

УДК 629.1.032.001.24

В. Л. ЧЕРНЫШЕВ

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ НЕГОЛОНОМНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ МЕТОДОМ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

У статті розглянуті приклади переходу голономних систем у неголономні, показано, що ознакою переходу є зміна числа ступенів рухливості і виникнення інтенсивних динамічних навантажень. На прикладі моделювання перехідних процесів у силовій передачі танка Т-64Б, викладений аналітичний метод, що дозволяє застосування стандартної процедури рішення систем диференціальних рівнянь Рунге-Кутта для розрахунку динаміки неголономних механічних систем – метод динамічного стану. Показано, що причиною підвищених вібрацій корпусу танка Т-64Б, при русі на сьомій передачі є автоколивання блокуючого фрикційного пристрою ФЗ.

Ключові слова: метод динамічного стану, танк Т-64Б, двигун 5ТДФ, силова передача, обертові моменти, динаміка, кутові швидкості і прискорення.

В статье рассмотрены примеры перехода голономных систем в неголономные, показано, что признаком перехода является изменение числа степеней свободы и возникновение интенсивных динамических нагрузок. На примере моделирования динамики переходных процессов в силовой передаче танка Т-64Б, изложен аналитический метод, позволяющий применение стандартной процедуры решения систем дифференциальных уравнений Рунге-Кутта для расчета динамики неголономных механических систем – метод динамического состояния. Показано, что причиной повышенных вибраций корпуса танка Т-64Б, при движении на седьмой передаче являются автоколебания блокирующего фрикциона ФЗ.

Ключевые слова: метод динамического состояния, танк Т-64Б, двигатель 5ТДФ, силовая передача, крутящие моменты, динамика, угловые скорости и ускорения.

The article describes the examples of the transition holonomic systems in non-holonomic, it is shown that the sign of transition is the change in the number of degrees of freedom and the emergence of intensive dynamic loads. For example, the simulation of the dynamics of transient processes in the power transmission of the MBT T-64B is described an analytical method that allows the use of standard procedures of solving systems of differential equations Runge-Kutta method to calculate the non-holonomic mechanical systems – a method of dynamic condition. It is shown that the reason of increased vibration of the chassis of the MBT T-64B, when driving in seventh gear are self-locking friction clutches F3.

Keywords: method of dynamic condition, MBT T-64B, the 5TDF engine, power transmission, torque, dynamics, angular velocity and acceleration.

Введение. Харьковская школа танкостроения, возглавляемая А. А. Морозовым, оставила заметный след в мировой истории военно-гусеничных машин, создав легендарный Т-34 и его последователей Т-44, Т-54 и Т-64.

Каждый новый танковый проект воплощает в себе самые современные научно-технические достижения, но и вызывает появление новых проблем.

Разработчики военной техники любого государства всегда скрывают возникающие проблемы от своих конкурентов, а пути их решения – "берегут, как зеницу ока".

В советские времена, конкурентная борьба между танковыми КБ Харькова, Ленинграда и Нижнего Тагила носила очень жесткий характер, а общее руководство, в лице Министерства оборонной промышленности, Оборонного отдела ЦК КПСС и Военно-промышленной комиссии при Совете Министров СССР, пыталось решать возникающие вопросы общими усилиями (единым "колхозом") с помощью ведущих институтов ВНИИТрансмаш (г. Ленинград), НИИД, НИИ Стали (г. Москва) и др. Это обстоятельство заставляло руководство всех трех ведущих танковых КБ искать свои пути решения возникающих проблем, не предавая их широкой огласке.

Научно-техническая проблема – это совокупность (группа) взаимосвязанных практических задач, возникающих на определенном уровне (ступени) познаний, которые не могут быть решены с помощью известных на текущий момент времени теориями и практическим опытом. Они требуют проведения целенаправленных теоретических и экспериментальных работ для получения качественно нового знания и практического опыта, которые воплощаются в создании конкурентно способных образцов техники, технологий и материалов.

В 60-е годы XX века большой проблемой советского танкостроения стал двигатель 5ТДФ, на доводку которого и освоение серийного производства, по словам Н. К. Рязанцева [1], было затрачено около 1 млрд. долларов. Разработка и постановка на серийное производство танка Т-64 и двигателя 5ТДФ на харьковском

"Заводе имени Малышева" дали хороший опыт для работников ХКБМ и ХКБД. В 80-е годы, при разработке перспективного советского танка "Молот", он был полностью востребован и дополнен новыми задачами:

– разработка аналитических методов анализа конструктивных решений силовых передач на ранних стадиях проектирования и оценка их эффективности [2];

– обоснование структуры, отработка и согласование сигналов танковой информационной управляющей системы (ТИУС) потребовали разработку общей комплексной аналитической модели всего танка [3].

Актуальность работы. Разработка аналитических методов, обеспечивающих численное интегрирование функции, имеющих разрыв первого рода (ударные нагрузки), совместные низко и высокочастотные переходные процессы, стандартными процедурами Рунге-Кутта, является актуальным. Они позволяют, используя существующее программное обеспечение, построить математические модели составных систем танка, как неголономной механической системы с переменным числом степеней свободы, которые позволяют на ранних стадиях разработки оценивать эффективность принимаемых решений и повышают вероятность конечного успеха.

Цель работы:

1. Рассмотреть особенности перехода голономных механических систем в неголономные.

2. На примере силовой передачи танка Т-64Б, изложить основы метода динамического состояния (МДС).

3. Используя МДС, показать влияние двигателя и алгоритмов управления движением танка на нагруженность зубчатых передач трансмиссии в объектовых условиях при разгоне на горизонтальном участке сухой грунтовой дороге.

1. Неголономные механические системы. Определение: "Система называется неголономной, если некоторые из наложенных на нее связей не могут быть

миссия (проект "ЭТА" [2]), которая разрабатывалась совместно ХКБМ и МЭИ. Ее отличительной особенностью был двух роторный электроблок (ЭБ), с пропускной способностью 450 кВт. Учитывая управляющие воздействия и высокочастотные переходные процессы в электрических цепях ЭБ, период которых измерялся в миллисекундах, низкочастотные переходные процессы в дизеле и механической части трансмиссии, периоды которых на несколько порядков превышали электрические, высокую пропускную мощность, малые габариты, и значительные тепловыделения, остро встал вопрос о совместимости электрической и механической ветвей передачи мощности, тепловыделениях и рациональных законах управления.

Математические модели ЭБ и планетарной трансмиссии, без учета режима переключения передач, в отдельности работали удовлетворительно, но вместе - наступал сбой из-за невыполнения точности интегрирования (признак количества делений первоначального шага интегрирования превышал десяти $ihlf=11$).

В период с 1984 по 1986 гг. под руководством проф., д.т.н. П.Н. Иванченко (ВНИИТрансмаш) был разработан метод динамического состояния (МДС), как дальнейшее развитие метода обобщенных параметров [7].

Рассмотрим МДС на примере силовой передачи танка Т-64Б [8] (рис. 5).

Силовая передача танка Т-64Б включает две бортовых коробки передач, каждая из которых имеет 5 планетарных рядов (ПР) и 6 фрикционных устройств (ФУ), что дает ей шесть степеней свободы. Для обеспечения прямолинейного движения требуется наложение четырех связей, включение четырех фрикционных устройств (ФУ).

Для описания динамики переходных процессов с помощью МДС введем 13 обобщенных координат: восемь силовых (крутящие моменты на солнечных шестернях ПР) и пять кинематических (ускорения звеньев БКП, которые позволяют описать динамику всех звеньев трансмиссии) (1).

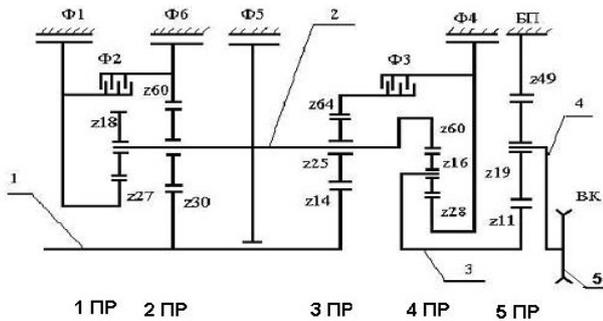


Рис. 5 – Кинематическая схема бортовой коробки передач танка Т-64Б

1. $M_{1d1\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 1 ПР левой БКП.
2. $M_{1d2\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 2 ПР левой БКП.
3. $M_{1d3\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 3 ПР левой БКП.
4. $M_{1d4\text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 4 ПР левой БКП.
5. $\frac{d\omega_{24\text{ лев}}}{dt}$ – угловое ускорение водила 4 ПР левой БКП.
6. $\frac{d\omega_{\text{слв лев}}}{dt}$ – угловое ускорение сложного водила левой БКП.

7. $\frac{d\omega_{\text{ДВС}}}{dt}$ – угловое ускорение дизеля. (1)
 8. $\frac{d\omega_{\text{слв прав}}}{dt}$ – угловое ускорение сложного водила правой БКП.
 9. $\frac{d\omega_{24\text{ прав}}}{dt}$ – угловое ускорение водила 4 ПР правой БКП.
 10. $M_{1d1\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 1 ПР правой БКП.
 11. $M_{1d2\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 2 ПР правой БКП.
 12. $M_{1d3\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 3 ПР правой БКП.
 13. $M_{1d4\text{ прав}}$ – крутящий момент на солнце 4 ПР правой БКП.
- Дифференциальное уравнение вращательного движения твердого тела (ij – номер звена силовой передачи) вокруг своей оси имеет вид:

$$J_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{dt} = M_{ij\text{ вход}}(t) - M_{ij\text{ выход}}(t) - M_{ij\text{ ном}}(t), \quad (2)$$

где: $M_{ij\text{ вход}}(t)$ – входной момент на ij звене;
 $M_{ij\text{ выход}}(t)$ – выходной момент на ij звене;
 $M_{ij\text{ ном}}(t)$ – момент потерь на ij звене.

Умножим правую и левую части (2) на текущую угловую скорость звена и получим условие баланса мощности

$$N_{ij\text{ ин}} = N_{ij\text{ вход}}(t) - N_{ij\text{ выход}}(t) - N_{ij\text{ ном}}(t). \quad (3)$$

Понятие коэффициента полезного действия $\eta = N_{ij\text{ выход}}(t)/N_{ij\text{ вход}}(t)$ имеет смысл только при стационарных процессах, когда $\frac{d\omega_{ij}}{dt} \sim 0$.

Особый интерес представляет левая часть (3) – инерционная мощность ij звена.

Произведение $\frac{d\omega_{ij}}{dt} \omega_{ij}$ характеризует интенсивность, динамику переходных процессов.

Экспериментально установлено, что ускорения коленчатого вала двигателя А-57 могут достигать 500 г, при этом коленчатый вал не останавливается и продолжает вращаться.

Критерием интенсивности, динамики переходного процесса выступает инерционная мощность и она может достигать значительных величин.

Составим дифференциальные уравнения подвижных масс БКП, используя принцип Коши.

Масса 1: ДВС и присоединенные к нему звенья правой и левой БКП:

$$J_{\text{ДВС}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ДВС}}}{dt} = M_{\text{ДВС акт}} - M_{\text{ДВС хп}} + M_{1d1\text{ лев}} + M_{1d2\text{ лев}} + M_{1d3\text{ лев}} + M_{1d1\text{ прав}} + M_{1d2\text{ прав}} + M_{1d3\text{ прав}}$$

Масса 2: Сложное водило левой БКП:

$$J_{\text{слв лев}} \cdot \frac{d\omega_{\text{слв лев}}}{dt} + (1 - K_1) \cdot M_{1d1\text{ лев}} + (1 - K_2) \cdot M_{1d2\text{ лев}} + (1 - K_3) \cdot M_{1d3\text{ лев}} + K_4 \cdot M_{1d4\text{ лев}} = -M_{\text{хпкп}} - M_{\Phi 5} \cdot \text{Sign}(\omega_{\text{слв лев}}).$$

Масса 3: Водило 4 ПР левой БКП:

$$J_{2d4\text{ лев}\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{2d4\text{ лев}}}{dt} + (1 + K_4) \cdot M_{1d4\text{ лев}} = \\ = -M_{\text{наг лев}} \cdot \frac{1}{(1 - K_5)}$$

Знаки перед моментами определяются автоматически, в зависимости от направлений потоков мощности.

Фрикционное устройство имеет два условия включения: кинематическое и силовое. В качестве примера рассмотрим условия включения фрикциона Ф1 (рис. 5).

Кинематическое:

$$J_{ДВС\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{ДВС}}{dt} = \omega_{\Phi 1} = \omega_{3d1} = 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{d\omega_{ДВС}}{dt} - (1 - K_1) \cdot \frac{d\omega_{слв лев}}{dt} = 0.$$

Силовое:

$$K_1 M_{1d1\text{ лев}} - M_{\Phi 1\text{ лев}} - M_{\Phi 2\text{ лев}} = 0.$$

Дифференциальные уравнения подвижных масс правой и левой БКП, совместно с уравнениями связей, накладываемыми фрикционными устройствами, включаемыми в зависимости от номера передачи, приводят к системе линейных алгебраических уравнений относительно обобщенных параметров

$$A \cdot Y = B, \quad (4)$$

где: A – матрица динамического состояния;

Y – столбец неизвестных обобщенных параметров (1);

B – столбец правой части.

Решая систему алгебраических линейных уравнений (4), получаем обобщенные кинематические параметры (ускорения, которые используются в подпрограмме FCT стандартной подпрограммы RKGS), и силовые (крутящие моменты, которые включаются в выходной массив подпрограммы OUTP).

Результаты численного интегрирования динамики переходных процессов в силовой передаче танка Т-64Б приведены в работе [8], но по техническим причинам, рисунки 10...13 повторяются дважды. Исправим данные неточности и приведем законы изменения инерционной мощности двигателя и крутящих моментов на солнечных шестернях 1...4 ПР.

3. Моделирование работы трансмиссии танка Т-64Б при разгоне. Приведенные ниже результаты расчетов (рис. 6–11) дополняют работу [8].

На рис. 6 представлена разгонная характеристика танка Т-64Б. Движение осуществляется последовательным переключением передач с I по VII. График наглядно показывает временные интервалы движения на каждой конкретной передаче.

На рис. 7 показан закон изменения инерционной мощности двигателя 5ТДФ, как функции времени. С точки зрения интенсивности переходных процессов, выделяются два участка:

1. $0 < t < 5$ с (движение на I передаче) гармонический закон изменения с амплитудой 8,4 мВт среднее значение равно 0.

2. $25 < t < 35$ с (движение на VII передаче) гармонический закон с амплитудой 2,4 мВт. Среднее значение равно –1,2 мВт.

На рис. 8–11 приведены законы изменения крутящих моментов на солнечных шестернях 1...4 ПР. Особо выделяется 3 ПР и 4 ПР, между которыми находится блокирующий фрикцион Ф3.

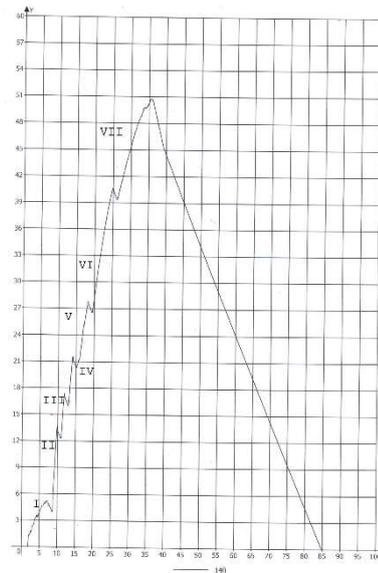


Рис.6 – Разгонная характеристика танка

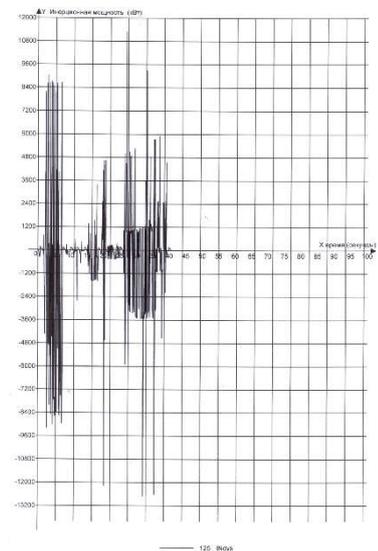


Рис.7 – Инерционная мощность двигателя

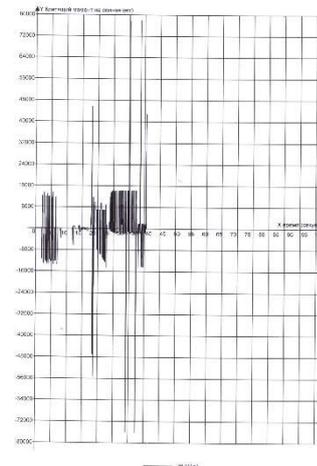


Рис. 8 – Момент на солнце 1 ПР

Обладая недостаточным коэффициентом запаса по крутящему моменту, фрикцион Ф3 срывается (буксует), вызывая автоколебания в системе и нарушая кинематическую связь. На выходном валу трансмиссии (водило 4ПР, рис. 5) возникает высокочастотный вы-

ходной крутящий момент с амплитудой 8 кН·м, причем, выходные валы правой и левой БКП, работают в противофазе за счет рекуперации мощности через выпускной коленчатый вал двигателя 5ТДФ.

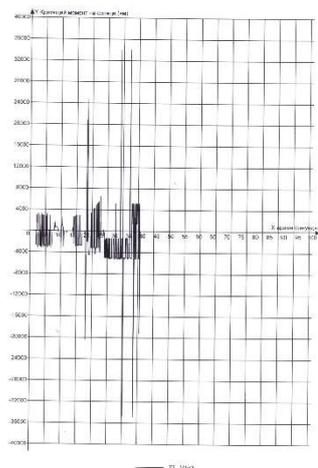


Рис. 9 – Момент на солнце 2 ПР

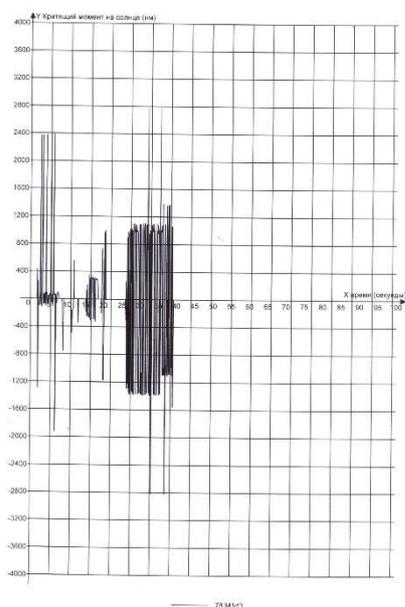


Рис. 10 – Момент на солнце 3 ПР

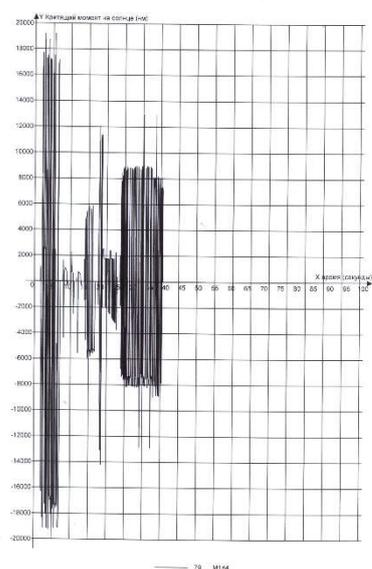


Рис. 11 – Момент на солнце 4 ПР

При эксплуатации танка Т-64Б в войсках установлено, что при движении по дорогам с твердым покрытием, на VII передаче, возникают вибрации корпуса, которые, якобы, вызываются особенностями ходовой части. Проведенные расчеты показывают, что причиной данных вибраций являются автоколебания дисков трения в блокирующем фрикционе Ф3.

Выводы:

1. Отличительной особенностью неголономных механических систем является изменение числа степеней свободы, которое сопровождается интенсивными динамическими нагрузками.

2. Силовая передача танка Т-64Б является сложной механической системой с шестью степенями свободы. Для обеспечения прямолинейного движения необходимо наложить четыре связи, которые являются неголономными, определяются управляющими воздействиями водителя и текущим состоянием силовой передачи.

3. Существующие методы математического моделирования силовых передач в не полной мере отражают конструктивные особенности трансмиссий, алгоритмы управления, действующие кинематические и силовые связи.

4. Разработанная математическая модель силовой передачи и полученные с ее помощью результаты переходных процессов позволяют оценить нагруженность деталей и узлов БКП, уровень потерь мощности, сформулировать требования к системам управления и охлаждения.

5. При движении танка Т-64Б на VII передаче в трансмиссии возникают автоколебания в блокирующем фрикционе Ф3, которые вызывают повышенную вибрацию корпуса.

6. Работа серийной БКП в блоке с двигателями 6ТД-2,3 может привести к разрушению зубьев 1ПР и 2ПР, а также спеканию дисков трения Ф2 и Ф3.

Список литературы

1. Рязанцев Н. К. Моторы и судьбы. О времени и о себе / Рязанцев Н. К. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 272 с.
2. Чернышев В. Л. "Проект "ЭТА". Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка "Молот" (изд. 477)" / Чернышев В. Л. // www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm.
3. Апухтин Ю. М. Последний рывок советских танкостроителей (дневник участника разработки танка "Боксер") / Апухтин Ю. М. // http://bvtv.info/4ourarticles/bokser/bokser_1.htm
4. Анпель П. Теоретическая механика / Анпель П. Т. 2. – М. : Изд-во Физико-математической литературы, 1960. – 487 с.
5. Добронравов В. В. Основы механики неголономных систем / Добронравов В. В. – М., 1970.
6. Белоутов Г. С. Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах / Белоутов Г. С. // Вестник бронетанковой техники. 1975. – № 5. – С. 22–24.
7. Исаков П. П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. Теория и расчет / Исаков П. П., Иванченко П. Н., Егоров А. Д. – Л. : Машиностроение, 1981. – 302 с.
8. Чернышев В. Л. Исследование динамики силовой передачи танка Т-64Б в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге / Чернышев В. Л., Остапчук Ю. А., Шитунин А. А. // Вісник НТУ "ХПИ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПИ", 2013 – № 41 (1014). – С. 157–167.

References (transliterated)

1. Ryazantsev N. K. *Motory i sudby. O vremeni i o sebe* [Motors and destinies. About time and about myself]. Kharkov : KhNADU Publ., 2009, 272 p.
2. Chernyshev V. L. "Proekt "ETA". *Elektromekhanicheskaya transmisiya perspektivnogo sovet'skogo tanka "Molot" (izd. 477)* [The project "ETA". Electromechanical transmission of the prospective Soviet tank "Molot" (art. 477)] // www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm.
3. Apukhtin Yu. M. *Posledniy ryvok sovetskikh tankostroiteley (dnevnik uchastnika razrabotki tanka "Bokser")* [The last spurt of the Soviet tank builders (a diary of a member of the development of the Boxer tank)]. http://bvtv.info/4ourarticles/bokser/bokser_1.htm

4. Appel' P. *Teoreticheskaya mekhanika* [Theoretical Mechanics]. Vol. 2. Moscow, Publ. Fiziko-matematicheskoy literatury, 1960, 487 p.
5. Dobronravov V. V. *Osnovy mekhaniki negolonomykh sistem* [Fundamentals of mechanics of non-holonomic systems]. Moscow, 1970.
6. Beloutov G. S. Metod matematicheskogo modelirovaniya perekhodnykh protsessov v transportnykh gusenichnykh mashinakh [Method of mathematical modeling of transient processes in transport crawlers]. *Vestnik bronetankovoy tekhniki* [Bulletin of armored vehicles]. 1975, no. 5, pp. 22–24.
7. Isakov P. P. *Elektromekhanicheskie transmissii gusenichnykh traktorov. Teoriya i raschet* [Electromechanical transmissions of caterpillar tractors. Theory and calculation]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981, 302 p.
8. Chernyshev V. L. Issledovanie dinamiki silovoy peredachi tanka T-64B v rezhimakh razgona i tormozheniya na sukhoy gruntovoy dorozhe [Investigation of the dynamics of power transmission of the T-64B tank in the modes of acceleration and braking on a dry dirt road]. *Visnik NTU "KhPI". Zbirnik naukovikh prats'. Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu* [Bulletin of the Kharkiv Polytechnic Institute. Series: Mechanical drive problems]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 41 (1014), 193 p.

Поступила (received) 15.06.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз динаміки неголономних механічних систем методом динамічного стану / В. Л. Чернишов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 164–169. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

Анализ динамики неголономных механических систем методом динамического состояния / В. Л. Чернышев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2017. – № 25 (1247). – С. 164–169. – Библиогр.: 8 назв. – ISSN 2079-0791.

The analysis of the dynamics of nonholonomic mechanical systems using method of dynamic condition / V. L. Chernyshev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2017. – No. 25 (1247). – P. 164–169. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2079-0791.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Чернишов Володимир Леонідович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри "Деталі машин та мехатронні системи"; тел.: (057) 707-64-55.

Чернышев Владимир Леонидович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры "Детали машин и мехатронные системы"; тел.: (057) 707-64-55.

Chernyshev Vladimir Leonidovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Machine elements and Mechatronic systems"; tel.: (057) 707-64-55.

УДК 621.833; 62.652

В. П. ЯГЛІНСЬКИЙ, С. С. ГУТИРЯ, А. М. ЧАНЧІН, В. М. ЖЕГЛОВА

ВПЛИВ ПАРАМЕТРИЧНИХ КОЛИВАНЬ НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ ЕПІЦИКЛУ КОЛІСНОГО РЕДУКТОРА

Встановлено, що при роботі планетарних колісних редукторів (ПКР) троллейбусів на параметричних резонансних режимах внутрішні динамічні навантаження на зубці зростають у 2...4 рази, що спричиняє зародження і розвиток утомних тріщин у тонкостінному ободі епіциклу. Дослідженнями на скінчено-елементних (СЕ) моделях виявлено, що згинальні коливання ободу спричиняють максимальні розтягувальні напруження у впадинах не тих зубців епіциклу, що знаходяться у зацепленнях з зубцями сателітів, а у зонах максимального прогину ободу. Підтверджено ефект позитивного впливу нерівномірного колового розташування осей сателітів на глибину пульсації жорсткості передачі та звуження області нестійкості параметричних коливань епіциклу. Результати розрахунків на прикладі ПКР типу *Raba 118.77*, що широко застосовуються у трансмісії колісного електричного та автотранспорту, підтвердили можливість підвищення втомної міцності епіциклу шляхом нерівномірного колового розташування осей сателітів.

Ключові слова: пульсації жорсткості зацеплення, резонанс, обід епіциклу, головні частоти.

Установлено, что при работе планетарных колесных редукторов (ПКР) троллейбусов на параметрических резонансных режимах внутренние динамические нагрузки на зубцы повышаются в 2...4 раза, что приводит к зарождению и развитию усталостных трещин в тонкостенном ободе эпицикла. Исследованиями на конечно-элементных (КЭ) моделях обнаружено, что изгибные колебания венца эпицикла вызывают максимальные растягивающие напряжения не во впадинах зубьев, находящихся в зацеплении с зубьями сателлитов, а в областях максимального прогиба обода. Подтвержден эффект позитивного влияния неравномерного окружного расположения осей сателлитов на глубину пульсации жесткости передачи и сужения области неустойчивости параметрических колебаний эпицикла. Результаты расчетов на примере ПКР типа *Raba 118.77*, широко применяемых в трансмиссии колесного электрического и автотранспорта, подтвердили возможность повышения усталостной прочности эпицикла путем неравномерного окружного расположения осей сателлитов.

Ключевые слова: пульсации жесткости зацепления, резонанс, обод эпицикла, главные частоты.

It is established that at parametric resonance modes of work of the planetary wheel gear (PWG) of trolleybuses internal dynamic load increase in 2...4 times, which can lead to the emergence and development of fatigue cracks in thin-walled epicycle rim. On FEM-models found that flexural vibrations of the crown of the epicycle rim cause the maximum tensile stresses not in the cavities of the teeth which are in meshing with the teeth of the satellites but in the zones of maximum deflection of the rim. Confirmed the effect of positive influence of non-uniform circumferential arrangement of the axles of the satellites to the depth of the pulsation of meshing stiffness and narrowing the region of instability of parametric oscillation of the epicycle. The results of the calculations on the example of the PWG type *Raba 118.77* used in the composition of the transmission wheel electrical and automobile transport confirmed the possibility of enhance the fatigue strength of epicycle rim by the uneven circumferential location of the axes of the satellites.

Keywords: pulsations of meshing stiffness, resonance, epicycle rim, main frequencies.

© В. П. ЯгліНСький, С. С. ГутирЯ, А. М. ЧанчІн, В. М. Жеглова, 2017