

Мобільні і стаціонарні енергозасоби та їх елементи
Mobile and stationary power units and their elements

УДК 629.083

Математическая модель скручивания вала трансмиссии
полноприводных тягово-транспортных средств
при движении с заблокированным приводомН.Н. Потапов¹, А.А. Молодан², А.С. Полянский³

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
(г. Харьков, Украина),
email: ¹potapovnik1983@gmail.com, ²tmirm@ukr.net, ³khadi.pas@gmail.com
ORCID: ¹ 0000-0003-1504-0825, ² 0000-0002-0017-740X, ³ 0000-0003-0407-6435

Статья посвящена проблеме скручивания вала трансмиссии у автомобилей, имеющих заблокированный привод переднего и заднего (задних) ведущих мостов, происходит перераспределение через трансмиссию тормозных моментов между колесами в соответствии с приходящейся на них нормальной нагрузкой и коэффициентом сцепления с дорогой. Указанное явление сопровождается дополнительной нагруженностью элементов ходовой части, их износом и, как следствие, дополнительными потерями мощности двигателя и расходом топлива. Кроме того, при движении тягово-транспортных средств (ТТС) по криволинейной траектории кинематическое несоответствие обуславливается еще и тем, что его оси должны одновременно проходить разные пути, тогда как, будучи с заблокированными, они стремятся двигаться с одинаковыми поступательными скоростями.

Получено выражение, показывающее характер развития колебаний в трансмиссии полноприводного ТТС. Найдено решение полученного уравнения с учетом начальных и граничных условий параметров трансмиссии и колес. Получен график изменения энергии крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при максимально возможной разнице радиусов колес. Вычислена энергия колебаний при различных законах изменения момента сопротивления движению ТТС.

Доказано, что изменение закона момента сопротивления движения не влияет на колебание трансмиссии. Расчеты на модели показали, что при изменении радиусов колес в 30 раз и более приводит к заметным колебаниям в трансмиссии, что невозможно при эксплуатации автомобиля. Полученные теоретические результаты, связанные с изучением динамики трансмиссии, позволяют сделать вывод о том, что необходимо установить факторы, влияющие на дополнительные потери топлива в автомобиле при его эксплуатации в полноприводном режиме.

Ключевые слова: трансмиссия ТТС, энергия колебаний, кинематическое рассогласование, интегрирование, закон сопротивления движению, потери энергии.

Введение. Современные тягово-транспортные средства (ТТС), которые эксплуатируются на дорогах повышенных категорий, разрабатываются с возможностью изменения режима эксплуатации, которые максимально повышают их экономичность. Так, в трехосных полуприцепах одна ось имеет возможность подниматься в случае неполной загрузки. Междугородние автобусы, ходовая система которых состоит из трех мостов, имеют только один ведущий мост.

У автомобилей, имеющих заблокированный привод переднего и заднего (задних) ведущих мостов, происходит перераспределение через

трансмиссию тормозных моментов между колесами в соответствии с приходящейся на них нормальной нагрузкой и коэффициентом сцепления с дорогой. Указанное явление сопровождается дополнительной нагруженностью элементов ходовой части, их износом и, как следствие, дополнительными потерями мощности двигателя и расходом топлива.

Анализ последних достижений. В [1, 2] авторами показано, что наиболее оптимальным с точки зрения реализации максимальной мощности, реализованной на колесе, является заблокированный привод, однако при этом всегда наблюдается кинематическая рассогласованность.

Явление кинематического рассогласования – прямое следствие разности кинематических радиусов качения ведущих колес. Среди причин отклонения действительных радиусов качения от теоретических выделяют следующие: технологические – отклонения в пределах производственных допусков на шины [3]; эксплуатационные – отклонения, связанные с неодинаковым износом протектора шин, разностью давлений воздуха в шинах, перераспределением нагрузок по осям.

Кроме того, при движении ТТС по криволинейной траектории кинематическое несоответствие обуславливается еще и тем, что его оси должны одновременно проходить разные пути, тогда как, будучи заблокированными, они стремятся двигаться с одинаковыми поступательными скоростями.

Цель работы. Целью данного исследования является разработка математической модели скручивания приведенного вала трансмиссии при кинематическом рассогласовании в трансмиссии ТТС с заблокированным приводом.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

- получить выражение, показывающее характер развития колебаний в трансмиссии полноприводного ТТС;
- найти решение полученного уравнения с учетом начальных и граничных условий параметров трансмиссии и колес;
- вычислить энергию колебаний при различных законах изменения момента сопротивления движению ТТС;
- получить количественную оценку потерь энергии в трансмиссии при кинематическом рассогласовании ТТС.

Основная часть. Рассмотрим динамические процессы в вале. Если силы действующие на вал постоянны, т.е. приложен статический момент сил, то этот момент на всём протяжении вала один и тот же и пропорционален отношению полного угла закрутки к длине вала, т.е. θ/l . Если же приращения угла закрутки различны для различных значений x , то тогда нам необходимо оперировать с местной деформацией, и мы должны заменить θ/l на $\partial\theta/\partial x$ то есть, отношение бесконечно-малого приращения угла закрутки к бесконечно малому приращению длины

$$M(x) = G \frac{\pi R^4}{2} \frac{\partial\theta}{\partial x}. \quad (1)$$

Теперь рассмотрим, что происходит с элементом объема вала Δx показанном в увеличенном виде на рис. 1. На левом конце малого отрезка вала (с координатой x) действует момент $M(x)$, на правом конце (с координатой $x + \Delta x$) – момент $M(x + \Delta x)$. Полагая, что приращение Δx мало, можно разложить $M(x + \Delta x)$ в ряд Тейлора,

и отбросив ввиду их малости все члены ряда содержащие Δx в степени более чем первой написать:

$$M(x + \Delta x) = M(x) + \left(\frac{\partial M}{\partial x}\right) \Delta x. \quad (2)$$

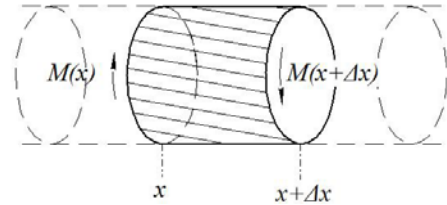


Рис. 1. Моменты действующие на границах элемента объема вала

Полный момент силы действующий на очень малый отрезок вала (т.е. расположенный между двумя близко отстоящими поперечными сечениями) равен разности $M(x + \Delta x)$ и $M(x)$

$$\Delta M = M(x + \Delta x) - M(x) = \left(\frac{\partial M}{\partial x}\right) \Delta x. \quad (3)$$

Подставляя (1) в (3) получаем

$$\Delta M = G \frac{\pi \cdot R^4}{2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \Delta x. \quad (4)$$

Действие этого углового момента должно вызывать ускорение отрезка вала. Масса ΔM этого отрезка равна произведению плотности материала вала ρ на объём, который в свою очередь равно произведению площади сечения вала πR^2 на расстояние между сечениями Δx ,

$$\Delta M = \pi R^2 \Delta x \rho.$$

Согласно второму закону Ньютона момент силы M равен произведению момента инерции I на угловое ускорение $\partial^2 \theta / \partial t^2$, что в нашем случае дает [4-6].

$$\Delta M = \Delta I \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2}. \quad (5)$$

Подставляя в (5) значение ΔI , находим

$$\Delta M = \frac{\pi}{2} p R^4 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \Delta x \quad (6)$$

Приравняв значение ΔM найденное из уравнения (6) получим

$$G \frac{\pi R^4}{2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \Delta x = \frac{\pi}{2} p R^4 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \Delta x. \quad (7)$$

Разделим данное уравнение на Δx . Получим

$$G \frac{\pi R^4}{2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{\pi}{2} p R^4 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2}. \quad (8)$$

Запишем граничные условия в виде

$$\begin{aligned} I_1 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \Big|_{x=0} - G I_p \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0; \\ I_2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \Big|_{x=l} + G I_p \frac{\partial \theta}{\partial x} \Big|_{x=l} &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Представим представление θ . Получим

$$\sum_{i=1}^{\infty} \left(I T_i''(t) X_i(x) - G I_p T_i(t) T_i''(x) \right) = Q(x, t). \quad (10)$$

Домножая па X_j и интегрируя по длине вала. Получим

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{\infty} \left(I T_i'' \int_0^l X_i X_j dx - G I_p T_i \int_0^l X_i'' X_j dx \right) &= \\ = \int_0^l Q(x, t) X_j dx. \end{aligned} \quad (11)$$

Подставляя в левую часть I и $-\lambda^2 I \int_0^l X_i^2 dx + I_1 X_{i0}^2 X_{j0} + I_2 X_{il}^2$ и соответственно $G I_p T_i \left(\int_0^l X_i'' X_i dx + X_{i0} X_{i0} - X_{il} X_{il} \right)$, получаем

$$T_i'' - \lambda^2 T_i = \frac{1}{I} \int_0^l Q(x, t) X_i dx. \quad (12)$$

Будем искать общее решение уравнения (12) методом вариации произвольной постоянной. Положим, что общее решение уравнения (12) имеет вид

$$T_i(t) = D_{1i}(t) z_{1i}(t) + D_{2i}(t) z_{2i}(t) \quad (13)$$

где $D_{1i}(t) z_{1i}(t) + D_{2i}(t) z_{2i}(t)$ – фундаментальная система решений уравнения.

Так как функции D_{1i} и D_{2i} произвольные, полагаем, что эти функции, помимо уравнения (12), связывает следующее соотношение:

$$D_{1i}'(t) z_{1i}(t) + D_{2i}'(t) z_{2i}(t) = 0. \quad (14)$$

То есть выбираем соотношение связывающее D_{1i} и D_{2i} таким образом, что бы производная T_i' от T_i имела то же выражение как если бы D_{1i} и D_{2i} были постоянными. Выпишем выражение для T_i' с учётом соотношения (14)

$$T_i'(t) = D_{1i}(t) z_{1i}'(t) + D_{2i}(t) z_{2i}'(t). \quad (15)$$

Вычисляя [7-8] первую производную от T_i' получаем выражение для второй производной T_i'' :

$$T_i''(t) = D_{1i}'(t) z_{1i}'(t) + D_{1i}(t) z_{1i}''(t) + D_{2i}'(t) z_{2i}'(t) + D_{2i}(t) z_{2i}''(t) \quad (16)$$

Решаем эту систему как алгебраическую линейную относительно неизвестных D_{1i}' и D_{2i}' . Из первого уравнения системы находим

$$D_{2i}'(t) = -D_{1i}'(t) \frac{z_{1i}(t)}{z_{2i}(t)}. \quad (17)$$

Подставляя во второе уравнение, получаем

$$D_{1i}'(t) z_{1i}'(t) + \left(-D_{1i}'(t) \frac{z_{1i}(t)}{z_{2i}(t)} \right) z_{2i}'(t) = h(t). \quad (18)$$

И, следовательно, получаем следующее выражение для $D_{1i}'(t)$:

$$D_{1i}'(t) = \frac{z_{2i}(t)}{z_{1i}'(t) z_{2i}(t) - z_{1i}(t) z_{2i}'(t)} \cdot h(t). \quad (19)$$

Теперь мы можем найти функции $D_{1i}(t)$ и $D_{2i}(t)$ интегрируя полученные для $D_{1i}'(t)$ и $D_{2i}'(t)$. Интегрирование удобнее произвести воспользовавшись определённым интегралом с переменным верхним пределом t положив нижний предел равным моменту $t = 0$ начала отсчёта времени. Поскольку в правой части уравнений, t имеет два смысла – переменная интегрирования и верхний предел, то лучше переменную интегрирования обозначить как-нибудь иначе, например, τ :

$$D_{1i}(t) = -\frac{1}{\lambda_i} \int_0^t h(\tau) \sin(\lambda_i \tau) d\tau + C_{1i} \quad (20)$$

$$D_{2i}(t) = \frac{1}{\lambda_i} \int_0^t h(\tau) \cos(\lambda_i \tau) d\tau + C_{2i} \quad (21)$$

где C_{1i} и C_{2i} – произвольные постоянные.

Вид полученного нами решения хорошо соответствует известному факту. Общее решение [9-10] обыкновенного неоднородного линейного дифференциального уравнения является суммой общего решения соответствующего однородного уравнения или частного решения неоднородного уравнения.

С учетом начальных условий или, для случая, сосредоточенного крутящего момент получим

$$\begin{aligned} T_i &= T_{0i} \cos(\lambda_i t) + \frac{T_{0i}'}{\lambda_i} \sin(\lambda_i t) + \\ &+ \frac{1}{\lambda_i I} X_{1i} \int_0^{t_f} Q(\tau) \sin(\lambda_i(t-\tau)) d\tau \end{aligned} \quad (22)$$

Для количественной оценки [11-12], что более важно для практических инженерных задач, необходимо определить энергию вынужденных колебаний, т.е. силовой характер нагружения трансмиссии. Общую энергию определим по формуле

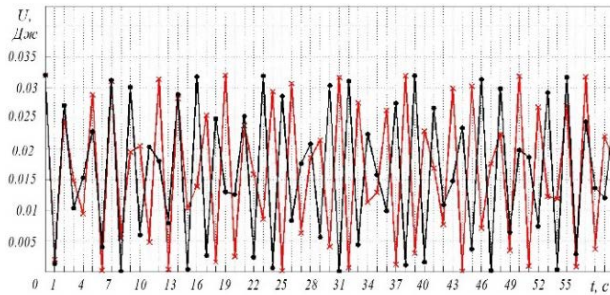
$$U = \frac{1}{2} \int_0^t T_i^2(x, t) dt \quad (23)$$

где $T_i(x, t)$ – найденное решение волнового уравнения с учетом краевых и начальных условий.

Интегрирование проводилось в пакете прикладных программ Matrix Laboratory с последующим графическим отображением результатов. В качестве исходных данных для расчетов были

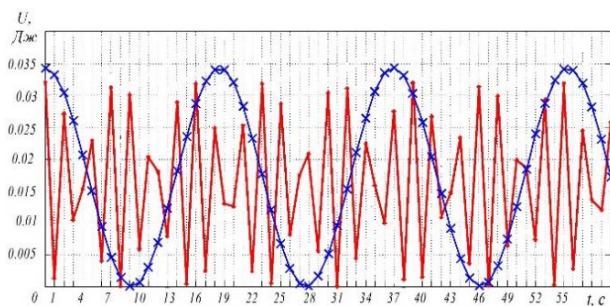
использованы значения параметров, соответствующих реальному автомобилю УАЗ – 3303 с колесной формулой 4x4.

На рисунке 2 приведен график крутильных колебаний трансмиссии в течение 1 минуты при максимально возможной разнице радиусов качения ведущих колес полноприводного автомобиля УАЗ-3303.



- радиусы колес равны между собой;
- ✕ радиусы колес отличаются на максимально возможную величину, возникающую вовремя эксплуатации автомобиля

Рис. 2. График изменения энергии крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при максимально возможной разнице радиусов колес



- радиусы колес равны между собой;
- ✕ радиусы колес отличаются на 3000%

Рис. 3. График изменения энергии крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при теоретической разнице радиусов колес

Из графиков наглядно видно, что амплитуда колебаний представляет собой процесс типа «белый шум». Отсюда следует, что при реально взятых значениях параметров нагружения трансмиссии из-за разности диаметров колес, практически не происходит. Этот результат хорошо коррелируется к КПД трансмиссии, который составляет более чем 90%.

Полученное общее решение волнового уравнения было для наглядности просчитано при зна-

чениях параметров, соответствующих реальному автомобилю УАЗ – 3303 с колесной формулой 4x4. Расчетные длины валов трансмиссии разных диаметров были приведены к одному эквивалентному валу длиной L

$$L = l_1 + l_2 \frac{d_1^4}{d_2^4}, \quad (34)$$

где l_1, l_2 – длины участков трансмиссии с различными диаметрами; d_1, d_2 – диаметры участков трансмиссии.

В общем случае, если имеется вал, состоящий из участков различных диаметров, можно не меняя коэффициентов жесткости вала заменить любой участок длины l_1 и диаметра d_1 участками вала длины l_2 и диаметра d_2 . Расчеты приведены в приложении Б.

На рисунке 3 представлены графики из которых видно, что при изменении диаметров больше чем в 30 раз наблюдается колебательный процесс в трансмиссии.

Выводы.

1. Получено выражение, показывающее характер развития колебаний в трансмиссии полноприводного ТТС.

2. Найдено решение полученного уравнения с учетом начальных и граничных условий параметров трансмиссии и колес.

3. Вычислена энергия колебаний при различных законах изменения момента сопротивления движению ТТС.

4. Получен график изменения энергии крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля при максимально возможной разнице радиусов колес.

5. Доказано, что изменение закона момента сопротивления движения не влияет на колебания трансмиссии.

6. Расчеты на модели показали, что при изменении радиусов колес в 30 раз и более приводит к заметным колебаниям в трансмиссии, что невозможно при эксплуатации автомобиля.

7. Полученные теоретические результаты, связанные с изучением динамики трансмиссии, позволяют сделать вывод о том, что необходимо установить факторы, влияющие на дополнительные потери топлива в автомобиле при его эксплуатации в полноприводном режиме.

Литература

1. Ванцевич В.В. Повышение тяговых свойств полно-приводных колесных тракторов / В.В. Ванцевич //Надежность мелиоративных машин. Горки, 1987. – С. 56-59
2. Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин. Теория и расчет /Н.А. Ульянов. – М.: Машиностроение, 1982. – 279 с.

3. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / Д. Р. Эллис – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
4. Зиновьев Вл.А. Теория механизмов и машин / Вл.А. Зиновьев // [2-е изд.]. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1959. – 188 с.
5. Владимиров В.С., Жаринов В.В. Уравнения математической физики / В.С. Владимиров, В.В. Жаринов. – 2-е изд., стереотип. Учебник для вузов. М. ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 400 с.
6. Фролов К.В., Попов С.А., Пуш А.В., Мусатов А.К. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.В. Пуш, А.К. Мусатов. – Учебник для ВУЗов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1998. – 500 с.
7. Матвеев Н.М. Методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений / Н.М. Матвеев. – 3-е издание, исправленное и дополненное. – М.: Высшая школа, 1967. – 565 с.
8. Кошляков Н.С., Глинер Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков, Э.Б. Глинер, М.М. Смирнов. – Москва: Высшая школа, 1970. – 712 с.
9. Гурса Э. Курс математического анализа / Гурса Э. // [Том второй, часть II. Дифференциальные уравнения]. – Пер. с франц. – М.-Л.: Государственное технико-теоретическое издательство, 1933. – 287 с.
10. Трикоми Ф. Дифференциальные уравнения / Ф. Трикоми. – М.: Издательство иностранной литературы, 1962. – 352 с.
11. Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М. Фейнмановские лекции по физике / Р. Фейнман, Р. Лейтон, М. Сэндс. // Выпуск 7: Физика сплошных сред. Изд. 2-е. – М.: Мир, 1977. – 288 с.
12. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. // Пер. с англ. Корнейчук Л.Г., под ред. Григолюк Э.И. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

References

1. Vancevich, V. (1987). Povyshenie tjavovyh svojstv polno-privodnyh kolesnyh traktorov. *Nadezhnost' meliorativnyh mashin*, pp.56-59.
2. Ul'janov, N. (1982). *Kolesnye dvizhiteli stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Teorija i raschet*. M.: Mashinostroenie, p.279.
3. Jellis, D. (1975). *Upravljaemost' avtomobilja*. M.: Mashinostroenie, p.216.
4. Zinov'ev, V. (1959). *Teorija mehanizmov i mashin*. 2nd ed. M.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noj literatury, p.188.
5. Vladimirov, V. (2004). *Urvnenija matematicheskoy fiziki*. 2nd ed. M.: FIZMATLIT, p.400.
6. Frolov, K. (1998). *Teorija mehanizmov i mashin*. 2nd ed. M.: Vysshaja shkola, p.500.
7. Matveev, N. (1967). *Metody integrirovaniya obyknovennyh differencial'nyh uravnenij*. 3rd ed. M.: Vysshaja shkola, p.565.
8. Koshljakov, N. (1970). *Urvnenija v chastnyh proizvodnyh matematicheskoy fiziki*. M.: Vysshaja shkola, p.712.
9. Gursa, J. ed., (1933). *Differencial'nye uravnenija*. In: *Kurs matematicheskogo analiza*. M.-L.: Gosudarstvennoe tehniko-teoreticheskoe izdatel'stvo, p.287.
10. Triкоми, F. (1962). *Differencial'nye uravnenija*. M.: Izdatel'stvo inostrannoj literatury, p.352.
11. Fejnman, R. (1977). Fejnmanovskie lekci po fizike. *Fizika sploshnyh sred*, M. Mir(7), p.288.
12. Timoshenko, S. ed., (1985). *Kolebanija v inzhenernom dele*. Per. s angl. Kornejchuk L.G., pod red. Grigoljuk Je.I: M.: Mashinostroenie, p.472.

Анотація

Математична модель скручування валу трансмісії повнопривідних тягово-транспортних засобів при русі з блокуванням приводом

М.М. Потапов, А.О. Молодан, О.С. Полянський

Стаття присвячена проблемі скручування валу трансмісії автомобілів, що мають блокований привід переднього і заднього (задніх ведучих мостів, відбувається перерозподіл через трансмісію гальмівних моментів між колесами відповідно до припадає на них нормальним навантаженням і коефіцієнтом зчеплення з дорогою. Зазначене явище супроводжується додатковою завантаженістю елементів ходової частини, їх зносом і, як наслідок, додатковими втратами потужності двигуна і витратою палива. Крім того, при русі тягово-транспортних засобів (ТТС) по криволінійній траєкторії кінематична невідповідність обумовлюється ще й тим, що його осі повинні одночасно проходити різні шляхи, тоді як, будучи з блокованими, вони прагнуть рухатися з однаковими поступальними швидкостями.

Отримано вираз, що показує характер розвитку коливань в трансмісії повнопривідного ТТС. Знайдено рішення отриманого рівняння з урахуванням початкових і граничних умов параметрів трансмісії і коліс. Отримано графік зміни енергії крутильних коливань в трансмісії автомобіля при максимально можливій різниці радіусів коліс. Обчислена енергія коливань при різних законах зміни моменту опору руху ТТС.

Доведено, що зміна закону моменту опору руху не впливає на коливання трансмісії. Розрахунки на моделі показали, що при зміні радіусів коліс в 30 разів і більше призводить до помітних коливань у трансмісії, що неможливо при експлуатації автомобіля. Отримані теоретичні результати, пов'язані з вивченням динаміки трансмісії, дозволяють зробити висновок про те, що необхідно встановити фактори, що впливають на додаткові втрати палива в автомобілі при його експлуатації в повнопривідному режимі.

Ключові слова: *Трансмісія ТТС, енергія коливань, кінематичне неузгодженість, інтегрування, закон опору руху, втрати енергії.*

Abstract

Mathematical model of full-drive traffic-vehicles during moving with blocked drive transmission turning the shaft

N.N. Potapov, A.A. Molodan, A.C. Poljanskii

The article is devoted to the problem of twisting the transmission shaft of cars with a blocked drive front and rear (rear drive axles, is redistributed through the transmission of brake moments between the wheels in accordance with their normal load and the coefficient of adhesion to the road. parts, their wear and, as a consequence, additional loss of engine power and fuel consumption. In addition, in the movement of traction vehicles (TTS) on the curve the kinematic discrepancy of the linear trajectory is also due to the fact that its axes must pass different paths simultaneously, while being blocked, they tend to move at the same translational speeds.

An expression was obtained showing the nature of the oscillation development in the transmission of the all-wheel drive TTS. The solution of the obtained equation is found taking into account the initial and boundary conditions of the transmission and wheel parameters. The graph of the energy of rotational vibrations in the transmission of the car with the maximum possible difference of the radii of the wheels was obtained. The energy of oscillations at different laws of change of moment of resistance of movement of TTS is calculated.

It is proved that the change of the law of the moment of resistance of the movement does not affect the oscillations of the transmission. Calculations on the model showed that changing the radii of the wheels 30 times or more leads to noticeable oscillations in the transmission, which is not possible when operating the car. The obtained theoretical results related to the study of the dynamics of the transmission, allow to conclude that it is necessary to establish the factors that influence the additional fuel losses in the car during its operation in all-wheel drive mode.

Keywords: *TTC transmission, vibrational energy, kinematic mismatch, integration, the law of resistance to motion, energy loss.*

Бібліографічне посилання/ Bibliography citation: Harvard

Zubko V., Sokolik S. and Shevchenko M. (2019). Improving the accuracy of measuring the fuel level sensor using a fuel level indicator. *Engineering of nature management*, (3(13), pp. 6 - 11.

Подано до редакції / Received: 02.10.2018