

На правах рукописи

Каменсков Вадим Юрьевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ  
СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЬНОГО ФРИКЦИОННОГО  
ВАРИАТОРА С МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ЦЕПЬЮ**

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Москва – 2009

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель: д. т. н., профессор  
Полунгян Аркадий Авсеевич

Официальные  
оппоненты: д. т. н., профессор  
Наумов Валерий Николаевич

к. т. н., доцент  
Ломакин Владимир Владимирович

Ведущее предприятие: ОАО «АвтоВАЗ»

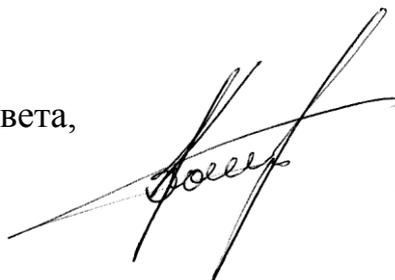
Защита диссертации состоится «21» декабря 2009 г. в 12<sup>00</sup> на заседании диссертационного совета Д 214.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005 Москва, 2-я Бауманская ул., 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «18» ноября 2009 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, профессор



Гладов Г.И.

**Актуальность темы.** Повешение производительности автотранспортных средств при одновременном повышении эффективности использования топлива, безопасности и комфортабельности эксплуатации неразрывно связано с применением автоматических трансмиссий и решением задач по улучшению их эксплуатационных свойств. Наиболее производительной и экономичной (применительно к автомобилю) передачей по сравнению с широко распространенными планетарными гидромеханическими и автоматизированными механическими ступенчатыми передачами является бесступенчатый вариатор.

Со времен первого упоминания о бесступенчатой фрикционной передаче Леонардо да Винчи в 1490 г. прошло более 500 лет. Но по-настоящему бурное развитие и внедрение автомобильных бесступенчатых передач происходит только в течение последних 25-30 лет. Такое запаздывание объяснялось, как неготовностью технологий реализовать теоретические свойства, так и недостатком фундаментальных знаний и методов проектирования.

На настоящем этапе развития автомобилестроения перспективность фрикционных вариаторов с тянущей металлической пластинчатой цепью (Рис. 1) подтверждена не только рядом научных трудов, но и спектром серийно выпускаемых трансмиссий (250 тысяч за 2005г.). Вариаторы с пластинчатой цепью применяются не только в паре с ДВС, но и в составе гибридных установок, чем

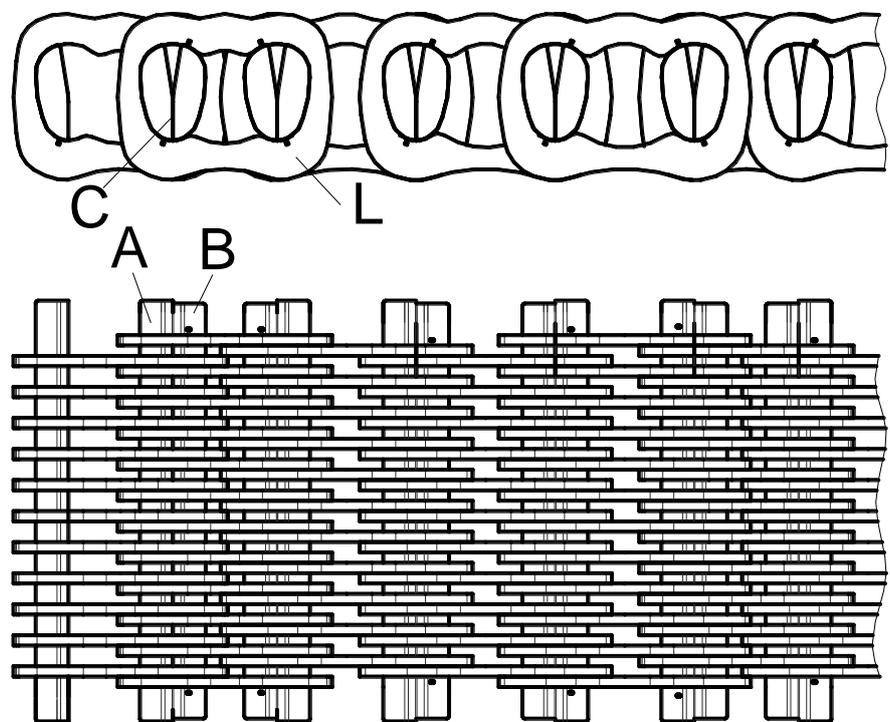


Рис. 1. Пластинчатая вариаторная цепь. L – звено. С – шарнир качения. А и В – штифты, контактирующие со шкивами и составляющие шарнир С

подтверждают свою значительную и долгосрочную перспективность.

Основными преимуществами таких передач, по сравнению с традиционными автоматическими трансмиссиями, являются: бесступенчатость, компактность (способность передавать тот же крутящий момент при меньших габаритных размерах), отсутствие процессов преобразования энергии из одних видов в другие (как в ГМП и электрических приводах), высокий КПД, простота и сравнительно низкая стоимость производственного процесса.

Вышеупомянутое подтверждает актуальность исследований таких вариаторов.

**Цель работы и задачи исследования.** Разработка метода совершенствования эксплуатационных свойств автомобильного фрикционного вариатора с металлической тянущей цепью.

Под эксплуатационными свойствами в данной работе понимаются: эффективность, динамические нагрузки, долговечность, требования к системе управления вариатором, динамичность и комфорт (автомобиля), экономичность (автомобиля).

Для достижения цели в работе решаются следующие задачи:

- разработка метода расчета криволинейных образующих контактирующих поверхностей шкива и штифтов гибкого элемента, обеспечивающих: минимальный поперечный изгиб ветви цепи, постоянное перемещение пятна контакта по образующим и максимальную долговечность по критерию усталостного выкрашивания;
- создание имитационной математической модели работы фрикционного клиноременного вариатора с металлической тянущей цепью;
- разработка метода снижения динамических нагрузок и рассеивания энергии во фрикционном вариаторе с тянущей цепью.

**Методы исследования.** В ходе решения поставленной задачи использованы методы математического анализа, аналитической геометрии, линейной алгебры, теории дифференциальных уравнений, численные методы интегрирования дифференциальных уравнений, математической статистики, теоретической механики и механики контактного взаимодействия.

**Научная новизна** заключается в:

- Разработке математической модели перемещения гибкого элемента во фрикционном клиноременном вариаторе с металлической тянущей цепью, позволяющей оценить влияние геометрических параметров образующих трущихся поверхностей на величину поперечного изгиба ветви гибкого элемента и метода расчета образующих трущихся поверхностей геометрически минимизирующих поперечный изгиб ветви цепи и обеспечивающих постоянное перемещение пятна контакта по образующим.
- Разработке метода расчета распределения усталостной долговечности (по критерию усталостного выкрашивания) по поверхности силового элемента цепи.
- Разработке метода поиска оптимальной образующей по критерию максимальной долговечности (по усталостному выкрашиванию) и минимальному поперечному изгибу.
- Разработке динамической модели работы автомобильного вариатора с тянущей цепью на плоскости с рассмотрением цепи как многомассовой системы кинематически несвязанных упругих тел и с учетом дискретности контакта.
- Разработке метода снижения виброн нагруженности и снижения рассеивания энергии в вариаторе с тянущей цепью путем варьирования шага цепи.

**Практическая ценность.**

- Получены результаты, которые ложатся в основу проектирования автомобильных фрикционных вариаторов с тянущей цепью.

- На основе разработанной математической модели и методов в приложении MATLAB создано программное обеспечение, позволяющее проектировать оптимальные образующие штифта гибкого элемента и шкива и исследовать влияние конструктивных параметров на долговечность штифта по критерию усталостного выкрашивания.

- На основе разработанной имитационной математической модели создано программное обеспечение для приложения MATLAB, позволяющее имитировать работу вариатора и гибкого элемента, рассчитывать векторы состояния системы в любой момент времени, исследовать динамику гибкого элемента в вариаторе, влияние на нее конструктивных параметров вариатора (включая различные шаговые последовательности цепи), а так же визуализировать результаты интегрирования системы уравнений.

#### **Реализация и внедрение результатов работы.**

Полученные в ходе исследования результаты были внедрены в учебный процесс на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана по специальности 05.05.03 и в НТЦ ОАО АВТОВАЗ.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались на научно-технических семинарах кафедры СМ-10 «Колесные Машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2006..2009 гг. (г. Москва)

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 141 листе машинописного текста, содержит 72 рисунка, 12 таблиц. Библиография работы содержит 55 наименований.

## **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность работы, определены цель и задачи исследования, сформулированы положения, выносимые на защиту, приведены основные научные и практические результаты.

**В первой главе** произведен обзор и рассмотрен современный уровень развития автомобильных бесступенчатых трансмиссий, проведена оценка прироста эксплуатационных свойств автомобиля при комплектации вариатором, проведен обзор отечественных и зарубежных научных трудов в области совершенствования эксплуатационных свойств автомобильного фрикционного вариатора, выявлены основные вопросы, остающиеся нерешенными и по сей день, проведен обзор подходов к моделированию работы вариатора и основных недостатков существующих методов.

Особо отмечены работы Фаробина Я. Е., Слабоспицкого В. А., Светозарова В. А., Пронина, Б. А., Ревкова Г. А., Есипенко Я. И., Светлицкого, В. А., Yue G., Eng L., Fritzer, A., Wang K. W., Fritz P., Pfeiffer F., Tanaka H., Goi T., van Rooij J. H. M., Frank A., Avramidis S., Bradely T. H., Huff B. R., Frank A. A., Cheng Naishi, Liu Wen, Zhang Weihua, Sun D. C., Englisch A., Wagner G., Remmlinger U., Fisher, M., Nowatschin K и др.

Анализ литературных источников позволил установить ряд основных проблем. Вариаторы с тянущей цепью характеризуются недостаточной эффективностью, что обуславливается тремя основными факторами:

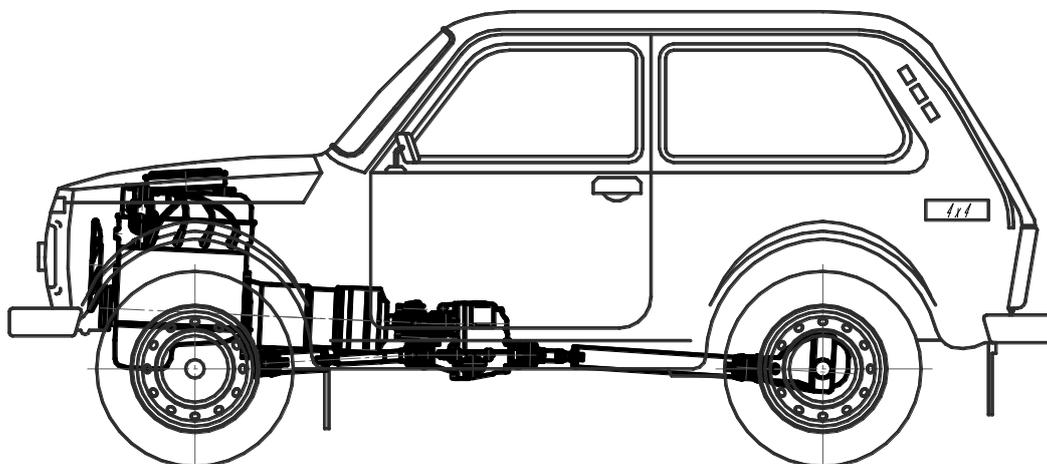
- Недостаточной или излишней прижимной силой шкивов приводящей к повышенному скольжению или дополнительным потерям соответственно.
- Паразитным рассеиванием энергии вследствие специфических для таких передач колебаний. Вместе с тем, колебания приводят к повышенному шуму и вибрации, характерным для таких передач. Большинство авторов рассматривают движение только свободных ветвей вариаторной цепи или обобщенное движение, усредняя механику контакта между цепью и шкивами, что идет вразрез с экспериментальными данными.
- Движением гибкого элемента под углом к осям вращения шкивов, называемым эффектом поперечного изгиба ветви. Установлено, что поперечный изгиб снижает долговечность, повышает шум и вибрацию, повышает величину требуемого контактного давления, повышает требования к точности системы регулирования и снижает скорость изменения передаточного отношения.

При этом вопросы, связанные с регулированием прижимных сил исследованы в значительной степени, тогда как паразитное рассеивание энергии и поперечный изгиб исследованы слабо.

Вместе с тем, несовершенство геометрии образующих поверхностей приводит к концентрации напряжений и усталостному выкрашиванию поверхностных слоев контактирующих тел. Усталостное выкрашивание является основным критерием выхода из строя таких передач.

В итоги главы были вынесены основные задачи, решение которых необходимо для достижения цели. Последующие главы посвящены решению основных задач.

**Во второй главе** разработана новая математическая модель перемещения гибкого элемента по шкивам и предложена новая методика оптимизации форм образующих поверхностей контактирующих тел, позволяющая повысить долговечность по критерию усталостного выкрашивания, при одновременной минимизации величины поперечного изгиба ветви цепи.



*Рис. 2. Фрикционный вариатор в автомобиле ВАЗ-21214*

Несвязанное с погрешностями изготовления и установки рассогласование взаиморасположения шкивов называется поперечным смещением  $\varepsilon$  ветви гибкого элемента (Рис. 3). Поперечное смещение отсутствует, если одноименные точки гибкого элемента лежат в одной плоскости, и гибкий элемент перемещается параллельно самому себе при изменении передаточного числа. Анализ кинематических соотношений указывает на причину возникновения смещения – геометрическое несовершенство линейной формы образующих поверхностей контакта шкива и торца штифтов гибкого элемента. С другой стороны, расчеты методом конечных элементов показывают, что нижняя кромка торца гибкого элемента при линейной образующей является сильным концентратором напряжений (Рис. 4).

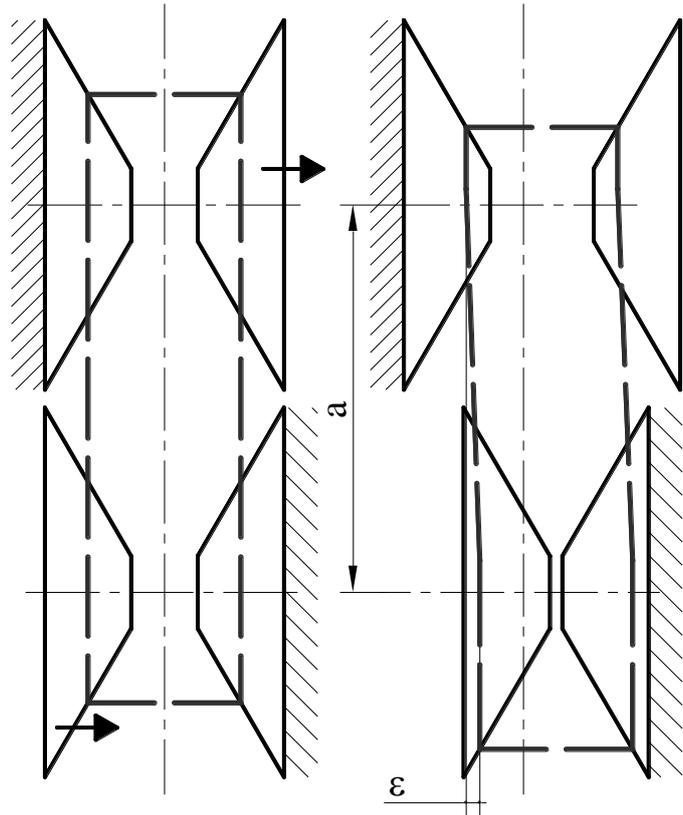


Рис. 3. Поперечный изгиб ветви гибкого элемента

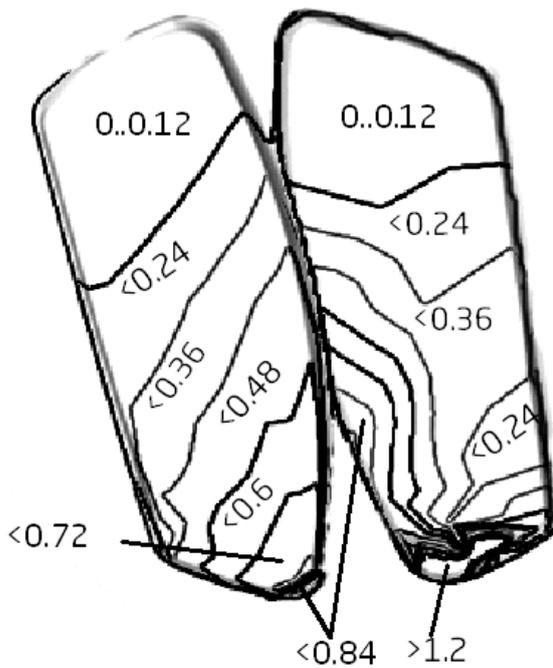


Рис. 4. Концентрация напряжений на торце штифта (интервалы напряжений в ГПа)

С целью минимизации поперечного смещения и снижения концентрации контактных напряжений проведено совершенствование образующих поверхностей контакта. Рассмотрена плоская задача геометрии контакта (Рис. 5). Приняты следующие допущения:

- образующая штифта имеет форму дуги окружности
- контактные поверхности несогласованны
- в растянутом состоянии длина гибкого элемента постоянна

$x_2O_2y_2$  - неподвижная система координат,  $x_2$  - ось вращения шкива,  $M$  - начальная точка контакта (при  $i=1$ ),  $R_m$  - радиус траектории вращательного движения гибкого элемента при  $i=1$ ,  $O_1$  - центр дуги  $\rho$  образующей торца гибкого элемента,  $x_1O_1y_1$  - система координат, связанная с гибким элементом,  $P_i$  - точка контакта  $(x_i, y_i)$  в некоторый момент времени,  $S$  - поперечное перемещение гибкого элемента,  $R_i$  - радиальное перемещение гибкого элемента,  $\alpha$  - угол наклона нормали к образующей шкива в точке  $M$ ,  $\alpha_i$  - изменение угла наклона нормали к образующей шкива. Функциональная зависимость

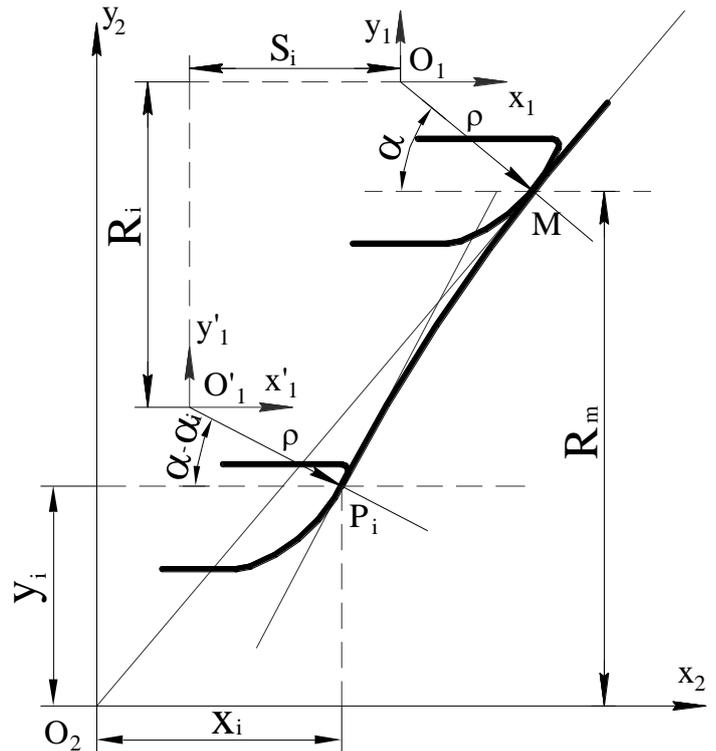


Рис. 5. Плоская модель перемещения гибкого элемента

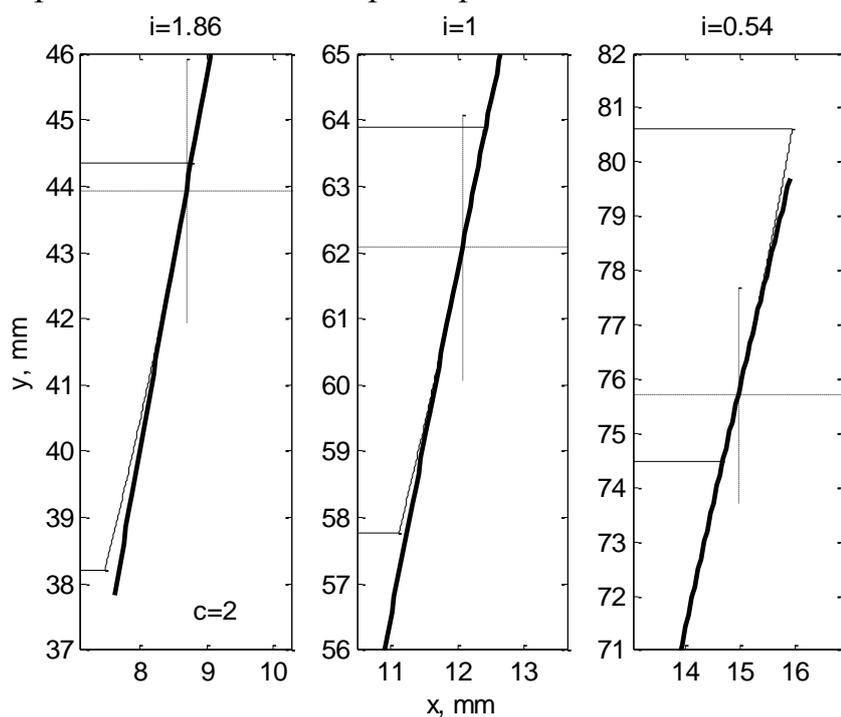
$y_i(x_i)$  является искомой формой образующей. Индекс  $i$  соответствует перемещению гибкого элемента к оси вращения на одном шкиве, а индекс  $o$  - от оси на другом.

$$\left\{ \begin{array}{l} x_i = R_M \operatorname{tg} \alpha - \rho \cos \alpha - S_i + \rho \cos(\alpha - \alpha_i) \\ y_i = R_M + \rho \sin \alpha - R_i - \rho \sin(\alpha - \alpha_i) \\ x_o = R_M \operatorname{tg} \alpha - \rho \cos \alpha + S_o + \rho \cos(\alpha + \alpha_o) \\ y_o = R_M + \rho \sin \alpha + R_o - \rho \sin(\alpha + \alpha_o) \\ \frac{dy_i}{dx_i} = \operatorname{tg}(\alpha - \alpha_i) \\ \frac{dy_o}{dx_o} = \operatorname{tg}(\alpha - \alpha_o) \\ \left\{ \begin{array}{l} 2a \cos \beta + (R_M - R_i)(\pi - 2\beta) + \\ + (R_M + R_o)(\pi + 2\beta) = 2a + 2R_M \pi \\ \sin \beta = \frac{R_i + R_o}{a} \end{array} \right. \\ c \cdot \frac{\alpha_i}{R_o} = \frac{\alpha_o}{R_i} \end{array} \right.$$

Рассмотрено перемещение точки контакта из  $M$  в  $P_i$  на одном шкиве и соответствующее ему перемещение из  $M$  в  $P_o$  на другом, составлена система уравнений.  $c$  - предложенный варьируемый коэффициент кривизны. Коэффициент  $c$  задает пропорциональность между кривизнами участков образующих. Преобразование и решение системы уравнений для заданных геометрических параметров и ряда значений коэффициента кривизны позволяет получить семейство кривых образующих шкива в форме функций  $y(x)$ , геометрически обеспечивающих отсутствие поперечного смещения. Образующие семейства отличаются геометрией, однозначно

задаваемой в пространстве начальных геометрических параметров коэффициентом кривизны  $c$ , который может варьироваться в интервале  $[0...∞]$ .

Составлена и решена аналогичная система уравнений для дугообразной образующей шкива, применяемой на серийно выпускаемых трансмиссиях. Расчеты показали, полностью избежать поперечного смещения в этом случае не представляется возможным. Но, дополнив систему уравнений методом одномерной оптимизации можно вычислить непрерывный ряд оптимальных сочетаний радиусов дуг образующей шкива и торца штифтов гибкого элемента, обеспечивающих пониженное поперечное смещение во всем диапазоне передаточных чисел вариатора.



Анализ полученных кривых показал, в процессе изменения передаточного отношения центр пятна контакта (и само пятно контакта) перемещается по образующей штифта. Характер перемещения пятна контакта определяется геометрией образующей шкива, которая, в пространстве полученных минимизацией поперечного смещения образующих, однозначно

Рис. 6. Перемещение пятна контакта по штифту определяется коэффициентом кривизны  $c$ .

Перемещение площадки контакта по поверхности штифта приводит к распределению усталостных повреждений по этой поверхности. Таким образом, одни участки образующей штифта повреждаются сильнее других в соответствии с нагрузочным циклом транспортного средства. Влияние коэффициента кривизны  $c$  на характер перемещения пятна контакта по образующей штифта позволяет изменять характер распределения усталостных повреждений по поверхности штифта.

Предложен метод расчета распределения долговечности по образующей штифта на основе гипотезы линейного суммирования повреждений и теории Герца.

Включение в алгоритм расчета распределения долговечности метода одномерной минимизации позволило вычислить оптимальное (с точки зрения долговечности по критерию усталостного выкрашивания) значение коэффициента  $c$ . При этом физически оптимизация долговечности заключается в поиске такого

коэффициента кривизны, который обеспечит максимально возможное распределение наиболее тяжелых с точки зрения усталостного выкрашивания режимов по наибольшей части образующей торца гибкого элемента. То есть, в рациональном использовании возможностей материала. Расчет распределения долговечности для применяемых в настоящее время в автомобилестроении дугообразных образующих шкива подтвердил преимущества разработанного метода.

Объединяя результаты главы, предложен метод расчета образующих шкива и штифта, геометрически минимизирующих величину поперечного изгиба и повышающих долговечность по критерию усталостного выкрашивания.

**В третьей главе** разработана математическая имитационная модель работы автомобильного вариатора с тянущей цепью на плоскости с рассмотрением цепи как многомассовой системы кинематически несвязанных упругих тел и учетом дискретности контакта.

Приняты следующие допущения:

- Шарниры цепи являются цилиндрическими шарнирами без зазора.
- Внешнее возмущение (со стороны двигателя или др.) отсутствует.
- Шкивы и опоры валов абсолютно жесткие.
- Погрешности изготовления отсутствуют.
- Положение подвижных шкивов не меняется во времени.

Допущения направлены на идеализацию условий возникновения внутреннего возмущения колебаний в вариаторе и анализ влияния последовательности шагов пластинчатой цепи на вибронагруженность и рассеяние энергии.

Механическая система вариатора описывается в глобальной инерциальной декартовой системе координат  $XYZ$ . Движение рассматривается на плоскости  $XOY$ . Система состоит из моделей ведущего и ведомого шкивов, многомассовой модели упругой пластинчатой цепи и модели контактного фрикционного взаимодействия шкивов и цепи на основе теорий Кулона и Герца.

Шкив моделируется одним абсолютно твердым и динамически сбалансированным телом с одной вращательной степенью свободы  $q_{P1} = [\alpha_{P1}]$  (ведущий) и  $q_{P2} = [\alpha_{P2}]$  (ведомый).

Цепь, состоящая из 75 штифтов и 1050 пластинчатых звеньев, моделируется  $n = 75$  упругими телами - элементами. Один элемент включает в себя звенья, расположенные между соседними шарнирами и связанные с этими звеньями штифты. Каждый из элементов обладает 3 степенями свободы  $q_N = [x_N \ y_N \ \varphi_N]$ , что соответствует плоскому движению. Кинематически элементы модели не связаны. Связь между соседними элементами моделируется реактивными звеньями, описывающими упругие и диссипативные свойства связывающих звенья шарниров, упругие свойства самих звеньев цепи и упругие свойства мест контакта штифтов и звеньев (Рис. 7).

Упругий контакт цепи и шкива осуществляется по торцам штифтов, создавая при этом реакции, достаточные для передачи тягового усилия. Штифт моделируется линейной невесомой пружиной, имеющей жесткость  $c_B$

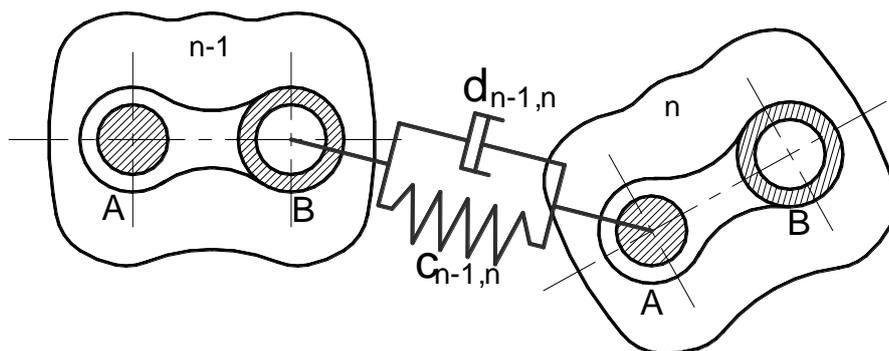


Рис. 7. Реактивный элемент связи между элементами  $n$  и  $n-1$

и действующей исключительно в направлении, перпендикулярном плоскости

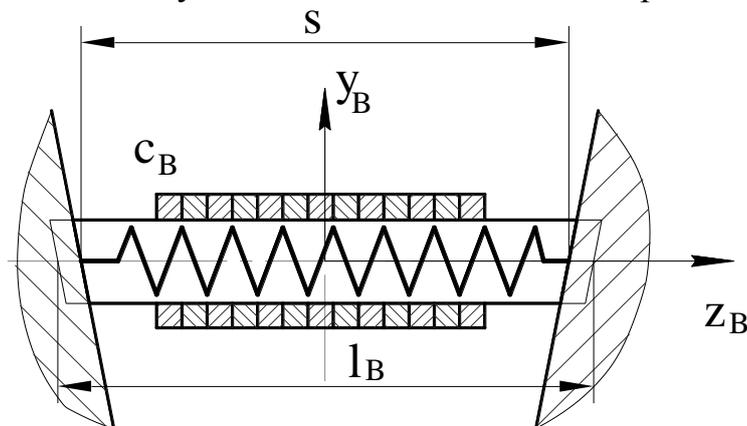


Рис. 8. Модель штифта

модели. Упругая сила штифта  $F_B$  определяется жесткостью  $c_B$  и деформацией штифта:  $F_B = c_B \Delta l_B$  (Рис. 8). Деформация штифта зависит от положения штифта относительно шкива, то есть расстоянием  $s$  между чашками в данной точке контакта, относительно длины недеформированного штифта  $l_B$ .

Штифты и шкив жестко не связаны, их взаимодействие описывается силовыми факторами, действующими в плоскости контакта. Этими силовыми факторами являются:  $F_R$  - радиальная сила реакции (трения),  $F_T$  - тангенциальная сила реакции (трения),  $F_N$  - нормальная реакция (Рис. 9). В ряде работ показано, что с достаточной для задач динамики вариаторной цепи степенью точности трение между шкивом и штифтом может быть рассмотрено как сухое трение Кулона. Процесс перехода режима трения из скольжения в покой вызывает значительное увеличение времени интегрирования уравнений динамики, так как требует дополнительного механизма вычисления моментов времени перехода и вычисления равнодействующей внешних сил.

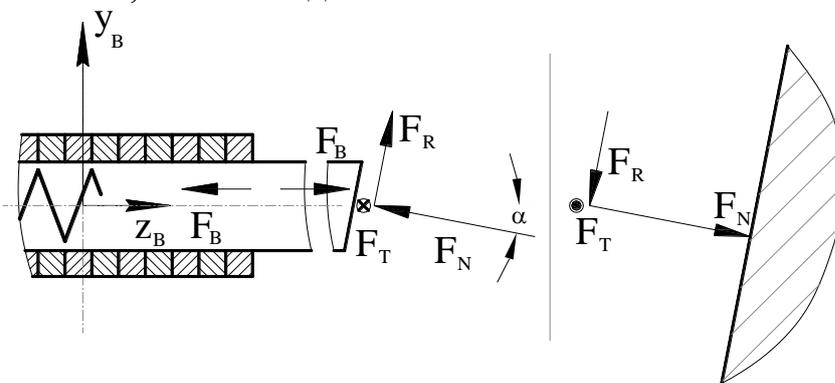


Рис. 9. Контакт штифта и шкива

С целью увеличения скорости интегрирования и ухода от зависимости силы трения от равнодействующей закон Кулона заменяется непрерывной формулировкой (аппроксимацией):

$$\overline{F_R} + \overline{F_T} = -\mu F_N \frac{\overline{\dot{g}}}{|\overline{\dot{g}}|}, \quad \mu = \mu_0 \left( 1 - e^{-\frac{|\overline{\dot{g}}|}{\dot{g}_h}} \right)$$

Градиент нарастания трения  $\overline{\dot{g}}_h$  является мерой отклонения аппроксимации от закона Кулона. Уменьшение градиента нарастания трения приближает рассматриваемый непрерывный закон к закону сухого трения Кулона. Путем введения аппроксимации силы реакции в контакте определяются как функции обобщенных координат взаимодействующих тел.

Система характеризуется 227 степенями свободы, каждой из которых соответствует дифференциальное уравнение второго порядка. Система уравнений описывающих движение системы тел формулируется в виде:

$$M\ddot{q} = Q$$

где вектор обобщенных координат всех тел системы:

$$q = [q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_n \quad q_{p1} \quad q_{p2}]$$

$$q = [x_1 \quad \dots \quad x_n \quad y_1 \quad \dots \quad y_n \quad \varphi_1 \quad \dots \quad \varphi_n \quad \alpha_{p1} \quad \alpha_{p2}]^T$$

матрица инерции:

$$M = \text{diag} [m_1 \quad \dots \quad m_n \quad m_1 \quad \dots \quad m_n \quad J_1 \quad \dots \quad J_n \quad J_{p1} \quad J_{p2}]$$

вектор соответствующих компонент внешних сил и моментов сил:

$$Q = [F_{x1} \quad \dots \quad F_{xn} \quad F_{y1} \quad \dots \quad F_{yn} \quad T_1 \quad \dots \quad T_n \quad T_{p1} \quad T_{p2}]^T$$

Окончательно, система уравнений в матричном виде:

$$\begin{bmatrix} m_{1..n} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{1..n} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{1..n} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{p1..2} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \ddot{x}_{1..n} \\ \ddot{y}_{1..n} \\ \ddot{\varphi}_{1..n} \\ \ddot{\alpha}_{p1..2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1..n}^X(x_{1..n}, y_{1..n}, \varphi_{1..n}, \alpha_{p1..2}) \\ F_{1..n}^Y(x_{1..n}, y_{1..n}, \varphi_{1..n}, \alpha_{p1..2}) \\ T_{1..n}(x_{1..n}, y_{1..n}, \varphi_{1..n}, \alpha_{p1..2}) \\ T_{p1..2}(x_{1..n}, y_{1..n}, \varphi_{1..n}, \alpha_{p1..2}) \end{bmatrix}$$

Совместная динамическая система является жесткой, так как коэффициенты упругости, входящие в уравнения велики ( $\sim 10^8$  Н/м). Наиболее целесообразным методом численного интегрирования уравнений при моделировании динамики системы твердых тел является метод Рунге – Кутта 4-ого порядка. Он обеспечивает повышенную точность и стабильность при больших постоянных значениях шага. Метод интегрирования и программа расчета реализованы в системе MATLAB 7.5.0.

Скорость интегрирования может быть характеризована отношением времени, затраченном на интегрирование, к длительности интервала времени на котором осуществлялось интегрирование. Использование методов оптимизации программного кода позволило повысить скорость интегрирования в 15 раз, до значения 360 (процессор Pentium M, 2GHz), что означает, одна секунда реального

времени работы модели рассчитывается 360 с (6 мин.). Шаг интегрирования 0,00001с.

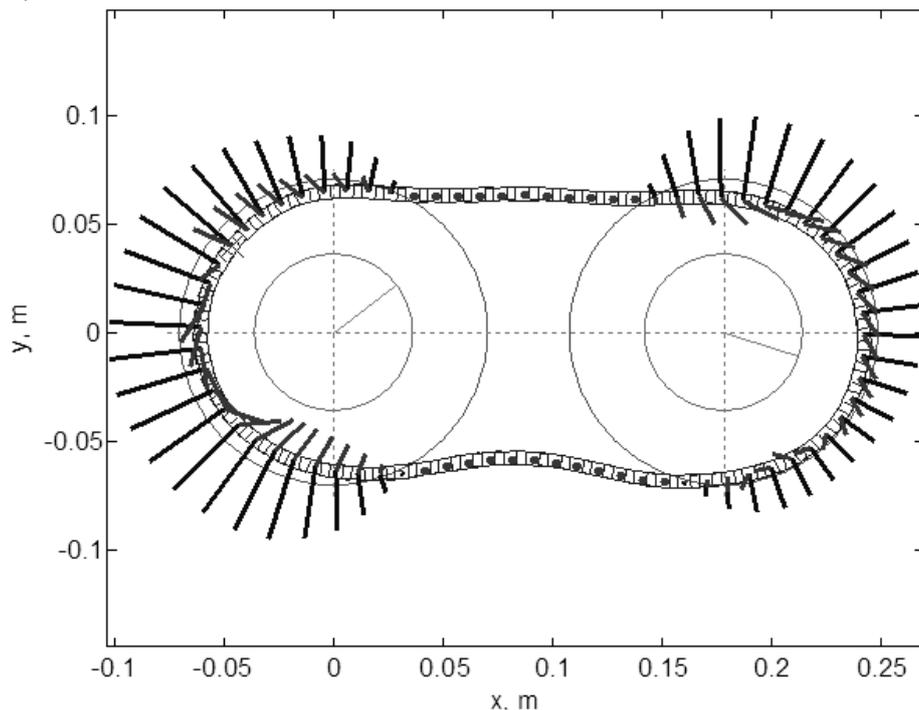


Рис. 10. Распределение радиальных и фрикционных сил

Интегрирование системы уравнений позволяет рассчитать величины и изменение обобщенных координат и сил, действующих в модели, как функций времени и начальных условий. Созданная в MATLAB программа VDASTATE позволяет визуализировать результаты расчета - состояние системы в любой момент времени (Рис. 10).

Адекватность имитационной модели оценена относительно диаграммы растягивающего усилия на звене цепи, приведенной в литературном эксперименте, при тех же начальных условиях и режиме работы (Рис. 11). На основании визуального сходства диаграмм сделан вывод об адекватности математической модели.

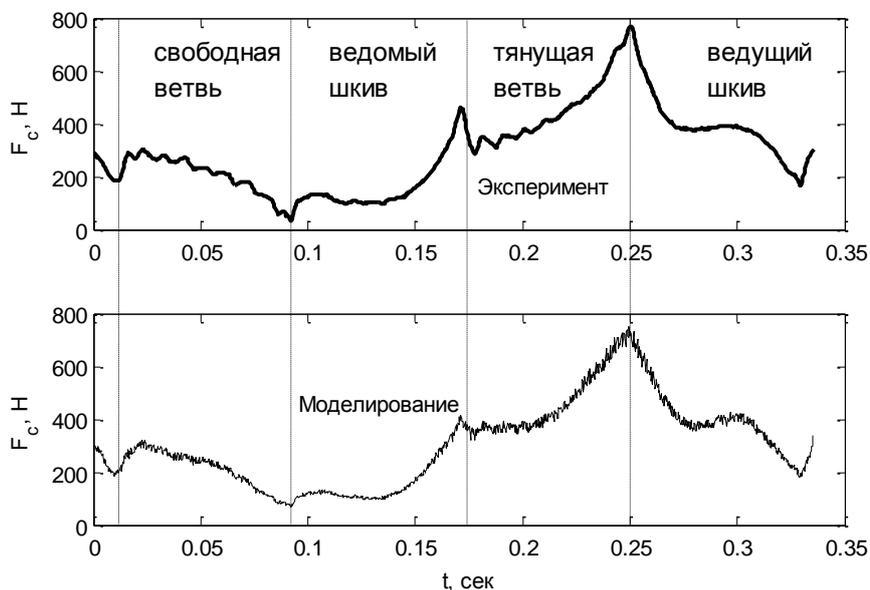


Рис. 11. Экспериментальная и расчетная диаграммы растягивающего усилия на звене

Среднеквадратичное отклонение - 20.34Н.

Универсальность определяется числом и составом учитываемых в модели внешних и выходных параметров. Разработанная модель позволяет учитывать следующие входные параметры:

- различное произвольное число звеньев цепи (например, 50, 60, 100 элементов)

- произвольный шаг каждого из звеньев цепи (например, последовательность шагов цепи 9мм, 9мм, 10мм, 12мм...)
- произвольные инерционные, упругие и демпфирующие свойства каждого отдельного элемента (например, звенья 9мм более легкие и упругие, по сравнению с 12мм)
- произвольная величина упругости штифта в осевом направлении
- произвольное межосевое расстояние шкивов

И следующие выходные параметры:

- обобщенные координаты, скорости и ускорения каждого звена в модели в любой момент времени
- внутренние силы, действующие на любой элемент модели, как равнодействующие, так и классифицируя по природе возникновения

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет имитировать движение элементов вариатора, рассчитать динамические параметры элементов модели и движение привода в целом с произвольными сложными шаговыми последовательностями вариаторной цепи.

Повышение экономичности модели в 20 раз (скорости интегрирования уравнений) по сравнению с существующими математическими моделями движения вариаторной цепи обеспечено проведением ряда процедур оптимизации программного кода в MATLAB с использованием модуля анализа временных затрат и числа вызовов каждой отдельной команды программы.

**В четвертой главе** найден источник внутреннего возмущения связанных колебаний в вариаторе, доказано первостепенное влияние последовательности шагов цепи на характер колебательного движения, разработан метод снижения виброн нагруженности и рассеяния энергии в вариаторе с тянущей цепью путем варьирования шага цепи, проведен поиск наилучшей последовательности из представленной выборки, доказавший эффективность метода.

Решение совместной динамической системы (с использованием модели, разработанной в третьей главе) позволило выявить наличие связанных колебаний во фрикционном клиноременном вариаторе с металлической тянущей цепью, возникающих при отсутствии внешних источников возмущения в системе. При помощи моделирования движения вариатора для ряда векторов начальных условий и метода корреляционного анализа обнаружена прямая функциональная зависимость между частотой входа штифтов в контакт со шкивами и частотами связанных колебаний системы.

Механизм возмущения колебаний – периодичность во времени импульса сил реакций при ударе (входе в контакт) штифтов о шкивы. Так как соседние звенья связаны динамическими элементами большей жесткости импульс практически мгновенно сообщается всему гибкому элементу. Возмущающие импульсы сил реакции (удары) являются прямым следствием дискретности гибкого элемента. А периодичность импульсов прямым следствием периодичности расположения штифтов в цепи, то есть периодичностью шага цепи. Этот эффект называется эффектом дискретного возбуждения (ЭДВ). ЭДВ является характерной

отличительной особенностью фрикционных клиноременных вариаторов с тянущей цепью от ременных передач. Колебательное движение вариаторной цепи кардинально отличается от широко распространенного допущения о подобии ее движения движению гибкой нити.

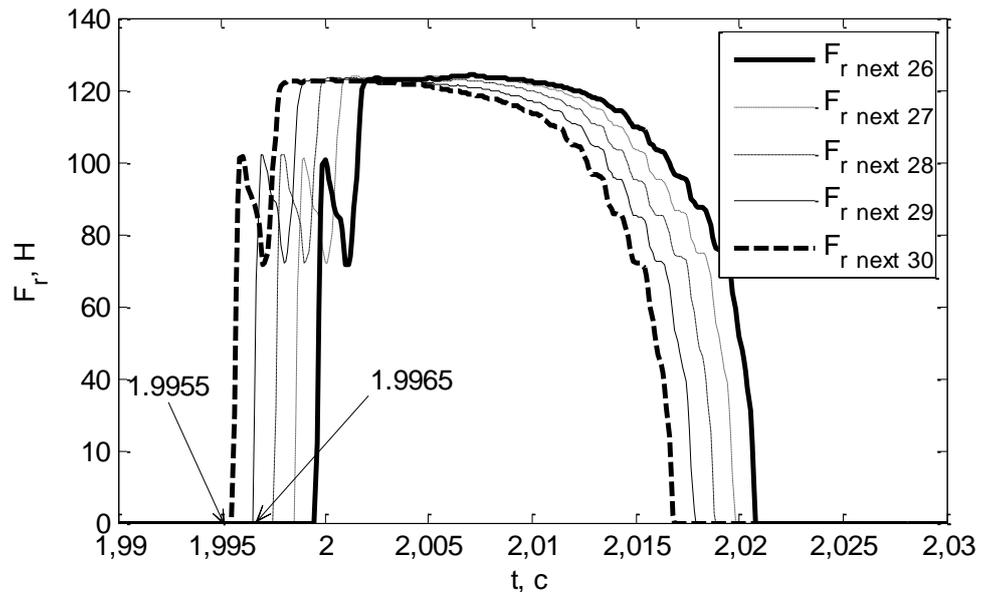


Рис. 12. Периодичность вхождения в контакт (звенья 26..30)

Частота входа шарниров в контакт  $f_\tau$  зависит от скорости движения гибкого элемента  $v$  и расстояния между соседними шарнирами  $l$  (шага цепи):

$$f_\tau = \frac{v}{l}$$

Периодичность импульсов сил реакции при входе штифтов в контакт является возмущающим механизмом. В том случае, если дискретная частота постоянна в некотором временном интервале  $f_\tau(t) = \text{const}$ , имеет место периодичность возмущений и возникают динамические нагрузки.

Большинство применяемых в настоящее время методов демпфирования динамических нагрузок в вариаторах с тянущей цепью, таких как, демпфирующие материалы в металлических цепях, успокоители цепи и т.д. направлены на борьбу с последствиями возникновения колебаний, тогда как следует максимально эффективно работать с причиной их возникновения. Так как причина возникновения – периодичность импульсов сил реакции, то эффективный способ снижения динамических нагрузок следует искать во внесении аperiodичности в механизм возмущения.

Шаг  $l$  вариаторной цепи постоянен в традиционной конструкции цепи. При интенсивном разгоне или торможении транспортного средства частота дискретного возмущения  $f_\tau$  изменяется и, следовательно, периодичность входа штифтов в контакт нарушается. При менее динамичном движении, когда скорость движения гибкого элемента постоянна в достаточно длительных интервалах времени, величина  $f_\tau$  постоянна, следовательно, возникает ЭДВ.

Если обеспечить конструктивное чередование шагов цепи, даже при постоянной скорости транспортного средства величины  $l$  и, следовательно,  $f_\tau$  будут изменяться, что нарушит периодичность возмущения и снизит ЭДВ.

Сравнение двух различных последовательностей шагов цепи: с постоянным шагом 10мм и участками 9мм-9мм-12мм-9мм-9мм-12мм-9мм... (в данном случае различными являлись не только шаги цепи, но и инерционные свойства и жесткости элементов) при прочих равных условиях подтвердили первостепенное влияние периодичности шага на частоты колебаний системы. Изменение последовательности позволило снизить амплитуды частот ЭДВ, но вместе с тем вызвало появление более низкой частоты 335Гц и ее гармоники 1345Гц (Рис. 13). Анализ показал, что возникновение более низкой частоты связано с повторением самого паттерна 9мм-9мм-12мм каждые 3мс. Повторение паттерна может быть нарушено несколькими перестановками звеньев в последовательности, например:

... - 9 - 9 - 12 - 9 - 9 - 12 - 9 - 12 - 9 - 9 - 9 - 12 - ...

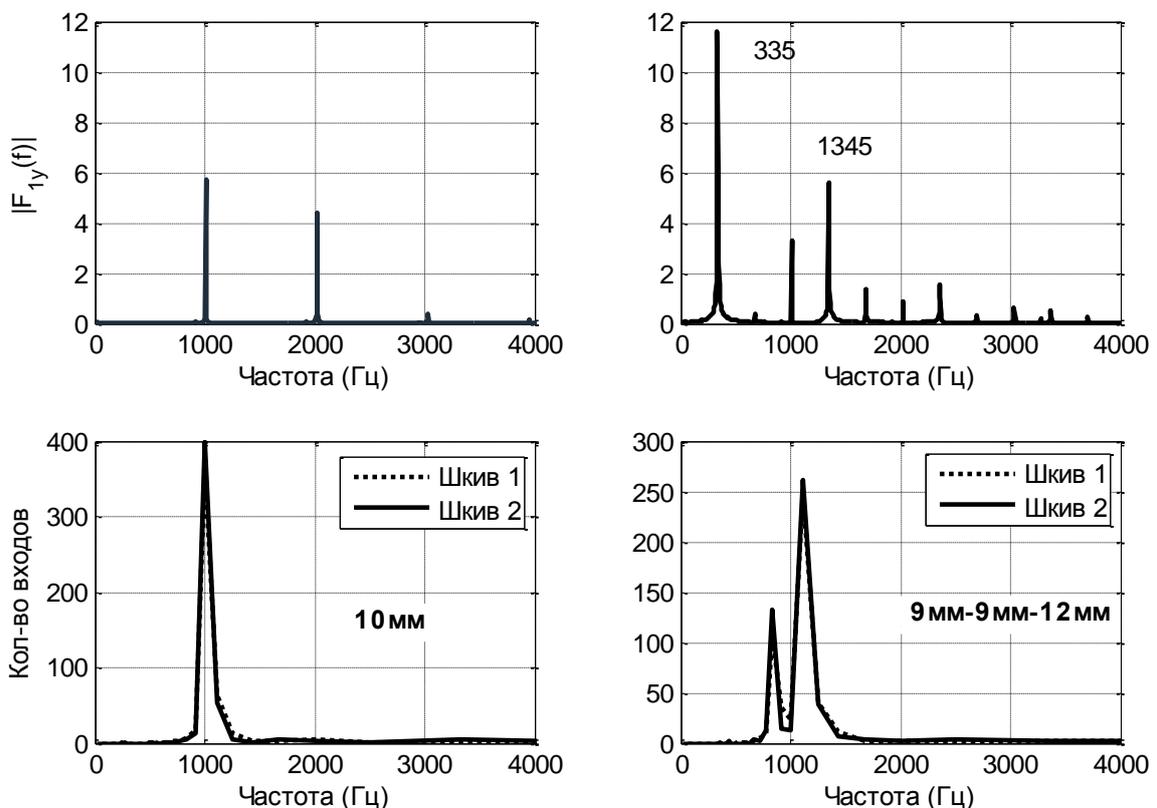


Рис. 13. АЧХ крутящего момента на выходном валу (сверху) и количество входов звеньев в контакт с первым и вторым шкивами с определенной дискретной частотой (снизу)

В результате моделирования последовательности 9мм-9мм-12мм с пятью вышеописанными перестановками частота 335Гц повторения последовательности была демпфирована. Однако в измененной последовательности возникла сверхнизкая частота повторения всей последовательности шагов цепи. Последовательность шагов цепи оказывает значительное влияние на вибронгруженность, рассеивание энергии и явление ЭДВ во фрикционном клиноремennom вариаторе с металлической тянущей цепью.

Влияние последовательности шагов на специфику ЭДВ может быть основой для поиска такой последовательности, которая позволит снизить амплитуды ЭДВ, снижая, тем самым вибронгруженность и рассеивание энергии. Учитывая, что

вариантов длин звеньев 75-звенной цепи бесконечное множество задача поиска оптимального решения затруднена. Анализ выборки из 30 различных последовательностей на основе звеньев 10мм, 9мм и 12мм для целевой функции, отражающей виброн нагруженность опор ведущего вала вариатора и рассеивание энергии, позволил выделить две лучших последовательности (по выбранным критериям).

Проведенный выше поиск, ограниченный несколькими последовательностями и их производными не исчерпывает научных возможностей в этой задаче, но демонстрирует математическую модель и метод достижения поставленной цели. Задача может быть расширена: путем расширения вектора варьируемых параметров - выборки последовательностей, путем рассмотрения в пространстве различных начальных условий – постоянных параметров или изменением целевой функции.

Таким образом, разработанная модель и метод снижения ЭДВ могут быть не только основой для постановки задач поиска лучшей последовательности шагов из выборки, но и инструментом исследования фундаментальных закономерностей влияния шагов цепи на свойства вариатора.

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ**

1. Наличие поперечного изгиба в коническом фрикционном вариаторе обусловлено несовершенством геометрии контактирующих тел.
2. В процессе изменения передаточного отношения площадка точечного контакта перемещается по образующей штифта гибкого элемента. Характер перемещения зависит от геометрии контактирующих тел.
3. Долговечность передачи по критерию усталостного выкрашивания напрямую зависит от характера перемещения площадки контакта по образующей штифта цепи.
4. Разработанная математическая модель связанной системы вариатора обладает более высокой универсальностью и экономичностью по сравнению с существующими математическими моделями.
5. Колебательное движение вариаторной цепи кардинально отличается от широко распространенного допущения о подобии ее движения движению гибкой нити.
6. Основным источником возмущения связанных колебаний в вариаторе является периодичный импульс сил реакции при входе (ударе) штифтов вариаторной цепи в контакт со шкивами – эффект дискретного возбуждения.
7. Периодичность расположения шарниров цепи гибкого элемента оказывает решающее влияние на ЭДВ.
8. Внесение аperiodичности в механизм возмущения – варьирование периодичности расположения шарниров цепи позволяет изменять характер колебательного движения. Эта особенность может быть использована для снижения вибрации, динамических нагрузок и увеличения КПД.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработанный метод оптимизации геометрии контактирующих поверхностей обеспечил: повышение долговечности по критерию усталостного выкрашивания на 6..50% (в зависимости от нагрузочного режима) и минимизацию поперечного изгиба ветви, по сравнению с геометрией контактных поверхностей, применяемых в настоящее время в автомобилестроении.
2. Разработанная математическая модель связанной динамической системы позволяет имитировать движение элементов клиноременного фрикционного вариатора с тянущей цепью, рассчитывать динамические параметры элементов модели и движение привода в целом с произвольными шаговыми последовательностями цепи. Адекватность математической модели оценена визуальным сходством и среднеквадратическим отклонением 20.34Н относительно экспериментальных данных, приведенных в литературном источнике.
3. На основе разработанного метода снижения рассеивания энергии и виброн нагруженности путем варьирования шагов звеньев вариаторной цепи найдены две последовательности шагов цепи:
  - последовательность, позволяющая на 52.7% снизить амплитуды пиков на АЧХ поперечной реакции в опорах ведущего вала вариатора в диапазоне наибольшей слуховой восприимчивости человека при одновременном увеличении КПД на 1.51%,
  - последовательность, позволяющая на 40% снизить амплитуды пиков на АЧХ поперечной реакции в опорах ведущего вала вариатора в диапазоне наибольшей слуховой восприимчивости человека при одновременном увеличении КПД на 1.64%.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Каменсков В. Ю. Минимизация поперечного изгиба гибкого элемента во фрикционном клиноременном вариаторе // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2008. - №11. – С. 65-70.
2. Каменсков В. Ю. Повышение долговечности фрикционного клиноременного вариатора // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2008. - №12. – С. 49-54.
3. Каменсков В. Ю., Полунгян А. А. Автоматическая бесступенчатая трансмиссия автомобиля // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2007. - №4(45). – С. 20-21.
4. Каменсков В. Ю. Бесступенчатая фрикционная автоматическая трансмиссия с металлическим ремнем // Студенческий научный вестник / МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Москва, 2005. – Т. 2. - С. 176-177.