

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 629.33; 621.3

С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук, доц.
генеральный директор¹
E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.
начальник НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: ishin@oim.by

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: arcady.mih@tut.by

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук, доц.
ведущий научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин
НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: skanst@yandex.ru

В.В. ШПОРТЬКО, магистр физ.-мат. наук
научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: llii7pot@yandex.ru

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 19.04.2024.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ И ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТЫ ДИНАМИКИ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С ВАЛЬНОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Статья посвящена исследованию динамических процессов в силовой установке электромобиля при переключении передач в двухвальной коробке передач посредством конусного синхронизатора. Для получения аналитических зависимостей используется двухмассовая динамическая модель. Такая модель силовой установки позволяет получить качественное представление и количественную оценку процесса переключения передач электромобиля, выбрать параметры законов изменения момента двигателя и момента трения синхронизатора. Для более точного описания колебаний в силовой установке с учетом ее упругих свойств рассмотрена трехмассовая динамическая модель. Приведен пример расчета времени переключения передач с низшей на высшую для развозного электрогрузовика МАЗ-4381ЕЕ. Проведенные исследования показали, что возникающие в силовой установке электромобиля колебательные процессы не оказывают существенного влияния на динамическую нагруженность ее элементов.

Ключевые слова: электромотобиль, силовая установка, вальная коробка передач, динамическая модель, конусный синхронизатор, механическая характеристика электродвигателя, время переключения передач, алгоритм переключения передач

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-43-52>

Введение. Применение многоскоростных коробок передач (КП) в силовых установках электромобилей обусловлено необходимостью повышения их энергоэффективности с целью увеличения запаса хода на одной зарядке [1–5]. В традиционных силовых установках, работающих на углеводородном топливе, увеличение числа передач в КП связано с приближением огибающей кривых изменения тяговых усилий к кривой с постоянным значением тяговой мощности, представляющей собой гиперболу. В электромеханических силовых установках посредством систем управления в асинхронных электродвигателях с короткозамкнутым ротором или синхронных с возбуждением от постоянных магнитов реализуется практически идеальная гиперболическая характеристика.

Технико-экономический анализ показал, что в условиях Республики Беларусь рационально переводить на электрическую тягу грузовики полной массой до 20 т. Для транспортных средств категорий М₃, N₃ [6] с целью удовлетворения двух критериальных условий — обеспечения требуемого динамического фактора при разгоне и достижения необходимой максимальной скорости движения — целесообразно использовать двухскоростные коробки передач. В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси разработан типоразмерный ряд таких КП [7].

В зависимости от условий эксплуатации и особенностей проектирования в электромеханических силовых установках могут быть использованы два типа коробок передач: вальные и планетарные. Каждая из указанных схем имеет свои преимущества и недостатки.

Двухвальные механические КП отличаются высокой надежностью и ремонтопригодностью, простотой конструкции, малыми габаритами, возможностью интегрирования в корпус КП главной передачи, а также низкой стоимостью, что благоприятно отражается на стоимости и эксплуатационных характеристиках электромобиля.

При расчете времени и пути разгона электромобилей с многоскоростными КП необходимо учитывать время переключения передач, существенно зависящее от особенностей процесса переключения в силовой установке, который может быть осуществлен как с разрывом потока мощности, так и без.

Обычно для обеспечения плавного безударного переключения передач в вальных КП с шестернями постоянного зацепления используются специальные механизмы — синхронизаторы. Конструкции синхронизаторов, методы расчета времени переключения передач и нагрузок, возникающих при этом, в традиционных силовых установках автомобилей с двигателем внутреннего сгорания рассмотрены в работах [8–13], в силовых установках электромобилей — в [14–17].

В статье [18] исследована двухмассовая динамическая модель электромобиля для получения аналитических зависимостей, описывающих процесс переключения передач в вально-планетарной коробке передач силового электропривода. В основу расчетов положена оптимальная диаграмма переключения передач с низшей на высшую без разрыва потока мощности от электродвигателя. Приведен пример расчета времени переключения передач с низшей на высшую для развозного электрогрузовика МАЗ-4381ЕЕ, а также выполнен уточненный расчет для многомассовой динамической модели.

Целью данной работы является исследование процесса переключения передач в двухвальной КП силовой установки электрогрузовика посредством конусного синхронизатора на основе использования динамических моделей.

Алгоритм переключения передач в КП. Рассматривается процесс переключения передач в электрическом грузовике с двухскоростной несоосной КП, кинематическая схема которой представлена в таблице 1. Переключение передач осуществляется пневмоуправляемыми синхронизированными зубчатыми муфтами М₁ и М₂.

Процесс переключения происходит в определенной последовательности.

1. Движение и разгон электромобиля на 1-й (низшей) передаче.
2. Переключение КП вверх с 1-й передачи (низшей) на 2-ю (высшую). При достижении скорости автомобиля V_1 , когда частота вращения электродвигателя равна $0,95n_{\max}$, а частота вращения выходного вала $0,95n_{\max}/u_1$ (n_{\max} — максимальная частота вращения тягового электродвигателя, мин⁻¹; u_1 — передаточное число КП на 1-й передаче), происходит:
 - 1 этап: выключение 1-й передачи с переходом на нейтраль;
 - 2 этап: частота вращения электродвигателя уменьшается с $0,95n_{\max}$ до значения $(0,95n_{\max}/u_1) u_2$ (u_2 — передаточное число КП на 2-й передаче);
 - 3 этап: включение 2-й передачи с нейтралю.

Таблица 1 — Кинематическая схема и передаточные числа двухвальной коробки передач
Table 1 — Kinematic diagram and gear ratios of a two-shaft gearbox

Кинематическая схема	Передаточные числа
	$u_I = \frac{z_2}{z_1} \text{ (включена } M_1)$ $u_{II} = \frac{z_4}{z_3} \text{ (включена } M_2)$

Примечание: O, X — входной и выходной валы; z_i — числа зубьев шестерен; М₁ — зубчатые муфты

3. При разгоне электромобиля на 2-й передаче частота вращения электродвигателя изменяется с $(0,95n_{\max}/u_1)u_2$ до $0,95n_{\max}$.

4. Переключение КП вниз (со 2-й передачи на 1-ю). Замедление движения электромобиля производится водителем или под действием сил сопротивления движению до скорости V_1 . Для переключения КП на 1-ю передачу частота вращения электродвигателя должна быть увеличена со значения n_2 , соответствующего скорости электромобиля V_1 , до значения $0,95n_{\max}$. Величина n_2 (мин^{-1}) определяется по формуле:

$$n_2 = \frac{9,55V_1 u_2 u_{\text{гл}}}{3,6r_k} = \frac{0,95n_{\max} u_2}{u_1}, \quad (1)$$

где $u_{\text{гл}}$ — передаточное число главной передачи; r_k — радиус колеса электромобиля, м.

Принимается допущение, что скорость движения за время переключения передач КП не изменяется.

Аналитический метод расчета времени переключения передач. Расчет времени переключения (синхронизации) передач производится на основе рассмотрения двухмассовой динамической модели силовой установки электромобиля.

На рисунке 1 представлена динамическая модель процесса переключения передач КП с 1-й (нижней) передачи на 2-ю (высшую).

В принятой упрощенной динамической модели автомобиля не учитываются упругие свойства трансмиссии.

Дифференциальные уравнения движения двух инерционных масс $I_{\text{эм}}$, I_a в период синхронизации их угловых скоростей $\omega_{\text{эм}}$, ω_a при переключении передач с низшей на высшую представляются в виде

$$\begin{aligned} I_{\text{эм}} \frac{d\omega_{\text{эм}}}{dt} &= -M_T - \frac{M_{\text{синх}}}{u_2}; \\ I_a \frac{d\omega_a}{dt} &= -M_c + M_{\text{синх}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Интегрирование уравнений системы (2) производится при следующих начальных условиях:

$$\begin{aligned} t = 0: \omega_{\text{эм}0} &= \omega_{\text{эмп}} = 0,95\omega_{\max} = 0,95n_{\max} / 9,55; \\ \omega_{a0} &= 0,95\omega_{\max} / u_1 = 0,95n_{\max} / (9,55u_1), \end{aligned} \quad (3)$$

где ω_{\max} — максимальная угловая скорость вала электродвигателя, рад/с.

Интегрирование уравнений (2) при начальных условиях (3) позволяет установить законы изменения во времени угловых скоростей $\omega_{\text{эм}}(t)$, $\omega_a(t)$. Время переключения передач $t_{\text{синх}}$ определяется из уравнения

$$\omega_{\text{эм}}(t_{\text{синх}}) - u_2\omega_a(t_{\text{синх}}) = 0. \quad (4)$$

Принимается, что тормозной момент M_T в период переключения передач изменяется по внешней характеристике тягового электродвигателя

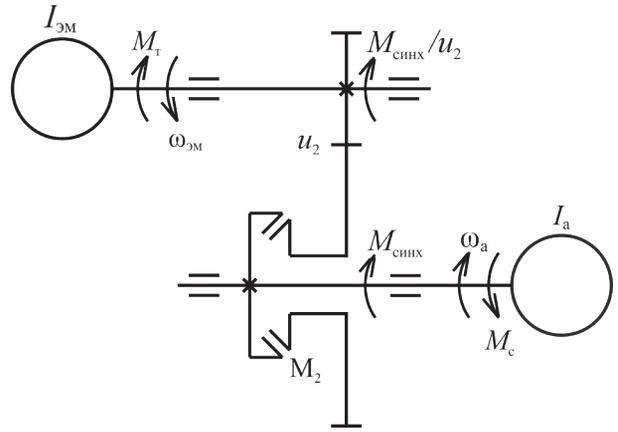


Рисунок 1 — Двухмассовая динамическая модель силовой установки электромобиля с двухвальной коробкой передач: $I_{\text{эм}}$ — приведенный ко входному валу коробки передач момент инерции ротора электродвигателя, входного вала КП с ведущими зубчатыми колесами и находящихся в постоянном зацеплении с ними ведомых зубчатых колес, свободно вращающихся на выходном валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_{\text{эм}}$ — угловая скорость вала электродвигателя, рад/с; I_a — приведенный к выходному валу коробки передач момент инерции поступательно движущейся массы и колес электромобиля, главной передачи, карданного вала, выходного вала КП и каретки синхронизатора в сборе, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_a — угловая скорость выходного вала коробки передач, рад/с; M_T — тормозной момент электродвигателя, Н·м; $M_{\text{синх}}$ — момент трения конусов синхронизатора, Н·м; M_c — приведенный к выходному валу коробки передач момент сопротивления движению электромобиля, Н·м; M_2 — синхронизирующая зубчатая муфта 2-й передачи

Figure 1 — Two-mass dynamic model of the electric vehicle power unit with a two-shaft gearbox: $I_{\text{эм}}$ — reduced to the gearbox input shaft, moment of inertia of the electric motor rotor, the gearbox input shaft with the driving gears and the driven gears in constant engagement with them, freely rotating on the output shaft, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; $\omega_{\text{эм}}$ — angular velocity of the electric motor shaft, rad/s; I_a — reduced to the gearbox output shaft, moment of inertia of the translationally moving mass and wheels of the electric vehicle, final drive, cardan shaft, output shaft of the gearbox and synchronizer carriage assembly, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; ω_a — angular velocity of the gearbox output shaft, rad/s; M_T — electric motor braking torque, N·m; $M_{\text{синх}}$ — friction torque of the synchronizer cones, N·m; M_c — reduced to the gearbox output shaft, moment of resistance to movement of the electric vehicle, N·m; M_2 — synchronizing gear clutch of the 2nd gear

$M_{\text{эм}}(\omega_{\text{эм}})$ (рисунок 2) в пределах $M_{\text{эмп}} \leq M_T \leq M_{\text{эмс}}$. Крутящий момент электродвигателя $M_{\text{эмп}}$ соответствует угловой скорости вала $\omega_{\text{эмп}}$, момент $M_{\text{эмс}}$ — угловой скорости $\omega_{\text{эмс}}$, при которой включается высшая передача.

Нелинейный участок внешней характеристики электродвигателя описывается гиперболической

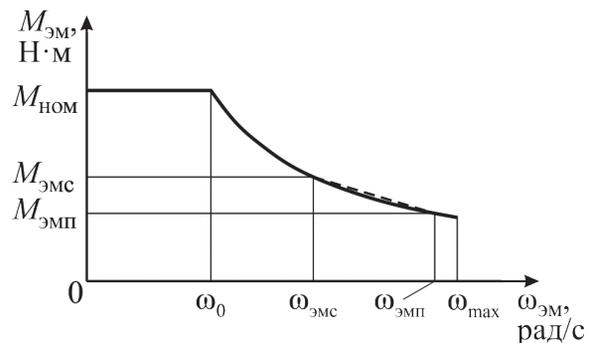


Рисунок 2 — Механическая характеристика тягового электродвигателя

Figure 2 — Traction electric motor mechanical characteristic

функцией, и выражение тормозного момента M_T в зависимости от угловой скорости ω имеет вид:

$$M_T = \frac{1000N_{эм}}{\omega_{эм}}, \quad (5)$$

где $N_{эм}$ — номинальная мощность электродвигателя, кВт.

Момент трения синхронизатора $M_{снх}(t)$ принимается возрастающим пропорционально времени t (рисунок 3):

$$M_{снх}(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t < t_{св}, \\ k_c(t - t_{св}) & \text{при } t_{св} \leq t \leq t_0, \\ M_{снх\max} & \text{при } t > t_0, \end{cases} \quad (6)$$

где $k_c = \text{const}$ — темп включения (нарастания момента) синхронизатора, Н·м/с; $t_{св}$ — время свободного перемещения каретки синхронизатора от момента окончания соприкосновения конусов выключаемой передачи до момента начала соприкосновения конусов включающей передачи, с; $(t_0 - t_{св})$ — время возрастания момента трения синхронизатора от нуля до максимального значения $M_{снх\max}$, с.

Момент M_c сопротивления движению электромобиля:

$$M_c = \frac{(F_d + F_b)r_k}{u_{гл} \eta_{гл} \eta_{кв}}, \quad (7)$$

где F_d — сила сопротивления дороги, Н; F_b — сила сопротивления воздуха, Н; $\eta_{гл}$ — КПД главной передачи; $\eta_{кв}$ — КПД карданной передачи.

После подстановки в (7) выражений для F_d и F_b [19] получается

$$M_c = \frac{[(f \cos \alpha + \sin \alpha)m_a g + 0,077k_b F_a V^2]r_k}{u_{гл} \eta_{гл} \eta_{кв}}, \quad (8)$$

где m_a — полная масса электромобиля, кг; $g = 9,81$ — ускорение свободного падения, м/с²; f — коэффициент сопротивления качению; α — угол подъема дороги; k_b — коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; F_a — лобовая площадь автомобиля, м²; V — скорость автомобиля, км/ч.

Величина максимального момента трения синхронизатора определяется из выражения

$$M_{снх\max} = \frac{\mu F_c R_c}{\sin \gamma}, \quad (9)$$

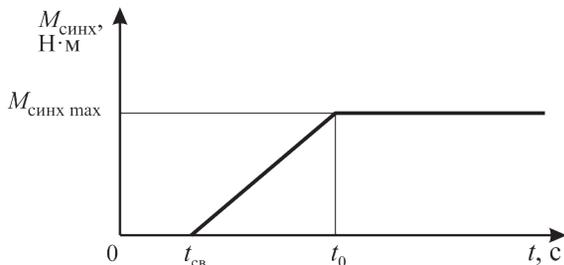


Рисунок 3 — График изменения момента трения синхронизатора от времени

Figure 3 — Graph of synchronizer friction torque variation with time

где μ — коэффициент трения между внутренней конической поверхностью синхронизатора и наружной конической поверхностью зубчатого колеса включающей передачи; F_c — величина осевой силы прижатия конусов синхронизатора, Н; R_c — средний радиус поверхности трения, м; γ — половина угла при вершине конуса синхронизатора.

После подстановки в систему уравнений (2) выражений (5), (8) она примет вид:

$$\begin{aligned} I_{эм} \frac{d\omega_{эм}}{dt} &= -\frac{1000N_{эм}}{\omega_{эм}} - \frac{M_{снх}}{u_2}; \\ I_a \frac{d\omega_a}{dt} &= \\ &= -\frac{[(f \cos \alpha + \sin \alpha)m_a g + 0,077k_b F_a V^2]r_k}{u_{гл} \eta_{гл} \eta_{кв}} + M_{снх}. \end{aligned} \quad (10)$$

Первое дифференциальное уравнение системы (10) является нелинейным из-за нелинейной зависимости тормозного момента электродвигателя M_T от обобщенной координаты $\omega_{эм}$. Для решения этого уравнения используется метод линеаризации [20]. В соответствии с методом кривая $M_T(\omega_{эм})$ на промежутке $[\omega_{эмс}, \omega_{эмп}]$ заменяется отрезком прямой (см. рисунок 2, штриховая линия), уравнение которой имеет вид:

$$M_T = a\omega_{эм} + b. \quad (11)$$

Коэффициенты a , b уравнения (11) определяются из выражений:

$$a = \frac{M_{эмп} - M_{эмс}}{\omega_{эмп} - \omega_{эмс}}; \quad b = \frac{M_{эмс}\omega_{эмп} - M_{эмп}\omega_{эмс}}{\omega_{эмп} - \omega_{эмс}}. \quad (12)$$

С учетом (1) угловая скорость $\omega_{эмс}$ рассчитывается по формуле:

$$\omega_{эмс} = \frac{n_2}{9,55} = \frac{0,95n_{\max}u_2}{9,55u_1}.$$

После подстановки выражения (11) в первое уравнение системы (2) оно преобразуется в линейное дифференциальное уравнение первого порядка:

$$I_{эм} \frac{d\omega_{эм}}{dt} + a\omega_{эм} = -b - \frac{M_{снх}}{u_2}. \quad (13)$$

Решение уравнения (13) при начальном условии (3) находится по формуле:

$$\omega_{эм} = e^{-\int_0^t p(t)dt} \left[\omega_{эмп} + \int_0^t q(t)e^{\int_0^t p(t)dt} dt \right]. \quad (14)$$

В формуле (14) обозначено

$$p(t) = \frac{a}{I_{эм}}; \quad q(t) = -\frac{b}{I_{эм}} - \frac{M_{снх}}{I_{эм}u_2}. \quad (15)$$

После подстановки в (14) соотношений (6), (15) определяется выражение изменения угловой

скорости вала электродвигателя при переключении передач с низшей на высшую:

$$\omega_{эм}(t) = e^{-\frac{a}{I_{эм}}t} \left\{ \omega_{эмп} - \left[\frac{b}{a} \left(e^{\frac{a}{I_{эм}}t} - 1 \right) + \frac{k_c I_{эм}}{u_2 a^2} \left(e^{\frac{a}{I_{эм}}(t-t_{св})} \left(\frac{a}{I_{эм}}(t-t_{св}) - 1 \right) + 1 \right) + \frac{M_{снх\max}}{u_2 a} \left(e^{\frac{a}{I_{эм}}(t-t_0)} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (16)$$

Интегрирование второго уравнения системы (2) производится при начальном условии (3) с учетом выражений (6):

$$\omega_a = \omega_{a0} + \frac{1}{I_a} \left[-M_c t + \frac{k_c}{2} (t^2 - t_{св}^2) + k_c t_0 t \right]. \quad (17)$$

При этом предполагается, что момент сопротивления движению M_c не изменяет своего значения в течение времени переключения передач.

Если процесс синхронизации угловых скоростей закачивается на промежутке времени $t_{св} \leq t_{снх} \leq t_0$, в выражениях (16), (17) учитываются только первое и второе слагаемые в квадратных скобках, а при $t_{снх} > t_0$ учитываются все слагаемые и при этом во втором слагаемом должно быть принято $t = t_0$.

При переключении КП с высшей передачи на низшую частота вращения вала электродвигателя должна быть увеличена со значения n_2 , определяемого из выражения (1), до значения $0,95n_{\max}$.

Величина скорости V_1 вычисляется по формуле

$$V_1 = \frac{3,6 \cdot 0,95 n_{\max} r_k}{9,55 u_1 u_{гп}}. \quad (18)$$

Дифференциальные уравнения движения двух инерционных масс $I_{эм}$, I_a в период синхронизации их угловых скоростей $\omega_{эм}$, ω_a при переключении передач с высшей на низшую представляются в виде:

$$\begin{aligned} I_{эм} \frac{d\omega_{эм}}{dt} &= M_p + \frac{M_{снх}}{u_1}; \\ I_a \frac{d\omega_a}{dt} &= -M_c - M_{снх}, \end{aligned} \quad (19)$$

где M_p — функция изменения момента электродвигателя по внешней характеристике (см. рисунок 2) в пределах изменения угловой скорости $[\omega_{эмс}, \omega_{эмп}]$.

Интегрирование уравнений системы (19) производится при следующих начальных условиях:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad \omega_{эм0} &= \omega_{эмс} = n_2 / 9,55; \\ \omega_{a0} &= \omega_{эмс} / u_2 = n_2 / (9,55 u_2). \end{aligned} \quad (20)$$

Интегрирование первого уравнения системы (19) основано на методе линеаризации. При этом уравнение приобретает вид:

$$I_{эм} \frac{d\omega_{эм}}{dt} - a\omega_{эм} = b + \frac{M_{снх}}{u_1}. \quad (21)$$

Решение уравнения (21) определяет выражение изменения угловой скорости вала электродвигателя при переключении передач с высшей на низшую:

$$\begin{aligned} \omega_{эм}(t) &= e^{\frac{a}{I_{эм}}t} \left\{ \omega_{эмс} - \left[\frac{b}{a} \left(e^{-\frac{a}{I_{эм}}t} - 1 \right) + \frac{k_c I_{эм}}{u_1 a^2} \left(e^{-\frac{a}{I_{эм}}(t-t_{св})} \left(\frac{a}{I_{эм}}(t-t_{св}) + 1 \right) - 1 \right) + \frac{M_{снх\max}}{u_1 a} \left(e^{-\frac{a}{I_{эм}}(t-t_0)} - 1 \right) \right] \right\}. \end{aligned}$$

Интегрирование второго уравнения системы (19) производится при начальном условии (20) с учетом выражений (6):

$$\omega_a = \omega_{a0} - \frac{1}{I_a} \left[M_c t + \frac{k_c}{2} (t^2 - t_{св}^2) + k_c t_0 t \right].$$

Время переключения передач $t_{снх}$ находится из решения уравнения

$$\omega_{эм}(t_{снх}) - u_1 \omega_a(t_{снх}) = 0.$$

Расчет времени переключения передач КП с низшей на высшую для развозного электрогрузовика МАЗ-4381ЕЕ. В силовой установке электрогрузовика применена двухвальная коробка передач (см. таблицу 1). Исходные данные для расчета: полная масса электрогрузовика $m_a = 12\,000$ кг; мощность тягового электродвигателя $N_{эм} = 130$ кВт; максимальная частота вращения тягового электродвигателя $n_{\max} = 9000$ мин⁻¹; передаточные числа КП $u_1 = 5,1$, $u_2 = 3,2$; передаточное число главной передачи $u_{гп} = 4,4$; коэффициент сопротивления качению $f = 0,015$; радиус колеса $r_k = 0,405$ м; лобовая площадь автомобиля $F_a = 7,94$ м²; коэффициент сопротивления воздуха $k_b = 0,6$ Н·с²/м⁴; момент инерции $I_{эм} = 0,5$ кг·м²; момент инерции $I_a = 102,6$ кг·м²; коэффициент трения конусов синхронизатора $\mu = 0,18$; величина осевой силы прижатия конусов $F_c = 2587,2$ Н; средний радиус поверхности трения $R_c = 0,0926$ м; половина угла при вершине конуса синхронизатора $\gamma = 12^\circ$; КПД главной передачи $\eta_{гп} = 0,96$; КПД карданной передачи $\eta_{кв} = 0,97$.

Скорость V_1 вычисляется по формуле (18):

$$V_1 = \frac{3,6 \cdot 0,95 \cdot 9000 \cdot 0,405}{9,55 \cdot 5,1 \cdot 4,4} = 58,17 \text{ км/ч.}$$

Момент сопротивления движению рассчитывается по выражению (8) при $\alpha = 0$:

$$\begin{aligned} M_c &= \\ &= \frac{[0,015 \cdot 12000 \cdot 9,81 + 0,077 \cdot 0,6 \cdot 7,94 \cdot 58,17^2] \cdot 0,405}{4,4 \cdot 0,96 \cdot 0,97} = \\ &= 297,2 \text{ Н·м.} \end{aligned}$$

Величина максимального момента трения синхронизатора определяется из формулы (9):

$$M_{\text{синхmax}} = \frac{0,18 \cdot 2587,2 \cdot 0,0926}{\sin 12^\circ} = 207,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коэффициент k_c нарастания момента трения синхронизатора определяется из (6) для значения $(t_0 - t_{\text{св}}) = 0,5 \text{ с}$:

$$k_c = \frac{M_{\text{синхmax}}}{t_0 - t_{\text{св}}} = \frac{207,4}{0,5} = 414,8 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{с}.$$

Угловая скорость $\omega_{\text{эмс}}$, при которой включается высшая передача, рассчитывается по формуле:

$$\omega_{\text{эмс}} = \frac{V_{\text{гл}} u_2}{3,6 r_{\text{к}}} = \frac{58,17 \cdot 4,4 \cdot 3,2}{3,6 \cdot 0,405} = 561,8 \text{ рад}/\text{с}.$$

Начальные условия системы уравнений (2) определяются из выражений (3):

$$t = 0: \omega_{\text{эм0}} = \omega_{\text{эмп}} = 0,95 \cdot 9000 / 9,55 = 895,3 \text{ рад}/\text{с};$$

$$\omega_{\text{а0}} = 0,95 \cdot 9000 / (9,55 \cdot 5,1) = 175,5 \text{ рад}/\text{с}.$$

Величины моментов электродвигателя $M_{\text{эмп}}$ и $M_{\text{эмс}}$, соответствующие угловым скоростям вала $\omega_{\text{эмп}}$ и $\omega_{\text{эмс}}$, рассчитываются по формуле (5):

$$M_{\text{эмп}} = \frac{1000 N_{\text{эд}}}{\omega_{\text{эмп}}} = \frac{1000 \cdot 130}{895,3} = 145,2 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\text{эмс}} = \frac{1000 N_{\text{эд}}}{\omega_{\text{эмс}}} = \frac{1000 \cdot 130}{561,8} = 231,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коэффициенты a, b определяются из выражений (12):

$$a = \frac{M_{\text{эмп}} - M_{\text{эмс}}}{\omega_{\text{эмп}} - \omega_{\text{эмс}}} = \frac{145,2 - 231,4}{895,3 - 561,8} = -0,2585 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

$$b = \frac{M_{\text{эмс}} \omega_{\text{эмп}} - M_{\text{эмп}} \omega_{\text{эмс}}}{\omega_{\text{эмп}} - \omega_{\text{эмс}}} = \frac{231,4 \cdot 895,3 - 145,2 \cdot 561,8}{895,3 - 561,8} = 376,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Расчет угловых скоростей вала электродвигателя $\omega_{\text{эм}}$ и выходного вала КП $\omega_{\text{а}}$ производится по формулам (16), (17) при условии равенства нулю времени свободного перемещения каретки синхронизатора: $t_{\text{св}} = 0$. Уравнение (4), определяющее время переключения передач $t_{\text{синх}}$, решается графическим способом. На рисунке 4 изображены графики функций $\omega_{\text{эм}}(t)$ и $u_2 \omega_{\text{а}}(t)$. Пересечение этих графиков определяет время $t_{\text{синх}} \approx 0,73 \text{ с}$.

Численный метод расчета времени переключения передач. Рассмотренный выше аналитический метод расчета на основе упрощенной двухмассовой динамической модели силовой установки электромобиля не учитывает упругие свойства трансмиссии. Поэтому для более точного описания колебательных процессов, происходящих в ней, необходимо рассмотреть динамическую модель, содержащую упругие элементы.

На рисунке 5 показана динамическая схема силовой установки электромобиля, состоящая из трех масс с моментами инерции $I_{\text{эм}}, I_{\text{вых}}, I_{\text{а пр}}$; двух

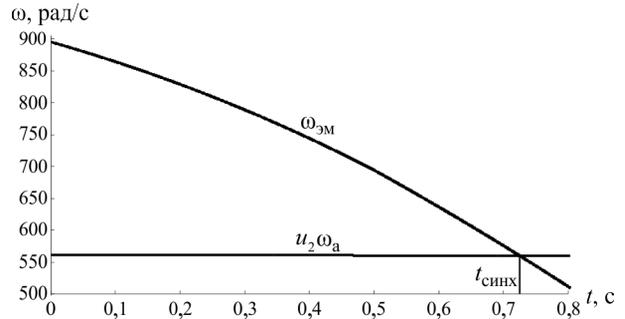


Рисунок 4 — Графический способ определения времени переключения передач

Figure 4 — Graphical method for determining the gearshift time

жестких передач [21] с передаточными числами u_1 и u_2 ; двух синхронизирующих зубчатых муфт M_1 и M_2 ; упругого вала с податливостью $E_{\text{пр}}$.

Процесс переключения передач с 1-й (низшей) на 2-ю (высшую) в течение промежутка времени $(0, t_{\text{синх}})$ (при $t_{\text{св}} = 0$) описывается системой дифференциальных уравнений первого порядка в нормальной форме Коши:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{\text{эм}} = \frac{1}{I_{\text{эм}}} \left(-M_{\text{эм}} - \frac{M_{\text{синх}}}{u_2} \right), & \dot{\omega}_{\text{вых}} = \frac{1}{I_{\text{вых}}} (M_{\text{синх}} - M_{\text{упр}}), \\ \dot{\omega}_{\text{а пр}} = \frac{1}{I_{\text{а пр}}} (M_{\text{упр}} - M_{\text{с}}), & \dot{M}_{\text{упр}} = \frac{\omega_{\text{вых}} - \omega_{\text{а пр}}}{E_{\text{пр}}}, \end{cases} \quad (22)$$

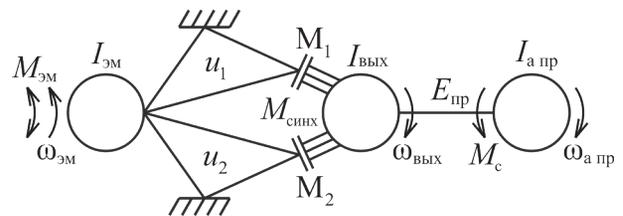


Рисунок 5 — Трехмассовая динамическая схема силовой установки электромобиля с двухскоростной вальной коробкой передач: $I_{\text{эм}}$ — см. рисунок 1; $I_{\text{вых}}$ — приведенный к выходному валу коробки передач момент инерции каретки синхронизатора в сборе, выходного вала КП и половины карданного вала, кг·м²; $I_{\text{а пр}}$ — приведенный к выходному валу коробки передач момент инерции поступательно движущейся массы и колес электромобиля, главной передачи и половины карданного вала; $\omega_{\text{эм}}, \omega_{\text{вых}}, \omega_{\text{а пр}}$ — угловые скорости инерционных масс $I_{\text{эм}}, I_{\text{вых}}, I_{\text{а пр}}$ соответственно, рад/с; $E_{\text{пр}}$ — приведенная к выходному валу крутильная податливость карданного вала, полуосей и шин колес ведущего моста; $M_{\text{эм}}$ — крутящий момент электродвигателя (разгоняющий или тормозящий), Н·м; $M_{\text{синх}}$ — момент трения конусов синхронизатора для включаемой передачи, Н·м; $M_{\text{с}}$ — приведенный к выходному валу коробки передач момент сопротивления движению электромобиля, Н·м; M_1, M_2 — синхронизирующие зубчатые муфты 1-й и 2-й передач соответственно

Figure 5 — Three-mass dynamic scheme of the electric vehicle power unit with a two-speed shaft gearbox: $I_{\text{эм}}$ — see Figure 1; $I_{\text{вых}}$ — reduced to the gearbox output shaft, moment of inertia of the synchronizer carriage assembly, the gearbox output shaft and half of the cardan shaft, kg·m²; $I_{\text{а пр}}$ — reduced to the gearbox output shaft, moment of inertia of the translationally moving mass and wheels of the electric vehicle, the final drive and half of the cardan shaft; $\omega_{\text{эм}}, \omega_{\text{вых}}, \omega_{\text{а пр}}$ — angular velocities of inertia masses $I_{\text{эм}}, I_{\text{вых}}, I_{\text{а пр}}$ respectively, rad/s; $E_{\text{пр}}$ — reduced to the output shaft, torsional compliance of the cardan shaft, axle shafts and tires of the driving axle wheels; $M_{\text{эм}}$ — electric motor torque (accelerating or braking), N·m; $M_{\text{синх}}$ — friction torque of synchronizer cones for the gear being engaged, N·m; $M_{\text{с}}$ — reduced to the gearbox output shaft, moment of resistance to electric vehicle motion, N·m; M_1, M_2 — synchronizing gear clutches of the 1st and 2nd gears, respectively

где $M_{упр}$ — упругий момент вала с податливостью $E_{пр}$. Действующие на динамическую схему внешние моменты $M_{эм}(\omega_{эм})$, $M_{синх}(t)$, $M_c(V)$ определяются соответственно выражениями (5), (6) и (8) (при $V = \omega_{а пр} r_k / u_{гл}$).

Численное интегрирование дифференциальных уравнений (22) проводилось методом Рунге–Кутты четвертого порядка в системе компьютерной алгебры Mathematica. Принятые в расчетах значения параметров динамической схемы приведены в таблице 2. Начальные условия задавались исходя из предположений равномерного вращения масс, соответствующего движению автомобиля со скоростью V_1 (см. формулу (18)), и отсутствия закрутки упругого вала:

$$t = 0: \omega_{эм0} = \omega_{эмп}; \omega_{вых0} = \omega_{а пр0} = \omega_{эмп} / u_1; M_{упр0} = 0,$$

где $\omega_{эмп} = 895,3$ рад/с; $u_1 = 5,1$.

На рисунке 6 показаны результаты численного расчета: графики изменения во времени угловых скоростей инерционных масс $I_{эм}$, $I_{вых}$, $I_{а пр}$ и упругого момента вала $E_{пр}$.

При переключении передач в подсистеме, состоящей из масс $I_{вых}$, $I_{а пр}$ и упругого вала $E_{пр}$, про-

исходит колебательный процесс на собственной частоте:

$$n_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{I_{вых} + I_{а пр}}{I_{вых} I_{а пр} E_{пр}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{0,11 + 102,49}{0,11 \cdot 102,49 \cdot 2,378 \cdot 10^{-4}}} \approx 31 \text{ Гц.}$$

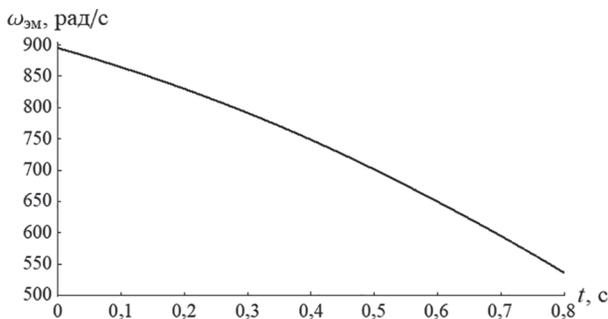
На рисунке 7 представлены сравнительные результаты расчетов процесса переключения передач с 1-й (низшей) на 2-ю (высшую) аналитическим методом для двухмассовой динамической модели (см. рисунок 1) и численным методом для трехмассовой динамической схемы (см. рисунок 5). Величины угловых скоростей $u_2 \omega_{а пр}(t)$ и $u_2 \omega_a(t)$ практически совпадают, поэтому соответствующие им графики показаны на рисунке 7 одной и той же линией.

Время переключения передач $t_{синх} = 0,728$ с, найденное по упрощенной двухмассовой модели, менее чем на 5 % отличается от времени $t_{синх} = 0,763$ с, полученного для трехмассовой схемы. Таким образом, можно сделать вывод о хорошем совпадении результатов расчетов, выполненных аналитическим и численным методами.

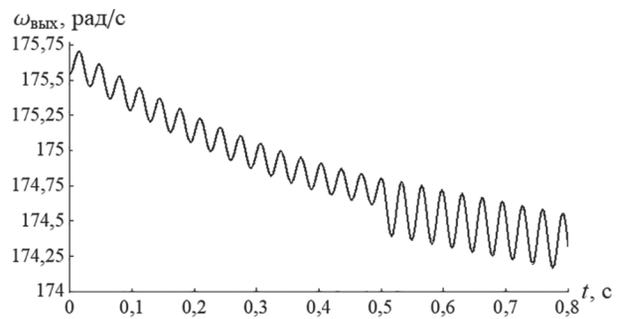
Угловая скорость $\omega_{а пр}$ и, следовательно, скорость электромобиля V и момент сопротивления движению M_c в течение времени переключения передач практически не изменяются, что подтверждает обоснованность принятых ранее допущений о постоянстве их величин в процессе переключения.

Таблица 2 — Параметры трехмассовой динамической схемы
Table 2 — Parameters of the three-mass dynamic scheme

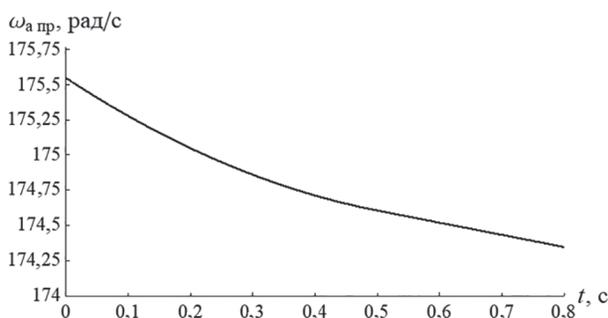
Моменты инерции, кг·м ²			Крутильная податливость, рад/(Н·м)
$I_{эм}$	$I_{вых}$	$I_{а пр}$	$E_{пр}$
0,50	0,11	102,49	$2,378 \cdot 10^{-4}$



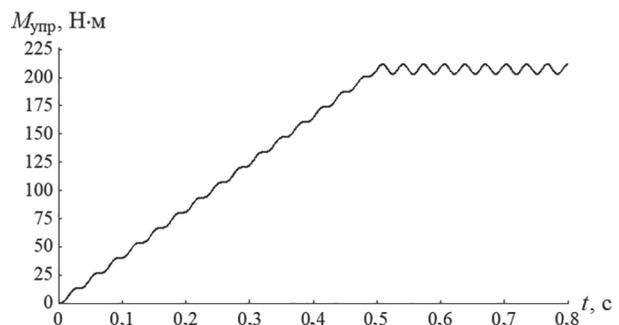
a



b



c



d

Рисунок 6 — Графики зависимости от времени угловых скоростей масс $\omega_{эм}$ (a), $\omega_{вых}$ (b), $\omega_{а пр}$ (c) и упругого момента вала $M_{упр}$ (d)
Figure 6 — Graphs of time dependence of angular velocities of masses $\omega_{эм}$ (a), $\omega_{вых}$ (b), $\omega_{а пр}$ (c) and elastic moment of shaft $M_{упр}$ (d)

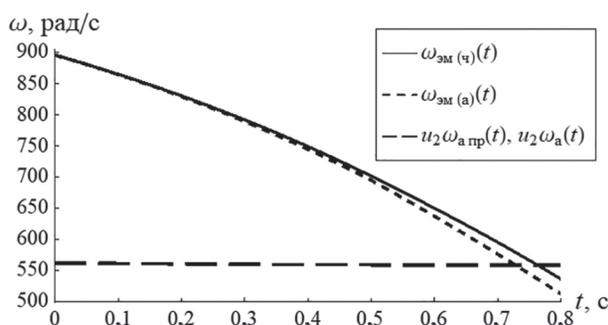


Рисунок 7 — Приведенные ко входному валу коробки передач угловая скорость ротора электродвигателя и поступательно движущейся массы электроавтомобиля: $\omega_{эм(ч)}(t)$ и $u_2\omega_{апр}(t)$ — численный расчет; $\omega_{эм(а)}(t)$ и $u_2\omega_а(t)$ — аналитический расчет
 Figure 7 — Reduced to the gearbox input shaft, angular velocity of the electric motor rotor and the translationally moving mass of the electric vehicle: $\omega_{эм(ч)}(t)$ and $u_2\omega_{апр}(t)$ — numerical calculation; $\omega_{эм(а)}(t)$ and $u_2\omega_а(t)$ — analytical calculation

Заключение. На основе рассмотренной в работе двухмассовой динамической модели силовой установки электроавтомобиля определены аналитические зависимости, позволяющие получить качественное представление и количественную оценку характеристик процесса переключения передач (времени переключения передач, изменения угловых скоростей вала электродвигателя и выходного вала КП), выбрать параметры законов изменения момента двигателя и момента трения синхронизатора.

Полученные расчетные зависимости дают возможность установить основные конструктивные параметры конусного синхронизатора, обеспечивающие выравнивание угловых скоростей выходного вала и шестерни включаемой передачи. Анализ формул показывает, что время переключения передач существенно зависит от массо-инерционных параметров силовой установки и внешних условий движения электроавтомобиля.

Рассчитанное по заданным параметрам силовой установки развозного электрогрузовика МАЗ-4381ЕЕ время переключения передач с 1-й (низшей) на 2-ю (высшую) $t_{снх} = 0,728$ с, найденное по упрощенной двухмассовой модели, менее чем на 5 % отличается от времени $t_{снх} = 0,763$ с, полученного для трехмассовой схемы. Вычисленные значения $t_{снх}$ соответствуют общепринятым нормам времени переключения передач для грузовых автомобилей.

Проведенные исследования показали, что возникающие в силовой установке электроавтомобиля колебательные процессы не оказывают существенного влияния на динамическую нагруженность ее элементов. Для выбранной модели и алгоритма переключения передач, а также предложенного закона изменения момента тягового электродвигателя (при разгоне или торможении) по внешней характеристике расчетным путем установлено, что величина амплитуды динамической составляющей нагрузки не превышает 5 % от среднего значения статической составляющей.

Список литературы

- Харитонов, С.А. Перспективы использования коробок передач в электрических транспортных средствах / С.А. Харитонов, Э.И. Абасов // Труды НАМИ. — 2017. — № 2(269). — С. 101–106.
- Hajduga, A. The use of multi-speed mechanical transmission in electric drives / A. Hajduga, A. Kieracińska // The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. — 2017. — Vol. 75, no. 1. — Pp. 39–67. — DOI: <https://doi.org/10.14669/AM.VOL75.ART3>.
- Ruan, J. Comparison of power consumption efficiency of CVT and multi-speed transmissions for electric vehicle / J. Ruan, P. Walker, N. Zhang // International Journal of Automotive Engineering. — 2018. — Vol. 9, iss. 4. — Pp. 268–275. — DOI: https://doi.org/10.20485/jsaeijae.9.4_268.
- Energy consumption and lifecycle cost analysis of electric city buses with multispeed gearboxes / A. Ritari [et al.] // Energies. — 2020. — Vol. 13, iss. 8. — 20 p. — DOI: <https://doi.org/10.3390/en13082117>.
- Multi-speed gearboxes for battery electric vehicles: current status and future trends / F.A. Machado [et al.] // IEEE Open Journal of Vehicular Technology. — 2021. — Vol. 2. — Pp. 419–435. — DOI: <https://doi.org/10.1109/OJVT.2021.3124411>.
- О безопасности колесных транспортных средств: ТР ТС 018/2011: принят 09.12.2011; вступ. в силу 01.01.2015 / Комис. Тамож. союза. — М.: Стандартинформ, 2014. — 465 с.
- Выбор рационального количества передач при разработке типоразмерного ряда высокоскоростных коробок передач электроавтомобилей / С.Н. Поддубко [и др.]. // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2023. — Вып. 12. — С. 225–230.
- Красеньков, В.И. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях / В.И. Красеньков, В.В. Егоркин. — М.: Машиностроение, 1967. — 199 с.
- Автомобили: Конструкция, проектирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.
- Шарипов, В.М. Синхронизаторы: учеб. пособие / В.М. Шарипов, И.М. Эглит. — М.: МГТУ «МАМИ», 2001. — 28 с.
- Богомолов, В.О. Моделирование рабочего процесса синхронизации у десятиступенчатой коробки передач вантажного автомобиля / В.О. Богомолов [и др.] // Автомобильный транспорт. — 2011. — № 29. — С. 56–61.
- Крючков, В.А. Методы оценки нагруженности инерционных синхронизаторов в коробке передач трактора с фрикционными муфтами: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В.А. Крючков; ОАО «Науч.-исслед. ин-т стали». — М., 2012. — 23 с.
- Study of a synchronizer mechanism through multibody dynamic analysis / A.F. Nejad [et al.] // Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. — 2019. — Vol. 233, iss. 6. — Pp. 1601–1613. — DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407018772238>.
- Tseng, C.-Y. Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle / C.-Y. Tseng, C.-H. Yu // Mechanism and Machine Theory. — 2015. — Vol. 84. — Pp. 37–56. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.10.007>.
- Design of synchromesh mechanism to optimization manual transmission's electric vehicle / F. Zainuri [et al.] // AIP Conference Proceedings. — 2017. — Vol. 1823, iss. 1. — 8 p. — DOI: <https://doi.org/10.1063/1.4978104>.
- Mo, W. Gearshift analysis for an electric vehicle with a novel synchronizer mechanism: thesis ... for the degree of doctor of philosophy [Electronic resource] / W. Mo. — Sydney, 2020. — 167 p. — Mode of access: <https://opus.lib.uts.edu.au/bitstream/10453/142521/2/02whole.pdf>. — Date of access: 27.03.2024.
- A novel synchronizer for clutchless automated manual transmissions applied in electric vehicles / L. Zhang [et al.] // Mechanism and Machine Theory. — 2022. — Vol. 170. — 23 p. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104688>.
- Methods for calculating the load of electric vehicle gearboxes using their dynamic models / S.N. Poddubko [et al.] // Me-

- ханика машин, механизмов и материалов. — 2022. — № 2(59). — С. 16–23. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-16-23>.
19. Вахламов, В.К. Автомобили: эксплуатационные свойства: учеб. для вузов / В.К. Вахламов. — 2-е изд., стер. — М.: Академия, 2006. — 240 с.
20. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / Н.И. Левитский. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1990. — 590 с.
21. Альгин, В.Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. — Минск: Беларус. навука, 2014. — 271 с.

PODDUBKO Sergey N., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.
Director General¹
E-mail: bats@ncpmm.bas-net.by

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.
Chief of the R&D Center “Mining Machinery”¹
E-mail: ishin@oim.by

GOMAN Arkadiy M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.
Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹
E-mail: arcady.mih@tut.by

SKOROKHODOV Andrey S., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.
Leading Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹
E-mail: skanst@yandex.ru

SHPORTKO Vladimir V., M. Sc. in Phys. and Math.
Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹
E-mail: lii7pot@yandex.ru

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 19 April 2024.

ANALYTICAL AND NUMERICAL CALCULATIONS OF THE GEARSHIFT PROCESS DYNAMICS OF ELECTRIC VEHICLE POWER UNIT WITH A SHAFT GEARBOX

The article is devoted to the study of dynamic processes in the power unit of electric vehicle when shifting gears in a two-shaft gearbox by means of a cone synchronizer. A two-mass dynamic model is used to obtain analytical dependences. This model of the power unit makes it possible to obtain a qualitative idea and a quantitative assessment of the electric vehicle gearshift process, to select parameters of the laws of engine torque and synchronizer friction moment change. For a more precise description of vibrations in a power unit, taking into account its elastic properties, a three-mass dynamic model is considered. An example of calculating the time of shifting from low gear to top one for the MAZ-4381EE delivery electric truck is given. The studies conducted have shown that the vibrational processes occurring in the power unit of electric vehicle do not significantly affect the dynamic loading of its elements.

Keywords: *electric vehicle, power unit, shaft gearbox, dynamic model, cone synchronizer, electric motor mechanical characteristic, gearshift time, gearshift algorithm*

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-3-68-43-52>

References

1. Kharitonov S.A., Abasov E.I. Perspektivy ispolzovaniya korobok peredach v elektricheskikh transportnykh sredstvakh [Prospects of gearbox usage in electric transport]. *Trudy NAMI*, 2017, no. 2(269), pp. 101–106 (in Russ.).
2. Hajduga A., Kieracińska A. The use of multi-speed mechanical transmission in electric drives. *The archives of automotive engineering – Archiwum motoryzacji*, 2017, vol. 75, no. 1, pp. 39–67. DOI: <https://doi.org/10.14669/AM.VOL75.ART3>.

3. Ruan J., Walker P., Zhang N. Comparison of power consumption efficiency of CVT and multi-speed transmissions for electric vehicle. *International journal of automotive engineering*, 2018, vol. 9, iss. 4, pp. 268–275. DOI: <https://doi.org/10.20485/jsaeiiae.9.4.268>.
4. Ritari A., Vepsäläinen J., Kivekäs K., Tammi K., Laitinen H. Energy consumption and lifecycle cost analysis of electric city buses with multispeed gearboxes. *Energies*, 2020, vol. 13, iss. 8. DOI: <https://doi.org/10.3390/en13082117>.
5. Machado F.A., Kollmeyer P.J., Barroso D.G., Emadi A. Multi-speed gearboxes for battery electric vehicles: current status and future trends. *IEEE Open journal of vehicular technology*, 2021, vol. 2, pp. 419–435. DOI: <https://doi.org/10.1109/OJVT.2021.3124411>.
6. Technical Regulation of Customs Union TR CU 018/2011. *O bezopasnosti kolesnykh transportnykh sredstv* [On safety of wheeled vehicles]. Moscow, Standartinform Publ., 2014. 465 p. (in Russ.).
7. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Shportko V.V. Vybor ratsionalnogo kolichestva peredach pri razrabotke tiporazmernogo ryada vysokoskorostnykh korobok peredach elektromobiley [Choosing a rational number of gears when developing a standard series of high-speed gearboxes for electric vehicles]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2023, iss. 12, pp. 225–230 (in Russ.).
8. Krasnenkov V.I., Egorkin V.V. *Sinkhronizatory v stupenchatykh transmissiyakh* [Synchronizers in stepped transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 199 p. (in Russ.).
9. Grishkevich A.I., Vavulo V.A., Karpov A.V., Moliboshko L.A., Rukteshel O.S. *Avtomobili: Konstruktsiya, konstruirovaniye i raschet. Transmissiya* [Cars: Construction, design and calculation. Transmission]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1985. 240 p. (in Russ.).
10. Sharipov V.M., Eglit I.M. *Sinkhronizatory* [Synchronizers]. Moscow, MGTU “MAMI” Publ., 2001. 28 p. (in Russ.).
11. Bogomolov V.O., Klimenko V.I., Mikhalevich N.G., Silchenko N.N. Modelirovaniye rabocheho protsessa sinkhronizatsii v desyati-stupenchatoy korobke peredach gruzovogo avtomobilya [Modeling of operation procedure of synchronization in ten-speed gearbox of trucks]. *Avtomobilnyy transport*, 2011, no. 29, pp. 56–61 (in Ukrainian).
12. Kryuchkov V.A. *Metody otsenki nagruzhennosti inertsiyonnykh sinkhronizatorov v korobke peredach traktora s friktsionnymi mufiami*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk. [Methods for assessing the loading of inertial synchronizers in a tractor gearbox with friction clutches. Extended abstract of Ph. D. thesis]. Moscow, 2012. 23 p. (in Russ.).
13. Nejad A.F., Chiandussi G., Solimine V., Serra A. Study of a synchronizer mechanism through multibody dynamic analysis. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: journal of automobile engineering*, 2019, vol. 233, iss. 6, pp. 1601–1613. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954407018772238>.
14. Tseng C.-Y., Yu C.-H. Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle. *Mechanism and machine theory*, 2015, vol. 84, pp. 37–56. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.10.007>.
15. Zainuri F., Sumarsono D.A., Adhitya M., Siregar R. Design of synchromesh mechanism to optimization manual transmission's electric vehicle. *AIP conference proceedings*, 2017, vol. 1823, iss. 1. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.4978104>.
16. Mo W. *Gearshift analysis for an electric vehicle with a novel synchronizer mechanism*. Ph. D. thesis. Sydney, 2020. 167 p. Available at: <https://opus.lib.uts.edu.au/bitstream/10453/142521/2/02whole.pdf> (accessed 27 March 2024).
17. Zhang L., Yang H., Peng Y., Li S. A novel synchronizer for clutchless automated manual transmissions applied in electric vehicles. *Mechanism and machine theory*, 2022, vol. 170. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104688>.
18. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Shportko V.V. Methods for calculating the load of electric vehicle gearboxes using their dynamic models. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2022, no. 2(59), pp. 16–23. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-2-59-16-23>.
19. Vakhlamov V.K. *Avtomobili: Ekspluatatsionnye svoystva* [Cars: Operational properties]. Moscow, Akademiya Publ., 2006. 240 p. (in Russ.).
20. Levitskiy N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1990. 592 p. (in Russ.).
21. Algin V.B. *Raschet mobilnoy tekhniki: kinematika, dinamika, resurs* [Calculation of mobile machinery: kinematics, dynamics, lifetime]. Minsk, Belorusskaya nauka Publ., 2014. 271 p. (in Russ.).