

Гурвич Ю.А.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ТЕОРИИ НЕГОЛОНОМНОГО  
КАЧЕНИЯ УПРУГОЙ ШИНЫ****ЧАСТЬ I. ... ЧАСТОТНЫМИ ЭКСПЕРИМЕНТАМИ МЕТОДА  
ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ***Белорусская государственная академия авиации**Минск, Беларусь*

*В двух статьях – части I и II впервые описывается метод параметрической идентификации процесса качения колеса с упругой шиной 400×150 модели 5 по твердой поверхности, который состоит из совокупности частотных экспериментальных исследований и теоретических разработок. С его помощью определены кинематические коэффициенты в широком диапазоне путевой частоты – от 0 до 25 рад/м, соответствующем режиму автоколебаний управляемых колес, в теории неголономного качения упругой шины по твердой дороге академика М.В. Келдыша [1]. Выполнено сравнение результатов экспериментов колеса с шиной 400×150, приведенных в [1] и результатов, полученных методом параметрической идентификации в функции путевой частоты. При сужении диапазона путевой частоты от больших значений к меньшим значениям величина кинематических коэффициентов уменьшались. В диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м отмечено количественное и качественное совпадение результатов этих двух экспериментов.*

**Введение.** Введено новое понятие – коэффициент динамической боковой жесткости шины, который, как правило, на 20...40 % меньше, чем обычно используемый на практике коэффициент боковой жесткости, полученный при статических испытаниях шины.

Известно, что теория неголономного шимми переднего колеса с упругой шиной 400×150 трехколесного шасси самолета академика М.В. Келдыша [1] широко применяется до сих пор в практике проектирования и дальнейшей модернизации, практически, всех гражданских и военных колесных транспортных средств. В последнее время в литературе появилась еще одна теория шимми, использующая новые представления о сухом трении [2], где прямо говорится о «несостоятельности» неголономной теории шимми [1]. По этому поводу в [3, 4], развернулась дискуссия, в которой опровергается утверждение о «несостоятельности» теории неголономного качения упругой шины.

Цель работы – привести доказательства, опровергающие утверждение о «несостоятельности» теории неголономного качения упругой шины по твердой дороге и определить в функции путевой частоты область применимости теории [1].

Для реализации этой цели необходимо: в I.I части статьи проанализировать эксперименты в [1]; во I.II части статьи описать частотные эксперименты методом  $f$  параметрической идентификации процесса качения колеса с шиной 400×150 модели 5 (практически, такой же шины, как и в [1]) при движении по твердой дороге в функции путевой частоты (в дальнейшем – метод параметрической идентификации); в II.III описать теоретические наработки метода параметрической идентификации; в II.IV выполнить сравнение результатов экспериментов в [1], и результатов, полученных методом параметрической идентификации, определить в функции путевой частоты область применимости теории [1]; в II.V проанализировать выводы работы [2] и определить степень их адекватности практике качения колеса с упругой шиной по твердой дороге.

**Основные результаты.** I.I. В работе [1] выведены уравнения шимми, основанные на изучении упругой деформации пневматика и на гипотезе о качении пневматика при произвольной его деформации. Это позволило дать ясный физический смысл всем константам, входящим в уравнения. Уравнения выводятся при произвольном выносе колеса, угле наклона стойки и с учетом ее упругости. Хотя полученная система уравнений достаточно сложна – имеет шестой порядок, так как состоит из двух дифференциальных уравнений второго порядка и двух неинтегрируемых дифференциальных уравнений неголономных связей первого порядка, она необходима для выявления удельной роли в явлении шимми упругости стойки и упругости пневматика. В случае жесткой вертикальной стойки система дифференциальных уравнений упрощается – имеет четвертый порядок, – и ее исследование уже может быть проведено до конца.

Систему уравнений четвертого порядка можно еще больше упростить, если: из нее исключить параметр, именуемый выносом колеса; диаметральной плоскостью обода колеса с упругой шиной во время движения будет оставаться все время вертикальной; положить, что момент инерции колеса относительно его вертикальной оси равен нулю, – рассматривается, невесомое колесо

$$\begin{aligned} Q &= -C_3\xi, \quad M = C_4\varepsilon; \\ \dot{Y} &= v\theta - v\varepsilon + \dot{\xi}; \\ \dot{\theta} - \dot{\varepsilon} &= C_2v\varepsilon + C_1v\xi, \end{aligned} \tag{1.1}$$

где  $Q$  и  $M$  – боковая сила и стабилизирующий момент, действующие на катящееся колесо;  $Y$  – координата бокового движения центра колеса;  $\xi$  и  $\varepsilon$  – боковая и угловая деформация шины;  $\theta$  – угол поворота центральной плоскости колеса относительно вертикальной оси;  $v$  – скорость центра колеса;  $C_1, C_2$  – кинематические коэффициенты;  $C_3$  и  $C_4$  – коэффициенты боковой и угловой жёсткости шины.

В (1.1) входят четыре характеристики шины, которые в I части обозначаются иначе:  $\alpha = C_1$  – первый кинематический коэффициент шины –  $1/m^2$ ;  $\beta = C_2$  – второй кинематический коэффициент шины –  $1/m$ ;  $a = C_3$  – боковая жесткость шины –  $кГ/м$ ;  $b = C_4$  – угловая жесткость шины –  $кГ-м/рад$ .

Коэффициенты  $a, b$  могут быть определены с помощью простых статических испытаний. Величины  $a, b$  для колеса  $400 \times 150$  мм зависят от внутреннего давления в пневматике  $p$  и нормальной нагрузки  $N$  и представлены на рис. 1.1.

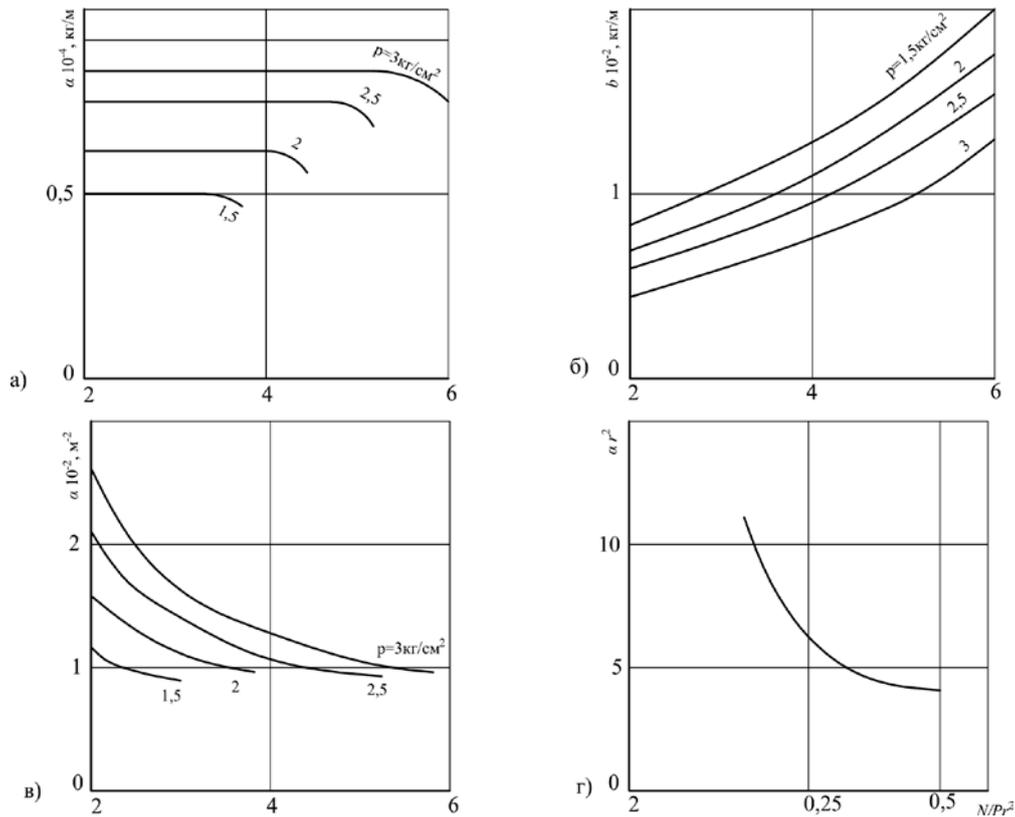


Рис. 1.1. Зависимость боковой жесткости –  $a$ , угловой жесткости –  $b$ , кинематического коэффициента –  $\alpha$  от нормальной нагрузки при различных значениях давления в шине 400×150

Отсутствие скольжения пневматика учитывается двумя условиями: касательная к линии качения пневматика совпадает с его осью поверхности контакта, а кривизна линии качения пневматика однозначно определяется параметрами боковой деформации  $\lambda$  и угловой деформации  $\varphi$ .

Обозначая через  $R$  радиус кривизны и, учитывая маленькую величину деформации, получим:

$$\frac{1}{R} = \alpha\lambda - \beta\varphi. \quad (1.2)$$

Если у шины во время качения поддерживается постоянная деформация  $\lambda$  и  $\varphi$ , то по соображениям однородности следует, что линией качения будет круг, радиус которого зависит от  $\lambda$  и  $\varphi$ .

Пусть колесо закреплено на стержне, вращающемся вокруг точки  $C$  в горизонтальной плоскости, причем плоскость обода вертикальна и составляет угол  $\theta + \pi/2$  со стержнем (рис. 1.2).

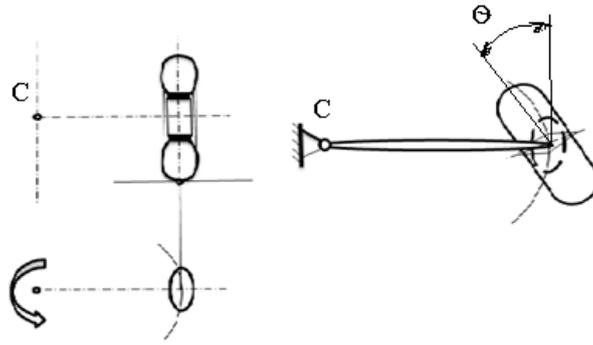


Рис. 1.2. Вращение колеса с упругой шиной 400×150

Обозначая через  $R$  длину стержня, при движении колеса, вызванном вращением стержня относительно точки  $C$ , при  $\theta = 0$ , получим  $1/R = \alpha\lambda$ . Замером деформации  $\lambda$  можем определить коэффициент  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{1}{\lambda R}. \quad (1.3)$$

Установив затем колесо под углом  $\theta + \pi/2$  со стержнем, снова замерим соответствующую деформацию  $\lambda^1$ , определим

$$\beta = \frac{1}{\theta} \left( \frac{1}{R - \alpha\lambda^1} \right). \quad (1.4)$$

Замеры коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  для колеса 400×150 показали, что отношение  $\beta/\alpha$  почти не зависит от нормальной нагрузки  $N$  и от давления  $p$  в пневматике. Для этого колеса во всех случаях с достаточной степенью точности можно положить:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 0,25, \text{ м}. \quad (1.5)$$

Коэффициент  $\alpha$  в сильной степени зависит от  $N$  и от  $p$  (см. рис. 1.1, в). Падение  $\alpha$  с увеличением обжатия объясняется тем, что при большем обжатии деформация в средней точке поверхности контакта, медленнее спадает. Поэтому средняя линия поверхности контакта и, следовательно, линия качения пневматика имеет меньшую кривизну.

Для определения зависимости  $\alpha = \alpha(\lambda, R)$  воспользуемся данными примера [1, с. 508]: «Рассмотрим переднюю стойку трехколесного шасси с колесом 400×150 мм при давлении в пневматике  $p = 3 \text{ кг/см}^2$ , находящемуся под нормальной нагрузкой  $N = 400 \text{ кг}$ . Для такого колеса  $a = C_3 = 9000 \text{ кг/м}$ ,  $b = C_4 = 75 \text{ кг-м/рад}$ ,  $\alpha = 120 \text{ м}^{-2}$ ,  $\beta = 30 \text{ м}^{-1}$ ,  $i = 0,0075 \text{ кг с}^2/\text{м}$ ,  $m = 0,75 \text{ кг с}^2/\text{м}$ ».

Установим зависимость  $\lambda = \lambda(R, \alpha = 120 \text{ м}^{-2})$  в виде таблицы 1.1:

**Таблица 1.1 – Зависимость  $\lambda = \lambda(R, \alpha = 120 \text{ м}^{-2})$**

$R, \text{ м}$	8,3	4,1	3,3	2,8	2,1	0,9
$\lambda, \text{ мм}$	1,0	2,0	2,5	3,0	4,0	9,0

I.П. Механико-математическое описание автоколебаний управляемых колес транспортных средств помимо уравнений движения содержит еще и уравнения негोलомных связей катящихся эластичных шин. Эти уравнения известны в нескольких вариантах и отличаются друг от друга числом вводимых переменных, количеством кинематических и жесткостных коэффициентов, математическими выражениями для их определения, величиной диапазона путевой частоты, которая впервые введена в [1]:

$$\omega = \frac{2\pi}{vT}, \quad (1.6)$$

где  $\omega$  – путевая частота, рад/м;  $v$  – скорость центра колеса, м/с;  $T$  – период бокового или углового гармонического воздействия на катящееся колесо, с.

Соответственно расчеты автоколебаний, использующие тот или иной вариант уравнений связей, имеют различную точность.

Анализ литературы [5–9] показал: диапазон от 0 до 0,5 рад/м включает в себя путевые частоты, соответствующие всем известным на практике эксплуатационным режимам движения пневмоколесных машин – управляемому движению, вилянию прицепов; автоколебания управляемых колес, как правило, возникают у большинства колесных транспортных средств в диапазоне путевых частот от 0 до 25 рад/м.

В расчетах, связанных с динамикой машин, используют характеристики шин, полученные при статических испытаниях, в лучшем случае, – из экспериментальной зависимости «боковая сила от угла увода», в то время как должны использовать динамические характеристики шин.

Известные к настоящему времени математические выражения для определения кинематических коэффициентов катящихся в ведомом режиме шин справедливы только для небольшого по размерам диапазона путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м, не учитывают стабилизирующего момента, действующего на колесо со стороны дороги, содержат коэффициенты, для определения которых необходимо проводить разнородные эксперименты.

Особенно важно использовать точные значения жесткостных и кинематических коэффициентов катящихся шин, на которые действуют со стороны дороги еще и стабилизирующие моменты, в диапазоне путевой частоты от 0 до 25 рад/м при проектировании транспортного средства во всем его скоростном диапазоне движения по критериям: отсутствие автоколебаний управляемых колес; их достаточной стабилизации; плавности хода; безопасности движения с учетом среднего времени реакции водителя [8–12].

При эксплуатации машины в области больших значений путевой частоты с коэффициентами шин, определенными, например, в диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м, значительно повышается вероятность возникновения автоколебаний управляемых колес.

Покажем, что методом параметрической идентификации процесса качения упругой шины, на которую действуют боковая сила и стабилизирующий момент, выполнив только один эксперимент с катящейся шиной, могут быть определены: значения кинематических и жесткостных коэффициентов в широком диапазоне путевой частоты от 0 до 25 рад/м [13–14].

Параметрическая идентификация процесса качения упругой шины реализуется в два этапа. На первом этапе выполняются экспериментальные работы по определению амплитудных частотных и фазовых частотных характеристик – АЧХ и ФЧХ боковой силы  $Q$  и стабилизирующего момента  $M$ , действующих на катящееся колесо со стороны дороги. На втором – с помощью одного из методов математического программирова-

ния производится оценка кинематических и жесткостных коэффициентов шины  $\overline{C_1 \cdot C_4}$  системы уравнений (1).

Следовательно, при оценивании коэффициентов  $\overline{C_1 \cdot C_4}$  возникает задача аппроксимации данных экспериментов  $Z_{ni}$ , полученных при  $i$ -тых значениях путевой частоты  $\omega_i$ , расчетными частотными характеристиками (ЧХ) –  $X_{ni}$  системы уравнений (1) при  $i$ -тых значениях путевой частоты. Здесь:  $n = \overline{1, N}$  – количество ЧХ;  $i = \overline{1, K}$  – число точек на каждой экспериментальной ЧХ в выбранном диапазоне путевой частоты;  $Z_{ni}$  – массивы экспериментальных данных, представляющие собой АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента в выбранном диапазоне путевой частоты;  $X_{ni}$  – расчетные АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента уравнений связей (1.1) в  $i$ -тых точках;  $\omega_i$  – путевая частота может варьироваться за счет: линейной скорости центра колеса  $v$  при постоянном периоде  $T$  боковых и угловых гармонических колебаний колеса; периода  $T$  при постоянной  $v$ ; скорости  $v$  и периода  $T$  одновременно.

Величина погрешности оцениваемых коэффициентов  $\overline{C_1 \cdot C_4}$  системы уравнений (1.1) зависит от: точности получения результатов на каждом из двух этапов параметрической идентификации процесса качения шины; правильно выбранного из большого количества методов математического программирования – метода оптимизации.

Реализация оптимальной процедуры оценивания коэффициентов  $\overline{C_1 \cdot C_4}$  с минимальной погрешностью результата гарантирована, если процедура параметрической идентификации содержит:

1) экспериментальные данные –  $Z_{ni}$ , которые, во-первых, отражают основные свойства уравнений связей (1) – их линейность и безынерционность процесса качения шины, во-вторых, соответствуют предпосылкам вероятностной модели, что позволит, в дальнейшем, статистическими методами фильтровать влияние помех (шумов), сопутствующих опытам с шиной. Первое условие обеспечивается при пренебрежимо малых значениях: скольжения пятна контакта шины относительно дороги; главного вектора  $R^\Phi$  и главного момента  $M^\Phi$  сил инерции колеса при его боковых и угловых колебаниях. Второе условие выполняется при введении нескольких измерений при каждом значении путевой частоты каждой экспериментальной ЧХ;

2) расчетные АЧХ и ФЧХ силовых характеристик  $Q$  и  $M$ , адекватные соответствующим данным экспериментов –  $Z_{ni}$ ;

3) критерий близости между расчетными ЧХ –  $X_{ni}$  и массивами экспериментальных данных –  $Z_{ni}$ ;

4) весовые коэффициенты, которые используются при формировании информативной и безразмерной целевой функции.

При реализации пункта 1) использовалась экспериментальная установка, изготовленная на Минском тракторном заводе (рис. 1.3).

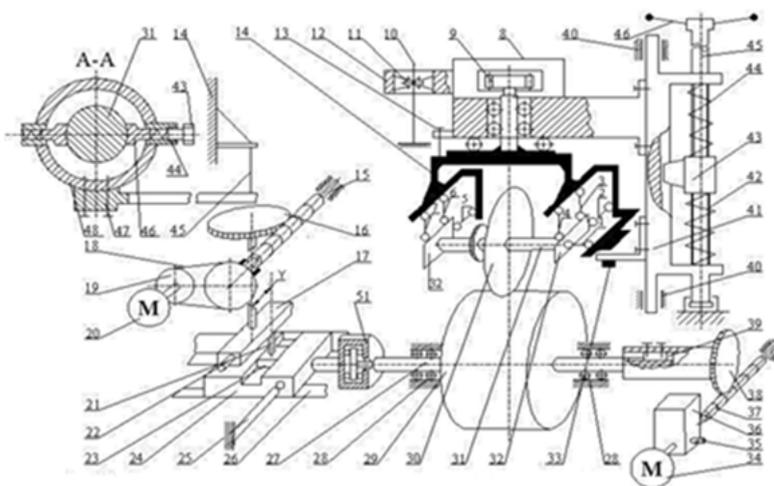


Рис. 1.3. Общий вид и принципиальная схема установки для испытания шин

Установка обеспечивает нагруженному нормальной нагрузкой (детали 40–46) вращающемуся с переменной угловой скоростью колесу с шиной, практически, гармонические с регулируемой амплитудой: боковые – перемещения пятна контакта шины с барабаном вдоль оси вращения колеса (2,5; 4,9; 6,2; 8,5; 9,9; 11,5)  $10^{-3}$  м и угловые – относительно вертикальной оси –  $2,5^\circ$  и  $5^\circ$  колебания при переменных внутренних давлениях в шинах – 0,12; 0,18; 0,24; 0,30 МПа, и различных нормальных нагрузках. Для испытываемой шины 400×150 модели 5 (рис.1. 4) нормальная нагрузка изменялась в пределах – 0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 кН).



Рис. 1.4. Шина 400×150мм

Все характеристики силового взаимодействия колеса с дорогой фиксируются пространственно-стержневой системой тензоблока, который состоит из 7 тензоэлементов. Геометрические характеристики – площадь поперечного сечения и длина рабочей части каждого тензоэлемента рассчитываются так, чтобы 99 % нагрузки приходилось на растяжение-сжатие и 1 % на его изгиб. Допускается варьирование путевой частоты от значений близких к нулю и до бесконечности за счет линейной скорости  $v$  при постоянном периоде  $T = 4,4$  с. Для уменьшения искажений силами и моментами сил инерции  $R^{\Phi}$  и  $M^{\Phi}$  характеристик силового взаимодействия вращающегося колеса с дорогой  $Q$  и  $M$ , в установке ось вращения колеса неподвижна.

Силы инерции фрагмента шины, который потянется за барабаном, совершающему два движения: поступательное прямолинейное по закону синуса и вращательное, малы и, вдобавок, остаются на барабане.

Были проведены эксперименты по проверке точности работы отдельных узлов и всей установки в целом. Установлено, что горизонтальные и вертикальные отклонения отдельных частей максимально нагруженной установки, по показаниям семи индикаторов, – минимальны, установка – достаточно жесткая конструкция.

Точность показаний продольного тензоэлемента, проверена с помощью двух специальных тензоэлементов (рис. 1.5) – результаты измерений продольной силы тремя тензоэлементами – идентичны, относительная ошибка измерений не превышала 1 %.

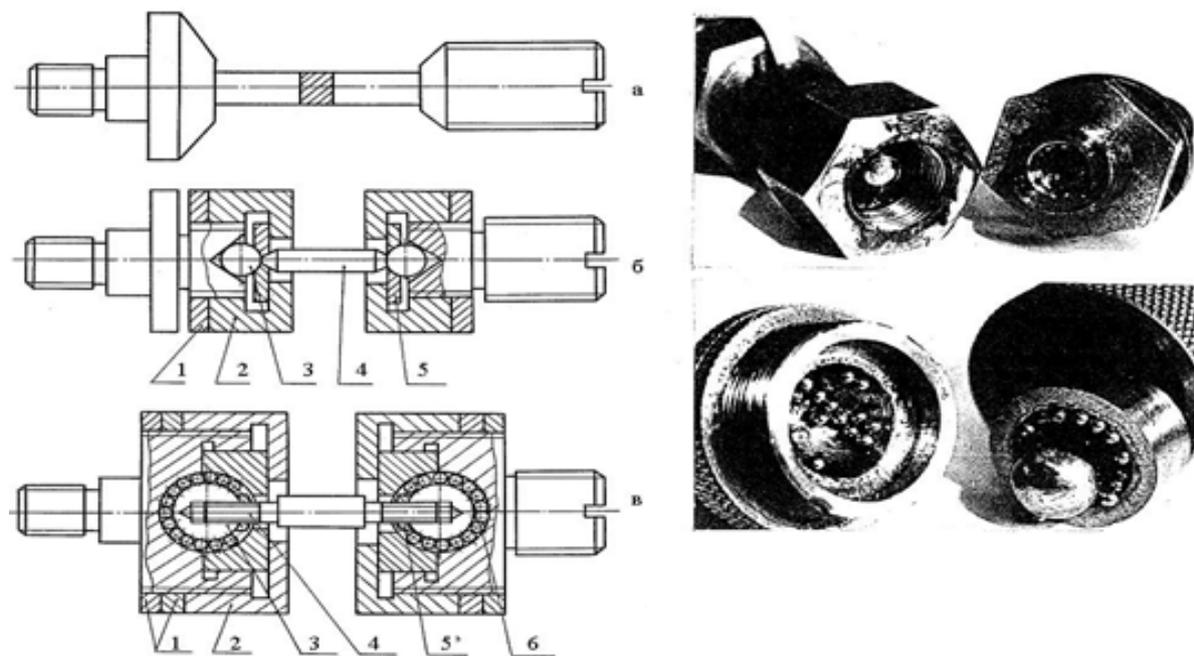


Рис. 1.5. Виды тензоэлементов

Перемещения осциллятора, выполненного в виде кулисного механизма (детали 15–25), в направляющих 26 и барабана 29 в подшипниках 28 отличаются в отдельных точках от синусоиды не более, чем на 1,5 %.

Чтобы экспериментальные данные –  $Z_{ni}$  соответствовали предпосылкам вероятностной модели, необходимо при обработке осциллограмм измерять по десять размахов и сдвигов по фазе кривых боковой силы и моментов. Для этого через все вершины этих кривых проводятся горизонтальные линии. Для каждой кривой определяются кратчайшие расстояния (размахи –  $A_i$ ,  $i = \overline{1,10}$  между нижней и ближайшей следующей верхней горизонтальными линиями (рис. 1.6), затем между этой верхней и ближайшей следующей нижней горизонтальными линиями и т. д. При определении ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента необходимо измерять расстояния по горизонтали между соответствующими вертикальными линиями, проведенными через вершины синусоиды перемещения и кривых боковой силы и моментов ( $\bar{O}_i$ ,  $\bar{O}_i$   $i = \overline{1,10}$ ). Смещение вправо вершины кривой измеряемой величины по отношению к вершине синусоиды перемещения – отрицательный сдвиг по фазе (рис. 1.6).

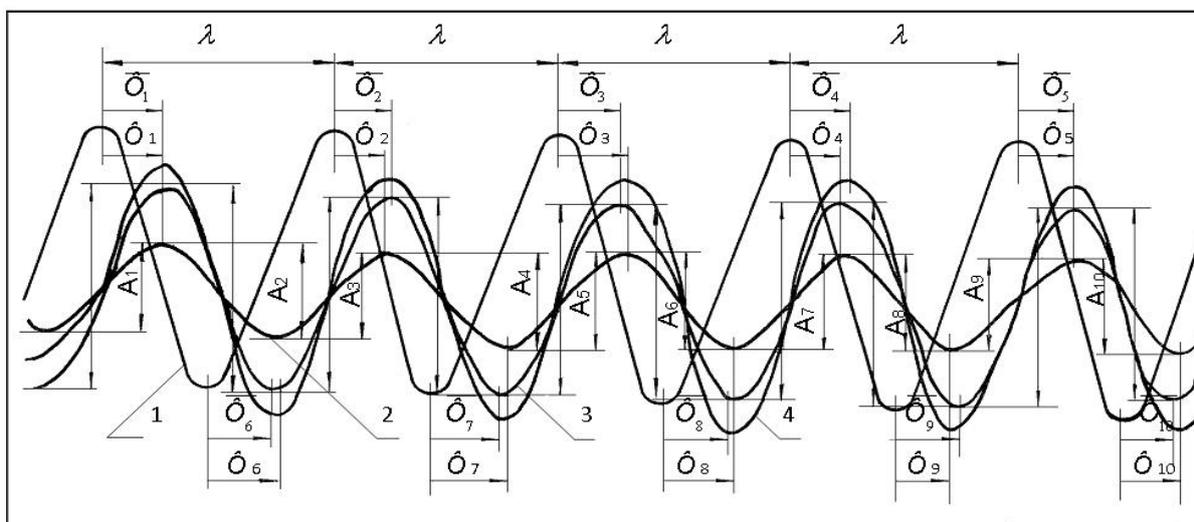


Рис. 1.6. Копия одного из кадров обработанной осциллограммы:

1 – синусоида перемещения пятна контакта шины; 2 – кривая боковой силы; 3 – кривая стабилизирующего момента; 4 – кривая опрокидывающего момента;  $\lambda$  – длина волны синусоиды перемещения;  $A_j, A_j$  – размах боковой силы и стабилизирующего момента;  $\tilde{O}_i, \bar{O}_i$  – сдвиг по фазе боковой силы и стабилизирующего момента,  $j = 1,10$

Процедура оценивания с минимальной погрешностью результата гарантирована, если модель параметрической идентификации содержит:

1. Экспериментальные данные, полученные с высокой точностью.
2. Адекватные частотные характеристики.
3. Наиболее информативную целевую функцию.

**Выводы.** В результате специальных экспериментов для каждого типа шин определены диапазоны амплитуд боковых колебаний  $y_0 = l$  внутренних давлений в шине  $p$  и нормальных нагрузок  $G$ , действующих на нее, при которых скольжением пятна контакта колеса относительно дороги можно пренебречь и рассматривать шину как линейно-деформируемое тело. В противном случае из процедуры идентификации пришлось исключить АЧХ и ФЧХ боковой силы и стабилизирующего момента, полученные при угловых колебаниях колеса.

Установлено, что полностью выполнить первое условие в экспериментах колеса с упругой шиной при его боковых и угловых колебаниях удалось лишь для АЧХ (1; 3) и ФЧХ (2; 4) боковой силы и стабилизирующего момента при боковых колебаниях шины  $400 \times 150$ :  $G = 4$  кН,  $p = 0,3$  Мпа,  $y_0 = 2,5 \cdot 10^{-2}$  м (рис. 1.7).

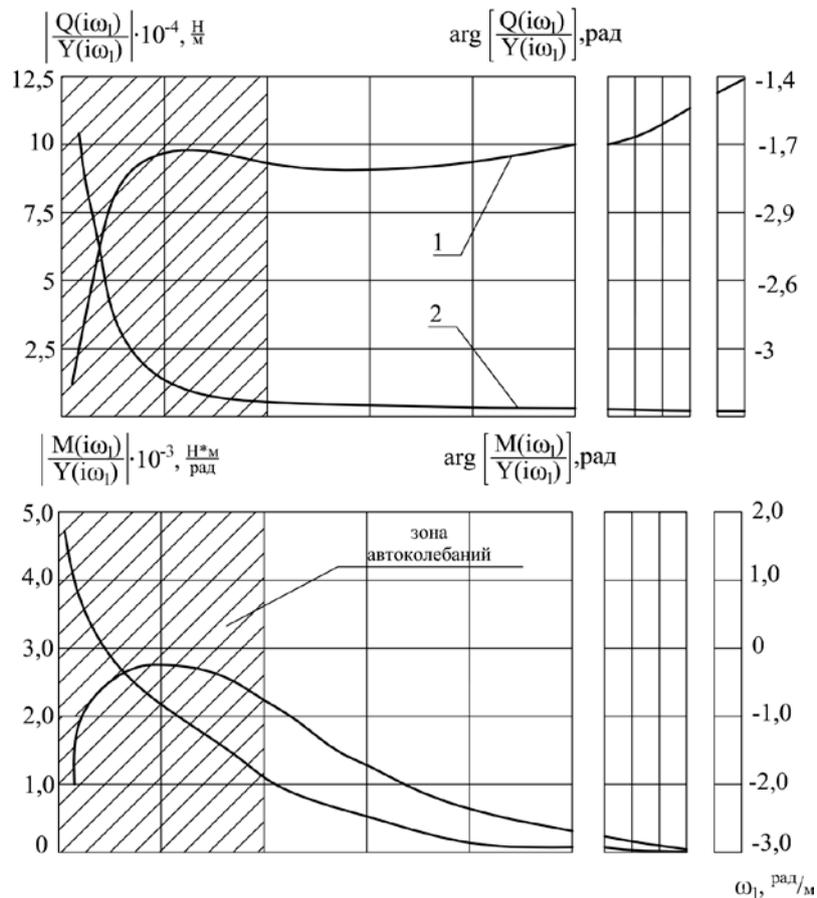


Рис. 1.7. Боковые колебания шины

Наличие АЧХ боковой силы при боковом перемещении колеса с шиной позволяет ввести новое понятие – коэффициент динамической боковой жесткости шины, который определяется ординатой кривой 1 на рис. 7 в диапазоне путевой частоты от 12 до 25 рад/м. Как показали экспериментальные исследования этот коэффициент, как правило, на 20...40 % меньше, чем обычно используемый на практике коэффициент боковой жесткости, полученный при статических испытаниях шины.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Келдыш, М. В. Избранные труды: Механика. – М.: Наука, 1985. – 568 с.
2. Журавлев, В. Ф. О механизме явления шимми / В. Ф. Журавлев, Д. М. Климов // Доклады академии наук. – 2009. – Т. 428, № 6, – С. 761–764.
3. Борисов, А. В. Ответ В. Ф. Журавлеву / А. В. Борисов // Нелинейная механика. – М.: – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 897–901.
4. Козлов, В.В. Замечания о сухом трении и неголономных связях / В. В. Козлов // Нелинейная механика. – М.: – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 903–906.
5. Неймарк, Ю. И. Динамика неголономных систем / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 519 с.
6. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машгиз, 1971. – 417 с.
7. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – М.: Наука, 1975. – 767 с.

8. Гурвич, Ю. А. Новые прикладные критерии колебательной и апериодической устойчивости движения колес транспортных средств. Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике / Ю. А. Гурвич. – Минск: УП «Технопринт», 2001. – 551 с.

9. Гурвич, Ю. А. Прикладные критерии устойчивости движения управляемых колес транспортных средств / Ю. А. Гурвич, Ю.Д. Сырокваш // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 9. – С. 23–27.

10. Гурвич, Ю. А. Многокритериальная оптимизация параметров управляемой оси автобусов и автомобилей «МАЗ» / Ю. А. Гурвич // Научные труды международной научно-практической конференции учёных МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ: сб. науч. тр. / МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ. – Москва-Луганск, 2010. – Том 6: Естественные и технические науки. – С. 99–105.

11. Гурвич, Ю. А. Выбор критерия оптимизации параметров транспортных средств с помощью метода сеток / Ю. А. Гурвич // Машиностроение: респ. межведомств. сб. науч. тр. – Минск: БНТУ, 2018. – Вып. 31. – С. 137–147.

12. Гурвич, Ю. А. Многокритериальное проектирование управляемых неразрезных осей грузовых автомобилей / Ю. А. Гурвич // Сборник научных статей военной академии Республики Беларусь. Минск, 2018. – № 35. – С. 72–80.

13. Гурвич, Ю. А. Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин в эксплуатационных режимах движения транспортных средств / Ю. А. Гурвич // Теоретическая и прикладная механика: респ. межведомств. сб. науч. статей. – Минск: БНТУ, 2006. – Вып. 20. – С. 72–76.

14. Гурвич, Ю. А. Экспериментально-аналитический метод определения динамических характеристик шин / Ю.А. Гурвич // Научные труды международной научно-практической конференции учёных МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ: сб. науч. тр. / МАДИ (ГТУ), РГАУ-МСХА, ЛНАУ. – Москва-Луганск, 2010. – Том 6: Естественные и технические науки. – С. 109–115.

*Поступила 26.05.2020*

**УДК 531/534:517.9:519.2**

**Гурвич Ю.А.**

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ В ТЕОРИИ НЕГОЛОНОМНОГО КАЧЕНИЯ УПРУГОЙ ШИНЫ**

### **ЧАСТЬ II. ... ТЕОРЕТИЧЕСКИМИ НАРАБОТКАМИ МЕТОДА ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ**

*Белорусская государственная академия авиации*

*Минск, Беларусь*

*В статье описываются теоретические наработки метода параметрической идентификации процесса качения колеса с упругой шиной 400×150 модели 5 по твердой поверхности. С их помощью определены коэффициенты в теории неголономного качения упругой шины по твердой дороге и выполнено сравнение результатов экспериментов колеса с шиной 400×150, описанных в статье [1] академика М.В. Келдыша и результатов, полученных методом параметрической идентификации в функции путевой частоты. В диапазоне путевой частоты от 0 до 0,5 рад/м отмечено количественное и качественное совпадение результатов этих двух экспериментов.*

*Теория неголономного качения упругой шины по твердой поверхности академика М.В. Келдыша обладает общностью успешного применения на практике, как для узко-*