

625.28.627.335

П 12

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА  
имени академика В. Н. ОБРАЗЦОВА

---

А. П. ПАВЛЕНКО

660  
67E 69

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ  
ТЯГОВЫХ КАРДАННЫХ ПРИВОДОВ  
СОВРЕМЕННЫХ ЛОКОМОТИВОВ

(433. Подвижной состав и тяга поездов.  
Электровозы)

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

ЛЕНИНГРАД

1969

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА В.Н.ОБРАЗЦОВА

---

А.П.ПАВЛЕНКО

625.28:621.335

П 121

6487B

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕХАНИКИ ТЯГОВЫХ КАРДАНЫХ  
ПРИБОДОВ СОВРЕМЕННЫХ ЛОКОМОТИВОВ

(433. Подвижной состав и тяга поездов.  
Электровозы)

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Ленинград

1969

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ БИБЛИОТЕКА  
ЛЕНИНГРАДСКОГО ОРДЕНА ЛЕНИНА  
ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

1975

1998

Работа выполнена на кафедрах "Теоретическая механика" и "Электрическая тяга" Ленинградского ордена Ленина института инженеров железнодорожного транспорта имени академика В.Н.Образцова.

Научные руководители: доктор техн.наук профессор  
А.А.Яблонский;  
профессор Н.Н.Сидоров

Официальные оппоненты: доктор техн.наук профессор  
В.Б.Медель;  
канд.техн.наук доцент Ф.Ф.Сабуров

Ведущее предприятие: Всесоюзный научно-исследовательский институт электровозостроения.

Автореферат разослан " 26 " апрель 1969 г.

Защита диссертации состоится " 5 " июнь 1969 г.

на открытом заседании Совета Факультетов механического и электрификации железных дорог Ленинградского ордена Ленина института инженеров железнодорожного транспорта имени академика В.Н.Образцова по адресу: г.Ленинград, Ф-31, Московский пр., 9.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета института  
канд.техн.наук доцент Г.Л.Болдырев

2

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА БИИЖТ а

1878

Увеличение мощности и скорости движения современных локомотивов предъявляет повышенные требования к кинематическому и динамическому совершенству локомотивных тяговых приводов, работающих в специфических условиях, определяемых значительными вертикальными перемещениями элементов экипажа (кузова, рам тележек и колесных пар).

Исследованием кинематики и динамики различных конструкций тяговых приводов локомотивов в нашей стране занимались: Б.В.Медель, Д.К.Минов, В.П.Евсюков (РИИЖТ), А.Ф.Карнаухов (МИИТ), В.И.Доронин (ХабИИЖТ), А.И.Кравченко (ВЭЛНИИ), С.Н.Перевозчиков (ЛИИЖТ), Л.К.Добрынин и В.А.Лысак (ВНИТИ), А.А.Шаццлло и др. Что же касается тяговых карданных приводов, получивших широкое распространение в современном локомотивостроении, то до последнего времени анализ их кинематики проводился на основании формул, полученных еще в 30 - 40-е годы акад.Е.А.Чудаковым и его учениками для карданного механизма с постоянными углами излома карданных шарниров. Если при малых скоростях движения локомотивов, когда вертикальные перемещения элементов экипажа незначительны, такой подход к решению указанной задачи был в известной степени оправдан, то для современных локомотивов, имеющих скорости 120 - 220 км/ч, анализ кинематики и динамики карданных приводов в предположении, что углы излома карданных шарниров постоянны, явно недостаточен.

Как показали путевые динамические испытания различных конструкций карданных приводов отечественных локомотивов, проведенные в 1961-1964 гг Всесоюзным научно-исследовательским тепловозным институтом (ВНИТИ), используемая до последнего времени расчетная методика определения динамических нагрузок в приводе, вызванных кинематическими особенностями карданных шарниров, давала результаты, сильно расходящиеся с экспериментами, и не объясняла ряда других динамических явлений, характерных для карданных приводов локомотивов.

Поэтому в отчетах и трудах ВНИТИ неоднократно подчеркивается актуальность разработки надежных аналитических методов

расчета динамических процессов, возникающих в карданных приводах локомотивов вследствие кинематических особенностей карданных шарниров.

Решению этой задачи и посвящена реферируемая работа.

В первой главе проведен анализ различных конструкций тяговых карданных приводов современных локомотивов, в результате которого установлено, что наибольшее распространение и перспективность дальнейшего применения в локомотивостроении имеют два вида карданных передач: с жесткими шарнирами Кардана-Гука и с упругими карданными сочленениями (передача типа Жакмен). Поэтому в дальнейшем исследуются только указанные типы карданных приводов.

Карданная передача Жакмен конструктивно имеет все элементы классического двухшарнирного карданного механизма за исключением игольчатых подшипников, вместо которых используются резино-металлические элементы. Это обуславливает некоторую специфичность кинематики и динамики указанного типа привода.

Показано, что наиболее характерной особенностью работы тяговых карданных приводов современных локомотивов является переменность углов излома карданных шарниров, вызванная относительными вертикальными перемещениями элементов экипажа. При движении локомотива в пути углы излома карданных шарниров ( $\alpha_i$ ) независимо от конструктивного исполнения карданного привода, всегда имеют постоянную ( $\alpha_{i0}$ ) и переменную ( $\tilde{\alpha}_i$ ) составляющие, а их суммарная величина не превышает, как правило,  $12 \div 15^\circ$ . Наличие постоянных составляющих углов излома обусловлено конструктивными соображениями, условиями и качеством монтажа привода и другими причинами. Переменные составляющие углов излома в зависимости от геометрических размеров привода достигают  $1 \div 8^\circ$  и в общем случае могут быть представлены как функции вертикальных перемещений кузова, рам тележек и колесных пар. В качестве примера получены аналитические зависимости для  $\alpha_{i0}$  и  $\tilde{\alpha}_i$  применительно к одноmotorному карданному приводу типа Жакмен опытных отечественных электровозов.

В результате анализа различных конструкций и условий

работы карданных приводов локомотивов предложена их классификация, позволяющая в дальнейшем проводить динамический анализ карданных приводов по единым расчетным схемам независимо от вида тяги (электрической или дизельной).

Для окончательной формулировки задач, подлежащих решению, был проведен анализ работ по механике карданных передач. Установлено, что подавляющее большинство работ по кинематике карданных механизмов, выполненных за последние 35 лет различными авторами (Е.А. Чудаковым, М.Н. Лысовым, З.Ш. Блох, Я.Э. Малаховским, К.С. Тархановым, П.Ф. Корниловичем, Н.Ф. Утехиным, И. Шрейтер, *G. Wieland*, *J. Dudita*, *J. Osiecki* и др.), посвящено исследованию карданных передач с постоянными углами излома валов. И только в отдельных работах (И. Шрейтер, *J. Osiecki*) высказываются некоторые общие соображения в отношении специфики поведения карданных передач с переменными углами излома валов.

Вопросы, касающиеся исследования упругих крутильных колебаний механических систем с карданной передачей, начали разрабатываться лишь после 1961 - 1963 гг. В работах *B. Pozteza* (Англия), *A. Dogniga* (Италия), *J. Osiecki* (Польша), в диссертации Н.Ф. Утехина (Ленинград) показано, что при установившихся режимах работы карданных приводов с постоянными углами излома валов в системе возникают вынужденные колебания, а при определенных условиях возможны параметрические резонансы. Возникновение опасных динамических моментов в карданных приводах стационарных установок и автомобилей, соответствующих параметрическим резонансам системы, было экспериментально установлено *A. Dognig*. При этом следует подчеркнуть, что условия работы и основные параметры (углы излома) карданных передач автомобилей достаточно близки к локомотивным, поэтому параметрические резонансы могут представлять реальную опасность и для локомотивных карданных приводов.

В работе *J. Osiecki*, посвященной исследованию крутильных колебаний непосредственно карданного привода локомотивов при постоянных углах излома карданных шарниров, отмечается (в заключении работы), что переменность углов излома, вызванная колебаниями экипажа, может существенно влиять как на вы-

нужденные, так и на параметрические колебания карданного привода и подчеркивается целесообразность оценки такого влияния.

В отечественной транспортной литературе, посвященной динамике локомотивных тяговых приводов с жесткими шарнирами Кардана-Гука, исследуются в основном неустановившиеся режимы движения локомотива. При этом карданная передача рассматривается как обычный валопровод без учета кинематических особенностей карданных шарниров. Именно в такой постановке проф. М. Я. Суздальцев (МИИТ) исследовал вопрос о динамических нагрузках в карданных приводах тепловозов при разгоне, торможении и боксовании локомотива. Оценке динамических моментов в локомотивных карданных приводах при боксовании колесных пар и возникающих при этом фрикционных автоколебаниях посвящены работы Л. К. Добрынина и В. А. Лысака (ВНИТИ), Л. И. Штейнвольфа (ХПИ), Ф. Ф. Сабурова (ЛИИЖТ).

Вопросы динамики тяговых карданных приводов при установившихся режимах движения локомотивов отражены частично в экспериментальных работах Л. К. Добрынина и В. А. Лысака; полученные ими результаты значительно разошлись с данными расчета по методике *W. Reineske*. Анализ крутильных колебаний тягового привода с упругими карданными сочленениями (привод Жакмен) посвящено исследование, выполненное в 1963 г. с помощью аналоговых машин в научно-исследовательской лаборатории при кафедре "Электрическая тяга" ЛИИЖТа С. Н. Перевозчиковым. В указанной работе были использованы известные кинематические зависимости классического шарнира Кардана-Гука. Для дальнейшего более полного изучения динамических явлений, характерных для указанного типа карданного привода, необходимо было учесть специфические особенности его конструкции и работы.

На основании анализа выполненных ранее исследований, учитывая специфику работы карданных приводов локомотивов, были сформулированы задачи реферируемой работы:

I) получить аналитические зависимости основных кинематических характеристик одношарнирной и двухшарнирной карданных передач с переменными углами излома валов и упругими карданными сочленениями, позволяющие более полно проанализиро-

вать кинематические свойства тяговых карданных приводов локомотивов;

2) разработать общую аналитическую методику исследования динамических процессов, возникающих в тяговых карданных приводах локомотивов вследствие кинематических особенностей карданных шарниров, пригодную для анализа приводов как с жесткими шарнирами Кардана-Гука, так и с упругими карданными сочленениями (типа Жакмен) при переменных и постоянных углах излома валов передачи;

3) используя предложенную методику и основные результаты аналитического исследования карданных приводов локомотивов, провести с помощью аналоговых вычислительных машин сравнительный динамический анализ различных конструктивных вариантов одномоторного карданного привода (типа Жакмен) опытных отечественных электровозов и дать необходимые рекомендации по выбору оптимальных характеристик упругих элементов привода;

4) сопоставить результаты путевых динамических испытаний карданных приводов локомотивов (ВНИТИ) и стендовых динамических испытаний одномоторного карданного привода (ТЭВЗ) с основными теоретическими выводами.

Во второй главе получены основные зависимости кинематики одношарнирной и двухшарнирной карданных передач, углы излома которых являются произвольными непрерывными функциями времени. При этом для учета влияния упругости резиновых элементов карданных шарниров (передача Жакмен) на кинематику механизма считалось, что оси карданных вилок каждого  $i$ -го сочленения образуют в произвольный момент времени угол  $90^\circ + \gamma_i$ , где  $\gamma_i(t)$  - некоторая непрерывная функция времени, характеризующая относительное угловое смещение осей карданных вилок за счет деформации резиновых элементов.

Рассмотренная передача является более общим случаем классического карданного механизма. Поэтому с помощью выведенных зависимостей можно получить основные кинематические характеристики для следующих частных случаев: а) передача с идеальными шарнирами Кардана-Гука ( $\gamma_i = 0$ ) и постоянными углами излома валов ( $\alpha_i = \text{const}$ ,  $i = 1, 2$ ); б) механизм с

идеальными шарнирами Кардана-Гука ( $\gamma_i = 0$ ) с переменными углами излома валов ( $\alpha_i = f_i(t)$ ); в) передача с жесткими карданными сочленениями с дефектом при изготовлении ( $\gamma_i = \text{const} \neq 0$ ,  $i = 1, 2$ ) при постоянных и переменных углах излома валов.

Для локомотивных карданных приводов наиболее характерен (в простейшем случае) следующий закон изменения углов излома карданных шарниров:

$$\alpha_i = \alpha_{i0} + \tilde{\alpha}_i, \quad \alpha_{i0} = \text{const}, \quad \tilde{\alpha}_i = \alpha_{i*} \sin \rho t, \quad i = 1, 2, \quad (I)$$

где  $\rho$  — одна из частот свободных колебаний экипажа, соответствующая максимальной амплитуде вертикальных перемещений кузова, рамы тележки или колесных пар.

Полученные кинематические зависимости позволяют записать передаточное отношение двухшарнирного карданного привода локомотивов ( $|\alpha_i|_{\max} \leq 15^\circ$ ) в виде (для простоты считаем  $\gamma_i = 0$ ):

$$i = \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_1} = 1 + \frac{1}{2} \left[ \alpha_{10}^2 - \alpha_{20}^2 + 0,5(\alpha_{1*}^2 - \alpha_{2*}^2) \right] \cos 2\omega t + \frac{1}{4} (\alpha_{10}\alpha_{1*} - \alpha_{20}\alpha_{2*}) \left[ \frac{\rho - 2\omega}{\omega} \sin(2\omega - \rho)t + \frac{2\omega + \rho}{\omega} \sin(2\omega + \rho)t \right] - \frac{1}{8} (\alpha_{1*}^2 - \alpha_{2*}^2) \left[ \frac{\omega - \rho}{\omega} \cos 2(\omega - \rho)t + \frac{\omega + \rho}{\omega} \cos 2(\omega + \rho)t \right]. \quad (2)$$

Соответственно угловое ускорение ведомого вала передачи запишется:

$$\ddot{\varphi}_3 = \frac{d^2 \Delta \varphi}{dt^2} = -\omega^2 \left[ \alpha_{10}^2 - \alpha_{20}^2 + 0,5(\alpha_{1*}^2 - \alpha_{2*}^2) \right] \sin 2\omega t - \frac{1}{4} (\alpha_{10}\alpha_{1*} - \alpha_{20}\alpha_{2*}) \left[ (2\omega - \rho)^2 \cos(2\omega - \rho)t - (2\omega + \rho)^2 \times \cos(2\omega + \rho)t \right] + \frac{1}{4} (\alpha_{1*}^2 - \alpha_{2*}^2) \left[ (\omega - \rho)^2 \sin 2(\omega - \rho)t + (\omega + \rho)^2 \sin 2(\omega + \rho)t \right]. \quad (3)$$

В формулах (2) и (3) обозначено:  $\varphi_1 = \omega t$ ,  $\varphi_3$  - угол поворота соответственно ведущего и ведомого вала карданного привода;  $\omega = const$  - угловая скорость колеса локомотива, приведенная к оси ведущего карданного вала;  $\Delta\varphi = \varphi_3 - \varphi_1$  - кинематическая погрешность двухшарнирной карданной передачи.

Установлено, что переменность углов излома карданных шарниров существенно влияет на кинематику карданной передачи. Коэффициент неравномерности  $\delta = i_{max} - i_{min}$  и коэффициент динамичности (по И.И.Артоболевскому)  $\chi = \frac{\ddot{\varphi}_{3,max}}{\omega^2}$  - карданного механизма при  $\alpha_i(t)$  не являются постоянными величинами, как при неизменных углах излома (при  $\alpha_i = const \leq 15^\circ$ ,  $\delta = \chi = \alpha_1^2 - \alpha_2^2 = const$ ), а зависят от средней угловой скорости передачи ( $\omega$ ),  $\frac{d\alpha_i}{dt}$  и  $\frac{d^2\alpha_i}{dt^2}$ .

В случае периодического изменения углов излома карданных шарниров, что характерно для локомотивных приводов, кинематические характеристики передачи  $\Delta\varphi$ ,  $i$ ,  $\ddot{\varphi}_3$  имеют не одну гармонику с частотой  $2\omega$ , как при  $\alpha_i = const \leq 15^\circ$ , а несколько. Если учитывать влияние колебаний каждого элемента экипажа в отдельности см.(I), то число гармонических составляющих ( $\ell$ ) равно 5. Если одновременно учитывать, например, вертикальные колебания тележки и колесных пар, то  $\ell$  равно 13.

Особое значение имеет частота колебаний элементов экипажа ( $\rho$ ); при  $\frac{\rho}{\omega} \gg 1$  величина неравномерности карданной передачи и тем более коэффициент динамичности механизма см.(2),(3) будут определяться в основном гармоническими составляющими, вызванными переменностью углов излома ( $\alpha_i$ ).

Если при  $\alpha_i = const$ ,  $i = 1, 2$  знаки углов излома карданных шарниров, т.е. взаимное расположение валов плоской передачи не играют никакой роли при одних и тех же величинах  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , то в случае, когда  $\alpha_i = f_i(t)$ , знаки углов излома имеют важное значение. Как следует из выражений (I) ÷ (3), если постоянные составляющие углов излома  $\alpha_{i0}$ ,  $i = 1, 2$  имеют одинаковые знаки, а переменные составляющие ( $\tilde{\alpha}_i$ ) - разные, или наоборот, то амплитуды гармонических составляющих характеристик  $i$ ,  $\ddot{\varphi}_3$ ,  $\Delta\varphi$ , изменяющихся с частотами  $2\omega \pm \rho$ ,

резко возрастают (слагаемые  $\alpha_{i0}\alpha_{i*}$ ,  $i = 1, 2$  суммируются), в результате чего неравномерность вращения ведомого карданного вала может достигать значительных величин даже при равных между собой значениях постоянных составляющих углов излома  $|\alpha_{10}| = |\alpha_{20}|$  и сравнительно малых амплитудах переменных составляющих ( $\tilde{\alpha}_i$ ).

Этот случай весьма характерен для локомотивных карданных передач (например, если при неподвижном локомотиве карданный привод имеет "М" - образную конфигурацию ( $\alpha_{10} = \alpha_{20}$ ) валов и затем при движении локомотива тележка (кузов) или колесная пара начинают колебаться в режиме подпрыгивания).

Влияние переменности углов излома карданных шарниров на кинематику карданных передач значительно возрастает с увеличением постоянных составляющих углов  $\alpha_i$ ,  $i = 1, 2$ .

На основании полученных кинематических зависимостей в качестве примера проведен подробный анализ кинематики одно-моторного карданного привода магистральных электровозов при наиболее характерных начальных смещениях рамы тележки относительно осей колесных пар и различных режимах колебаний тележки (подпрыгивании, галопировании, боковой качке) и вертикальных перемещениях колесных пар.

Третья глава посвящена разработке аналитической методики исследования крутильных колебаний карданных тяговых приводов при установившихся режимах движения локомотива с учетом переменности углов излома карданных шарниров.

Все рассматриваемые конструкции карданных приводов локомотивов в первом приближении можно свести к следующим двум динамическим моделям: а) крутильной системе, состоящей из двух вращающихся масс с моментами инерции  $I_1$  и  $I_3$ , соединенных безынерционной двухшарнирной карданной передачей с жесткими шарнирами Кардана-Гука и упругими валами; б) крутильной системе, отличающейся от предыдущей тем, что валы карданной передачи абсолютно жестки, а сами карданные шарниры обладают некоторой податливостью за счет резиновых элементов в карданных сочленениях (привод Жакмен), кроме того, учтен момент инерции ( $I_2$ ) массивного промежуточного вала.

При анализе обеих динамических моделей а) и б) рассматриваются только установившиеся режимы движения локомотивов, когда сцепление колес с рельсами не нарушается, угловая скорость колеса ( $\omega$ ), приведенная к оси ведущего карданного вала, постоянна ( $\omega = const$ ,  $\varphi_1 = \omega t$ ) и тяговый момент двигателя  $M(\omega)$ , приведенный к карданному валу 3, для каждого значения угловой скорости колеса локомотива также величина постоянная. Углы излома карданных шарниров считаются произвольными непрерывными функциями времени. Изгибная жесткость карданных валов принимается бесконечно большой.

При указанных допущениях движение динамической модели "а" описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 + Ж_{экв} (\varphi_3 - \varphi_1 - \Delta \varphi) = M(\omega), \quad (4)$$

где  $\varphi_3$ ,  $\varphi_1$  - абсолютные углы поворота соответствующих вращающихся масс;  $\Delta \varphi$  - кинематическая погрешность двухшарнирной карданной передачи;  $Ж_{экв}$  - эквивалентная жесткость системы.

Эквивалентная жесткость всегда может быть представлена зависимостью:

$$Ж_{экв} = Ж^* \left[ 1 - \sum_{j=1}^l P_j(t) \right] \quad (5)$$

где  $Ж^*$  - приведенная жесткость "выпрямленной" ( $\alpha_i = 0, i = 1, 2$ ) карданной передачи;  $\sum_{j=1}^l P_j(t)$  - полигармонический член, учитывающий влияние переменности передаточных функций карданных шарниров на  $Ж_{экв}$ .

Для принятого закона изменения углов излома карданных шарниров (см. выражение (1))  $\sum_{j=1}^l P_j(t)$  имеет вид:

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^l P_j(t) = & \frac{Ж^*}{Ж_1} \left\{ \frac{1}{2} \left[ \alpha_{1_0}^2 - u \alpha_{2_0}^2 + 0,5 (\alpha_{1_*}^2 - u \alpha_{2_*}^2) \right] \cos 2\omega t + \right. \\ & + \frac{1}{4} (\alpha_{1_0} \alpha_{1_*} - u \alpha_{2_0} \alpha_{2_*}) \left[ \frac{\rho - 2\omega}{\omega} \sin (2\omega - \rho)t + \frac{\rho + 2\omega}{\omega} \times \right. \\ & \left. \left. \times \sin (2\omega + \rho)t \right] - \frac{1}{8} (\alpha_{1_*}^2 - u \alpha_{2_*}^2) \left[ \frac{\omega - \rho}{\omega} \cos 2(\omega - \rho)t + \right. \right. \end{aligned}$$

$$+ \frac{\omega + \rho}{\omega} \cos 2(\omega + \rho)t \Big] \Big\} . \quad (6)$$

где  $K_1, K_2, K_3$  — коэффициенты жесткости соответствующих валов карданной передачи,  $u = 1 + \frac{K_1}{K_2}$ .

С помощью предложенной в работе замены независимой переменной

$$\psi = \varphi_3 - \varphi_1 - \Delta\varphi - \frac{M(\omega)}{K^*} , \quad (7)$$

представляющей собой угол поворота приведенной массы ( $I_3$ ) относительно равновесного положения за счет упругой деформации валов передачи, уравнение (4) преобразуется (с учетом диссипации системы) к виду:

$$\ddot{\psi} + 2n\dot{\psi} + \Omega^2 \left[ 1 - \sum_{j=1}^{\ell} P_j(t) \right] \psi = - \frac{d^2 \Delta\varphi}{dt^2} + \frac{1}{I_3} M(\omega) \sum_{j=1}^{\ell} P_j(t), \quad (8)$$

где  $\Omega = \sqrt{\frac{K^*}{I_3}}$  — частота собственных колебаний системы (при  $\alpha_i = 0, i = 1, 2$ );  $n$  — коэффициент затухания, учитывающий потери энергии в системе.

Дальнейшее исследование уравнения (8), представляющего собой неоднородное дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами типа Матье-Хилла, сводилось к нахождению вынужденных колебаний привода вне зон динамической неустойчивости системы и определению условий возникновения и границ зон динамической неустойчивости.

Используя асимптотический метод Крылова-Боголюбова и учитывая, что для карданных приводов локомотивов  $\alpha_{i \max} \leq 15^\circ$ , автор получил уравнение вынужденных колебаний системы:

$$\psi = \sum_{j=1}^{\ell} \frac{H_j}{\sqrt{(\Omega^2 - \gamma_j^2)^2 + 4n^2 \gamma_j^2}} \sin(\gamma_j t + \xi_j), \quad (9)$$

где  $\gamma_j$  — частота  $j$ -й гармонической составляющей периодических членов обеих частей уравнений (8);  $H_j = \sqrt{(L_j)^2 + (N_j)^2}$ ,

$L_j = \alpha_j \operatorname{arctg} \frac{L_j}{N_j}$  — амплитуда и начальная фаза  $j$ -й составляющей возмущающего момента, действующего на систему;  $L_j, N_j$  — ампли-

туды гармонических составляющих членов правой части уравнений (8) (см. также (3) и (6)),  $\xi_j = \Lambda_j - \alpha \gamma \operatorname{ctg} \frac{2\pi \gamma_j}{\Omega^2 - \gamma_j^2}$  - начальная фаза колебаний.

Из уравнений (8) и (9) следует, что упругие вынужденные колебания карданных приводов в режиме выбега локомотива ( $M(\omega) = 0$ ) возбуждаются инерционными моментами вида

$-I_3 \frac{d^2 \Delta \varphi}{dt^2}$ , при этом переменность углов излома карданных шарниров повышает общую величину возмущающего момента и увеличивает число критических скоростей локомотива, соответствующих резонансам вынужденных колебаний привода при  $\gamma_j = \Omega$ ,  $j = 1, 2, 3, \dots, \ell$  (см. (8), (9), (3)).

В тяговом режиме локомотива ( $M(\omega) \neq 0$ ) в карданном приводе возникает дополнительный возмущающий момент вида

$M(\omega) \sum_{j=1}^{\ell} \rho_j(t)$ , поэтому в общем случае величина динамических моментов ( $M_g = \mathcal{K}^* \psi$ ) в валах привода всегда выше в тяговом режиме, чем при выбеге локомотива ( $M(\omega) = 0$ ).

С помощью уравнений (8) и (9) можно определить границы применения существующих приближенных методов расчета динамических нагрузок, возникающих в карданных тяговых приводах. Так, уже упомянутая методика *Reinecke* ( $M_g = \mathcal{K}^* \Delta \varphi$ ) дает правильные результаты при  $M(\omega) = 0$  лишь в том случае, если частота  $j$ -й составляющей кинематической погрешности передачи ( $\Delta \varphi$ ) значительно превосходит ( $\gamma_j \gg \Omega$ ) частоту (или частоты) свободных колебаний привода. Второй широко используемый приближенный метод, основанный на предположении, что валы карданной передачи абсолютно жестки и, следовательно,

$M_g = -I_3 \frac{d^2 \Delta \varphi}{dt^2}$ , дает правильные результаты лишь в случае, когда  $\gamma_j \ll \Omega$

Если при исследовании крутильных колебаний систем типа "а" и "б" пренебречь влиянием переменности передаточных функций карданных шарниров на эквивалентную жесткость системы, т.е. принять  $\mathcal{K}_{экр} = \mathcal{K}^*$ , то при этом допускаются следующие ошибки: 1) полностью исключаются из рассмотрения возможные параметрические резонансы системы; 2) при анализе вынужден-

ных колебаний системы в случае  $M(\omega) \neq 0$  динамические моменты в приводе, как это следует из полученных уравнений (8) и (9), будут явно занижены, так как  $M(\omega) \sum_{j=1}^{\ell} \rho_j(t) = 0$ . Анализ уравнений (8) и (9) показывает, что при исследовании систем типа "а" и "б" можно считать  $\mathcal{K}_{\text{экр}} = \mathcal{K}^*$  (т.е.  $i = I$ ) лишь в том случае, если максимальные значения углов излома карданных шарниров не превышают  $2 + 4^\circ$ .

По известной методике анализа уравнений типа Хилла определены условия возникновения параметрических резонансов

$$R_j \geq 4 \frac{n}{\Omega}, \quad j = 1, 2, \dots, \ell \quad (\text{IO})$$

и границы  $j$ -х зон динамической неустойчивости системы

$$\gamma_j = 2\Omega \sqrt{1 \pm \sqrt{\frac{1}{4} R_j^2 - 4 \frac{n^2}{\Omega^2}}}, \quad j = 1, 2, \dots, \ell \quad (\text{II})$$

где  $R_j$  - амплитуда  $j$ -й гармонической составляющей члена  $\sum_{j=1}^{\ell} \rho_j(t)$  (см.(6)).

Анализ полученных соотношений (IO), (II), (6) показывает, что периодическая изменяемость углов излома карданных шарниров тяговых передач локомотивов ( $\alpha_{i\text{max}} \leq 15^\circ$ ) увеличивает число возможных зон динамической неустойчивости системы ( $j = 2, 3, \dots, \ell$ ). При этом возникновение  $j$ -го ( $j = 2, 3, \dots, \ell$ ) параметрического резонанса зависит не только от величин углов излома, как при  $\alpha_i = \text{const}$  ( $j = I$ ), но и от соотношения частоты изменения углов излома ( $\rho$ ) и угловой скорости ведущего вала ( $\omega$ ).

По аналогичной методике исследована динамическая модель "б" тягового привода с упругими карданными сочленениями (привод типа Жакмен). Установлено, что движение обеих динамических моделей "а" и "б" описывается принципиально аналогичными дифференциальными уравнениями типа (8), из структуры которых вытекает возможность развития двух видов колебаний: вынужденных и параметрических.

Учитывая, что максимальные углы излома карданных шарни-

ров привода типа Жакмен не превышают  $3,5^0$ , исследование крутильных колебаний указанного привода можно проводить с достаточной для практики точностью только для режима выбега локомотива ( $M(\omega) = 0$ ), пренебрегая влиянием переменности передаточных функций карданных шарниров на эквивалентную жесткость упругих карданных сочленений. Используя результаты подробного кинематического анализа одномоторного карданного привода типа Жакмен, выполненного во второй главе, и дифференциальные уравнения, полученные для динамической модели "б", автор проанализировал крутильные колебания одномоторного карданного привода с жестким соединением тягового двигателя с редуктором.

В четвертой главе на основании предложенной аналитической методики и основных результатов аналитического исследования динамических моделей "а" и "б" с помощью аналоговых машин проведен сравнительный динамический анализ различных конструктивных вариантов одномоторного карданного привода (типа Жакмен) опытных отечественных электровозов. Исследование выполнялось в научно-исследовательской лаборатории при кафедре "Электрическая тяга" ЛИИЖТа с участием к.т.н.С.Н.Перевозчикова.

Рассматривались следующие конструктивные варианты одномоторного карданного привода: 1) с жестким соединением тягового двигателя и редуктора; 2) с эластичной муфтой между двигателем и редуктором; 3) с эластичной муфтой между редуктором и карданной передачей каждой оси одномоторной тележки (вариант привода с упругим венцом ведомых зубчатых колес).

Исследовалось влияние наиболее характерных режимов колебаний рамы тележки: подпрыгивания, галопирования, боковой качки (при различных начальных перекосах тележки), а также влияние вертикальных перемещений колесных пар (с учетом сдвига по фазе) на развитие крутильных колебаний в приводе. При этом частоты и амплитуды вертикальных перемещений рамы тележки и колесных пар варьировались на всем диапазоне возможных значений указанных параметров. Основной целью проведенного с помощью АВМ исследования являлся выбор оптимальных характеристик упругих элементов одномоторного карданного при-

вода, обеспечивающих минимальные динамические нагрузки в приводе при установившихся режимах движения локомотива, а также проверка справедливости основных положений аналитической методики применительно к различным по сложности карданным приводам.

Установлено, что наиболее опасные динамические нагрузки в рассматриваемых вариантах привода имеют место при резонансных режимах, отвечающих условиям  $2\omega \pm \omega_T = \Omega_i$ ,  $2\omega = \Omega_i$ ,  $2\omega \pm \omega_K = \Omega_i$ ,  $2\omega \pm \omega_T \pm \omega_K = \Omega_i$ , где  $\Omega_i$  — одна из частот свободных колебаний привода,  $\omega_T$ ,  $\omega_K$  — циклические частоты вертикальных колебаний тележки и колесных пар.

Показано, что для снижения низкочастотных (4÷8 гц) динамических моментов в одномоторном приводе типа Жакмен, вызванных вертикальными колебаниями тележки и ее начальным смещением относительно осей колесных пар и превышающих в ряде случаев тяговый момент по сцеплению, необходимо устанавливать эластичную резиновую муфту между тяговым двигателем и редуктором или между редуктором и карданной передачей каждой оси одномоторной тележки. При этом для снижения интенсивных высокочастотных (60÷100 гц) крутильных колебаний привода, вызванных вертикальными перемещениями колесных пар с частотой 15–40 гц, необходимо увеличивать радиальную жесткость резино-металлических элементов карданных сочленений до 5500 + 6500 кг/мм.

Кроме крутильных колебаний привода типа Жакмен рассмотрены пространственные поперечные колебания массивных полых карданных валов указанного привода, обусловленные значительной податливостью упругих карданных сочленений в направлениях, перпендикулярных оси карданного вала. В первом приближении поперечные колебания полого вала как абсолютно жесткого тела описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$\ddot{\lambda} + K\dot{\lambda} + N\dot{\beta} + Q\dot{z}_0 + M\lambda + Zz_0 = \frac{1}{\rho} a_T \omega_T^2 \sin \omega_T t - \frac{1}{\rho} a_K \omega_K^2 \sin \omega_K t,$$

$$\ddot{\beta} + K\dot{\beta} - N\dot{\lambda} + Q\dot{y}_0 + M\beta + Zy_0 = \frac{1}{I_0} (I_0 - 2I) \omega \times \frac{1}{\rho} (a_T \omega_T \cos \omega_T t - a_K \omega_K \cos \omega_K t),$$

$$\ddot{z}_0 + X\dot{z}_0 + E\dot{y}_0 + Y\dot{\lambda} + Fz_0 + \Gamma\lambda = 4\omega^2 e \sin \omega t + \\ + (\delta_T \omega_T^2 \sin \omega_T t + \delta_K \omega_K^2 \sin \omega_K t) \cos \omega t, \quad (12)$$

$$\ddot{y}_0 + X\dot{y}_0 - E\dot{z}_0 + Y\dot{\beta} + Fy_0 + \Gamma\beta = \omega^2 h + 4\omega^2 e \cos \omega t + \\ + (\delta_T \omega_T^2 \sin \omega_T t + \delta_K \omega_K^2 \sin \omega_K t) \sin \omega t,$$

где  $K = \frac{1}{I_0} C_p (l_1^2 + l_2^2)$ ,  $Q = \frac{1}{I_0} Ж_{экв} (l_2 - l_1)$ ,  $F = \frac{g}{P} 2Ж_{экв} - \omega^2$ ,

$$Y = \frac{g}{P} C_p (l_2 - l_1), \quad Z = \frac{1}{I_0} Ж_{экв} (l_2 - l_1), \quad X = \frac{g}{P} 2C_p, \quad E = 2\omega,$$

$$\Gamma = \frac{g}{P} Ж_{экв} (l_2 - l_1), \quad N = 2\omega \frac{I_0 - I}{I_0}, \quad M = \frac{1}{I_0} [Ж_{экв} (l_1^2 + \\ + l_2^2) - I_0 \omega^2], \quad \delta_T = \frac{l_1}{l} a_T, \quad \delta_K = \frac{l_2}{l} a_K$$

Здесь  $z_0, y_0, \lambda, \beta$  - перемещение центра тяжести полого вала и углы его поворота относительно взаимно-перпендикулярных осей, проходящих через центр тяжести, за счет деформации упругих элементов карданных сочленений;  $I, I_0$  - моменты инерции полого вала относительно его оси вращения ( $Ox$ ) и осей перпендикулярных  $Ox$ ;  $l_1, l_2, l$  - соответственно расстояние между центром тяжести полого вала и центрами карданных шарниров и общая длина вала ( $l = l_1 + l_2$ );  $Ж_{экв}$  - поперечная жесткость одного карданного сочленения;  $P$  - вес полого вала;  $P_e$  - дисбаланс полого вала относительно собственной оси вращения;  $C_p$  - коэффициент, учитывающий потери энергии в резиновых элементах карданных сочленений;  $a_T, a_K, \omega_T, \omega_K$  - амплитуды и частоты вертикальных перемещений тележки и колесных пар,  $h$  - начальное монтажное отклонение оси полого вала от оси, проходящей через центры карданных шарниров.

Предварительный анализ уравнений (12) и последующее их решение на аналоговых машинах показали, что рассматриваемая динамическая модель относится к сложным гироскопическим системам, частоты свободных колебаний которой зависят от угловой скорости колеса локомотива ( $\omega$ ). Основными возмущающими

64819

Факторами, вызывающими вынужденные поперечные колебания полых карданных валов являются высокочастотные (15÷40 гц) вертикальные перемещения колесных пар и наличие дисбаланса ( $Pe \neq 0$ ) полого вала относительно собственной оси вращения. Исследованием установлено, что для снижения динамических нагрузок в элементах карданных сочленений, возникающих при поперечных колебаниях полых карданных валов, необходимо увеличить осевую жесткость ( $Ж_0$ ) резино-металлических элементов карданных сочленений до 850 ÷ 900 кг/мм.

Результаты проведенного динамического исследования карданного привода типа Жакмен дают теоретическое обоснование тем конструктивным решениям, которые применяют французские электровозостроительные фирмы при создании тяговых приводов подобного типа. Полученные в этой главе выводы и рекомендации используются электровозостроительными организациями нашей страны: НЭВЗом, ВЭЛНИИ, ТЭВЗом.

В пятой главе реферируемой работы на основании исследования, выполненного в главах II, III, IV, предлагается методика динамических испытаний одно моторного карданного привода типа Жакмен в путевых и заводских условиях, а также сопоставляются результаты путевых динамических испытаний карданных приводов локомотивов (ВНИТИ) и результаты стендовых динамических испытаний одно моторного карданного привода электровоза ВЛ-40, проведенных ТНИЭТИ, ВНИЭМом и ТЭВЗом (при участии автора), с основными теоретическими выводами. Хорошая качественная сходимость сопоставляемых результатов подтверждает справедливость основных положений предложенной аналитической методики.

В частности, с помощью полученных уравнений (8), (9) удалось установить причины значительного расхождения экспериментальных данных, полученных ВНИТИ, с результатами предварительного расчета, проведенного по методике *Reinecke*. Как следует из уравнений (8), (9) динамические моменты ( $M_g$ ) в приводе (при  $M(\omega) = 0$ ) определяются не абсолютной величиной кинематической погрешности карданного механизма  $\Delta\varphi$  (по *Reinecke*  $M_g = Ж * \Delta\varphi$ ), а зависят от  $\frac{d^2\Delta\varphi}{dt^2}$  (при  $\alpha_i = const$   $\frac{d^2\Delta\varphi}{dt^2} = -\omega^2(\alpha_1^2 - \alpha_2^2)\sin 2\omega t$ ). Поэтому при прохождении

локомотивом кривых малого радиуса  $R = 90 \div 120$  м со скоростями  $2 \div 8$  км/ч (в этом случае можно считать  $\alpha_i = \text{const}$ ,  $\omega \rightarrow 0$ ) динамические моменты в карданном приводе будут незначительны, хотя величина  $\Delta\varphi$  достигает максимума. С дальнейшим увеличением скорости локомотива динамические нагрузки в приводе ( $\mathcal{M}^*\psi$ ) будут возрастать в интервале скоростей  $2\omega \ll \Omega_i$  / см. (8), (9) / пропорционально квадрату угловой скорости ( $\omega$ ) колеса локомотива. При высоких скоростях движения ( $V > 60 \div 100$  км/ч), когда колебания элементов экипажа достаточно интенсивны и  $\alpha_i = f_i(t)$ ,  $i = 1, 2$ , в локомотивных карданных приводах, согласно (8), (9), (3), (6) могут возникать значительные динамические моменты, вызванные высокочастотными вертикальными перемещениями колесных пар или колебаниями обрессоренных частей экипажа. Указанные выводы подтверждаются экспериментальными данными, полученными ВНИТИ.

Результаты выполненного исследования сводятся к следующему.

1. Получены основные кинематические характеристики карданных передач с переменными углами излома валов и упругими карданными сочленениями, позволяющие более полно оценить кинематические свойства карданных приводов современных локомотивов.

2. Периодическое изменение углов излома карданных передач локомотивов вследствие вертикальных перемещений элементов экипажа приводит к увеличению числа гармонических составляющих кинематической погрешности карданного привода и значительно повышает неравномерность его вращения. При этом коэффициент неравномерности и коэффициент динамичности передачи ( $\delta, \chi$ ) не являются величинами постоянными как для карданных механизмов с неизменными углами излома валов, а зависят от отношения частоты колебаний соответствующих элементов экипажа ( $p$ ) к средней угловой скорости передачи ( $\omega$ ). Если  $\frac{p}{\omega} \gg 1$ , то неравномерность вращения валов карданного привода может достигать значительных величин даже при сравнительно малых амплитудах переменных составляющих углов излома карданных шарниров.

3. Влияние колебаний элементов экипажа на кинематические свойства карданных приводов локомотивов существенно возрастает с увеличением постоянных составляющих углов излома карданных шарниров. При этом особое значение имеют знаки переменных и постоянных составляющих углов излома, определяемые взаимным расположением валов карданного привода при неподвижном локомотиве и в процессе вертикальных колебаний экипажа. В ряде случаев кинематическая погрешность привода может достигать значительных величин даже при равных между собой значениях постоянных составляющих и сравнительно малых амплитудах переменных составляющих углов излома карданных шарниров.

4. Нарушение перпендикулярности осей карданных вилок, возникающее вследствие упругости карданных сочленений в передаче типа Жакмен или за счет неточности изготовления и износа игольчатых подшипников в передачах с жесткими шарнирами Кардана-Гука, приводит к повышению кинематической погрешности приводов. В тех случаях, когда по конструктивным соображениям постоянные составляющие углов излома карданных передач локомотивов составляют  $(\alpha_{i0} = 5 \div 14^\circ)$ , следует предъявлять более жесткие требования к точности их изготовления и условиям эксплуатации.

5. Разработана аналитическая методика исследования крутильных колебаний, возникающих в тяговых карданных приводах локомотивов вследствие кинематических особенностей карданных шарниров. Данная методика пригодна для анализа различных по сложности тяговых приводов как с жесткими, так и упругими карданными сочленениями при любом характере изменения углов излома карданных шарниров во времени.

6. Динамические явления, происходящие в локомотивных приводах как с жесткими, так и упругими карданными сочленениями описываются принципиально аналогичными дифференциальными уравнениями, из структуры которых вытекает возможность развития двух видов крутильных колебаний: вынужденных и параметрических.

7. Упругие вынужденные колебания карданных приводов в режиме выбега локомотива возбуждаются инерционными моментами в виде  $- I_k \frac{d^2 \Delta \varphi}{dt^2}$ , возникающими вследствие кинематических

возмущений, действующих на вращающиеся массы привода со стороны карданной передачи.

В тяговом режиме локомотива в карданных приводах возникает дополнительный возмущающий момент вида  $M(\omega) \sum_{j=1}^{\ell} P_j(t)$

(см. (8), (6)). Поэтому при одних и тех же параметрах карданного привода динамические нагрузки, действующие на его элементы, всегда более интенсивны в режиме тяги, чем в режиме выбега локомотива. Указанное различие становится все более существенным с увеличением углов излома карданных шарниров.

8. Возникновение параметрических крутильных колебаний в карданных приводах локомотивов обусловлено изменением передаточного отношения карданных шарниров по некоторому полигармоническому закону.

Если демпфирующая способность привода не превышает определенного критического значения (см. формулу (10)), то в приводе будут возникать параметрические резонансы, когда частота  $j$ -й составляющей кинематической погрешности передачи отвечает равенству  $\gamma_j = 2\Omega_i$  ( $\Omega_i$  — одна из частот свободных колебаний системы). Вероятность появления параметрических резонансов в карданных приводах локомотивов значительно возрастает с увеличением постоянных и переменных составляющих углов излома карданных шарниров, а также с повышением частоты изменения углов излома.

9. Периодическое изменение углов излома карданных шарниров, вызванное колебаниями современных экипажей, повышает величину возмущающего воздействия на элементы карданных приводов и создает дополнительные зоны критических скоростей локомотива, соответствующие как резонансам вынужденных колебаний, так и параметрическим резонансам.

При этом появление  $j$ -го параметрического резонанса при данной демпфирующей способности элементов привода зависит не только от величины углов излома ( $\alpha_i$ ) карданных шарниров, как это имеет место для карданных приводов при  $\alpha_i = const$ , но и зависит от отношения частоты изменения углов излома к средней угловой скорости привода.

10. Для снижения динамических нагрузок, возникающих в тяговых карданных приводах при установившихся режимах движения локомотива, необходимо по возможности уменьшать величину углов излома карданных шарниров, а также стремиться, чтобы наиболее опасные резонансные скорости локомотива (см. (9), (II) ) лежали вне зоны его рабочих скоростей.

В частности, для снижения возможных динамических нагрузок в одномоторных карданных приводах опытных отечественных электровозов необходимо устанавливать эластичную резиновую муфту между тяговым двигателем и одномоторным редуктором и увеличить радиальную жесткость резиновых элементов карданных сочленений до  $J_p = 5500 \div 6500$  кг/мм.

11. Получены дифференциальные уравнения поперечных, пространственных колебаний полых карданных валов тягового привода типа Жакмен, обусловленных значительной податливостью упругих карданных сочленений в направлениях, перпендикулярных оси полого вала. Разработана методика исследования поперечных колебаний полых валов на АВМ.

Для снижения динамических нагрузок, передаваемых элементами карданных сочленений при поперечных колебаниях полых валов, необходимо увеличить осевую жесткость ( $J_o$ ) резино-металлических элементов карданных шарниров до  $800 \div 950$  кг/мм.

12. Предложенная аналитическая методика исследования динамических процессов, возникающих в карданных приводах локомотивов вследствие кинематических особенностей карданных шарниров, дает результаты, хорошо согласуемые с экспериментальными данными, полученными ВНИТИ, а также ТЭВЗом при стендовых испытаниях одномоторного карданного привода типа Жакмен, и позволяет выбирать оптимальные параметры различных конструкций карданных приводов современных локомотивов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Кинематика карданной передачи с упругими сочленениями и переменными углами излома валов. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 9, 1968.

2. Динамика тяговых приводов карданного типа транспортных машин. "Известия БУ Вов. Машиностроение", № 1, 1969.

3. Некоторые особенности кинематики и динамики тягового привода карданного типа магистральных электровозов. Материалы XXI научно-технической конференции ЛИИЖТа. Общетехническая секция. Л., 1967.

4. Некоторые особенности динамики тяговых приводов карданного типа магистральных локомотивов. Труды ЛИИЖТа, вып. Л., 1968 (находится в печати).

Основные положения диссертации обсуждались:

а) на заседании Ленинградского отделения Всесоюзного семинара по теории механизмов и машин 13 декабря 1968 г.;

б) на XXI научно-технической конференции ЛИИЖТа в мае 1967 г.

---

Подписано к печати 23.4.1969 г. Уч.-изд.л. I.  
М-27824. Заказ № 538. Тираж 150 экз. Бесплатно

---

РТП ЛИИЖТа, Ленинград, Московский пр., 9.