения вида статической поворачиваемости троллейбуса модели 201.

Анализ результатов расчета показывает, что с увеличением скорости движения троллейбуса от нуля до 100 км/ч, радиус поворота практически остается постоянным. Это значит, что данная модель троллейбуса обладает небольшой недостаточной поворачиваемостью, что благоприятно сказывается на его устойчивости движения при повороте. Боковые силы, действующие на передний и задний мосты, и смещение центра поворота возрастают с увеличением скорости движения. Причем смещение центра поворота резко начинает возрастать со скорости 60 км/ч, что говорит о начале бокового скольжения колес переднего моста.

В результате выполненной работы можно сделать следующее заключение:

- разработана методика определения вида поворачиваемости троллейбуса;
- предлагаемая методика действительна для любой колесной машины с задним ведущим и передним управляемым мостами;
- выполненные расчеты имеют хорошее совпадение с экспериментальными данными, что указывает на правильность предлагаемой методики.

Литература

1. Богдан Н.В. и др. Троллейбус. Теория, конструирование, расчет / Н.В.Богдан, Ю.Е.Атаманов, А.И.Сафонов; под ред. Н.В.Богдана – Мн.: Ураджай, 1999.-с..
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов.- Мн.: Выш. шк.,1986.-208 с..
3. Тракторы. Теория / Под ред. В.В.Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ И ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

А.А. Петровский, И.Н. Никончук, А.Г. Таяновский
Научный руководитель – д.т.н., профессор *А.Н. Никончук*
Белорусский национальный технический университет

Зубчатоременные передачи считаются одним из самых перспективных и быстроразвивающихся элементов трансмиссий, что прежде всего связано с их низкой стоимостью, высокой надежностью и большой нагрузочной способностью, сопоставимой в ряде случаев с зубчатыми передачами.

Вместе с тем, как показывает опыт промышленной эксплуатации зубчатоременных передач, сама схема взаимодействия зубьев при передаче крутящего момента обуславливает генерирование ими колебаний, связанных с ударным взаимодействием при пересопряжении зубьев. Таким образом, несмотря на то, что сам ремень и его зубья изготовлены из эластомерных материалов, зубчатоременные передачи становятся источником шума и вибраций. Эти шумы и вибрации в основном генерируются на зубцовых частотах и их гармониках, интенсивность которых возрастает с увеличением нагруженности и связана, в основном, с увеличением деформаций входящих в зацепление зубьев ремня.

Существующие способы решения этой проблемы условно можно разделить на 2 группы: а) оптимизация параметров передачи – натяжения ремня, коррекции шкивов и т.д., б) удлинения во времени фазы входа в зацепление, реализуемое путем пространственной модификации зубьев и придания им шевронной и т.п. конфигурации.

Такой метод, как повышение точности изготовления деталей передачи разработчиками не рассматривался, так как считалось, что он ведет к неоправданному увеличению стоимости.