

РАБОТА СИНХРОНИЗАТОРОВ В ТРАКТОРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ С ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

В изготовленной БПИ совместно с МТЗ синхронизированной коробке передач с электрогидравлическим управлением (ЭГУ) применены синхронизаторы серийного автомобиля ЗИЛ-130. Рабочей средой в ЭГУ являлось масло коробки передач, которое нагнеталось шестеренчатым насосом.

Испытания показали удовлетворительную работоспособность коробки передач с ЭГУ. Обеспечивалось командное управление не только основных передач внутри диапазонов, но и переключение диапазонов, а также выбор направления движения трактора МТЗ-80. Вместо манипулирования двумя рычагами оператор переключал кнопки на пульте управления. В результате уменьшалась усталость оператора.

Исходные данные для расчетов синхронизаторов при ручном и командном управлении коробкой передач различны. Темп включения синхронизаторов при ручном управлении не стабилен, так же как и закон изменения усилия включения синхронизаторов. При командном управлении коробкой передач с помощью ЭГУ эти параметры, как показали испытания, стабильны.

На рис. 1 показан характер процесса синхронизации при переключении передач "вверх"; запись получена осциллографированием на транспортном режиме.

Характер изменения ω_1 от точки *A* до начала процесса синхронизации зависит от вязкости масла в коробке передач, барботажных потерь мощности и потерь на трение в зацеплениях зубчатых колес, а также в подшипниках. Характер изменения ω_2 зависит, кроме вышеуказанных причин, и от дорожного сопротивления, которое является определяющим для изменения ω_2 . При перемещении *h* штока нелинейно изменяется усилие синхронизации P_c .

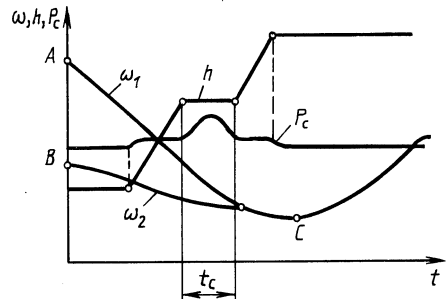
Момент трения синхронизатора

$$M_c = \frac{\mu P_c R_c}{\sin \gamma}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения между внутренней конической поверхностью синхронизирующего кольца и наружной конической поверхностью шестерни

Рис. 1. Процесс синхронизации при переключении передач "вверх":

ω_1 , ω_2 — угловая скорость соответственно первичной и вторичной синхронизирующей поверхности; *h* — перемещение штока; P_c — сила синхронизации; t_c — время синхронизации; *A* — точка выключения предыдущей передачи для первичной синхронизирующей поверхности; *B* — точка выключения предыдущей передачи для вторичной синхронизирующей поверхности; *C* — точка замыкания сцепления



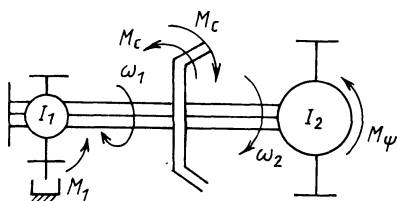


Рис. 2. Динамическая система синхронизируемых масс

включаемой передачи (первичной и вторичной синхронизирующих поверхностей); P_c — усилие синхронизации; R_c — средний радиус поверхности трения; γ — угол конуса синхронизатора.

При применении ЭГУ изменение P_c может описываться функциональной зависимостью, где аргументом является время t . Если коэффициент трения μ постоянный, момент трения синхронизатора пропорционален P_c .

Зная закон изменения усилия синхронизации в течение всего времени синхронизации, можно прогнозировать работу буксования на поверхностях трения синхронизаторов, от которой в основном зависит их долговечность [1].

На рис. 2 показана динамическая система синхронизируемых масс. На этом рисунке, помимо ранее приведенных, приняты обозначения: I_1 — момент инерции ведомого диска сцепления и масс коробки передач до первичной синхронизирующей поверхности включительно; M_1 — демпфирующий момент на валу сцепления; M_ψ — момент сопротивления, приведенный к вторичной синхронизирующей поверхности; I_2 — приведенный момент инерции вращающихся деталей от вторичной синхронизирующей поверхности до ведущих колес включительно и поступательно движущихся масс МТА; M_c — момент трения синхронизатора.

Ввиду кратковременности переключения передач принимается, что момент M_1 при выключенном сцеплении и включенной предыдущей передаче постояен. Принимается постоянным и M_ψ , который зависит, в основном, от дорожных условий. Дорожные условия характеризуются суммарным коэффициентом сопротивления ψ .

Тогда от момента выключения предыдущей передачи до начала синхронизации движение системы описывается дифференциальными уравнениями вида:

$$I_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = -M_1; \quad (2)$$

$$I_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = -M_\psi, \quad (3)$$

а во время синхронизации

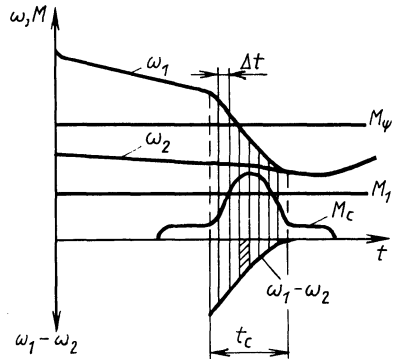
$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = -M_c \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_1; \quad (4)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_c \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_\psi. \quad (5)$$

Формулы (2)...(5) отражают движение системы при переключениях передач как "вверх", так и "вниз".

Эти уравнения используются для анализа процесса синхронизации. Решая их графоаналитическим методом [2], можно: 1) зная закон изменения M_c ,

Рис. 3. Графоаналитическое определение работы буксования на поверхностях трения синхронизаторов: Δt – интервал квантования времени буксования; заштрихованная область – элементарная площадка буксования



определить работу буксования на поверхностях трения синхронизаторов и угловую скорость первичной и вторичной синхронизирующих поверхностей после синхронизации; 2) по M_c , ω_1 и ω_2 найти M_ψ ; 3) анализировать влияние M_ψ на параметры синхронизации.

На рис. 3 показана схема определения работы буксования синхронизаторов.

Угловые скорости ω_1 и ω_2 в точке выключения предыдущей передачи

$$\omega_1 = v u_n / r ; \tag{6}$$

$$\omega_2 = v u_{n \pm 1} / r . \tag{7}$$

В выражениях (6) и (7) v – скорость МТА, при которой выключалась предыдущая передача; u – передаточное число от вторичной синхронизирующей поверхности до ведущих колес трактора; n – номер выключаемой передачи; $n \pm 1$ – номер включаемой передачи; r – динамический радиус ведущих колес трактора.

Момент сопротивления, приведенный к вторичной синхронизирующей поверхности,

$$M_\psi = G \psi r / u_{n \pm 1} , \tag{8}$$

где G – полный вес МТА.

Суммарный коэффициент сопротивления дороги [3] для асфальтированного ровного шоссе составляет 0,015, при наличии подъема $2^\circ \dots 2' 30''$ и $4^\circ \dots 4' 30''$ он соответственно равен 0,058 и 0,088; для проселочной ровной дороги – 0,026...0,033.

На рис. 3 нанесены горизонтальные прямые, соответствующие постоянным M_ψ и M_1 . На шкале ω откладываются значения ω_1 и ω_2 , найденные из выражений (6) и (7). Из этих точек строятся прямые, тангенсы углов наклона которых к оси абсцисс $d\omega_1/dt$ и $d\omega_2/dt$ рассчитаны по уравнениям (2) и (3). Значения M_c определяются для каждого участка процесса синхронизации в промежутке времени $\Delta t/2$ и на квантованных участках считаются постоянными. Затем, как и для первого участка, проводятся прямые, тангенсы углов наклона которых к оси абсцисс вычисляются по уравнениям (4) и (5). Чем мельче квантование участков, тем выше точность построения.

В нижней части рис. 3 построен график угловой скорости буксования, равный $\omega_1 - \omega_2$. Работа буксования на поверхностях трения синхронизатора

$$L_T = \int_0^{t_c} M_c (\omega_1 - \omega_2) dt .$$

Заменяя символ производной dt дискретным интервалом квантования Δt , получим:

$$L_T = \Delta t \sum_{i=1}^k M_{ci} (\omega_1 - \omega_2)_i ,$$

где i — номер уровня квантования по времени; k — количество уровней квантования по времени.

Предложенный метод нахождения работы буксования на поверхностях трения синхронизатора может найти применение для предварительной оценки процесса синхронизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Н.А. К расчету синхронизаторов коробок передач на долговечность. — В кн.: Конструирование и расчет гусеничных и колесных машин. — Курган, 1970, с. 20–25. 2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Радионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1984. — 376 с. 3. Стефанович Ю.Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износостойкость. — Тр. НАМИ, М., 1965, вып. 72. Исследование нагруженности трансмиссии автомобиля и ее деталей, с. 102–115.

УДК 621.891:585.13:629.114.3

С.Б. САМАРЦЕВ, канд.техн.наук (ММИ)

ВЫБОР ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ТРЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Динамика переходных процессов в гидромеханических передачах (ГМП) автомобилей при переключении ступеней существенно зависит от фрикционных характеристик элементов трения и определяется тепловым режимом многодисковых муфт и динамическими нагрузками в трансмиссии.

Применяемые для фрикционных пар материалы обеспечивают либо линейные, либо параболические скоростные зависимости коэффициента трения, которые оцениваются по отношению статического (в момент замыкания муфты) μ_c и динамического μ_d (в процессе скольжения дисков с некоторой постоянной скоростью) коэффициентов трения [1,2]. То или иное значение этого отношения (табл. 1) достигается: применением смазочных веществ определенного типа или изменением их расхода; соответствующим соотношением композиционных материалов, накладок, подбором требуемой ширины накладок или типа канавок на них и т.д.

В процессе эксплуатации ГМП коэффициент трения изменяется вследствие повышения теплового режима работы муфты или из-за наволакивания про-