

УДК 621.85:531.391

А. А. ЦЕРЕНЯ, Ю. А. ГРИБКОВ

Военная академия Республики Беларусь, Минск, Беларусь

ИНЕРЦИОННО-ПРУЖИННЫЙ синхронизатор ТРАНСМИССИИ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ТАРЕЛЬЧАТЫМИ ПРУЖИНАМИ

Рассмотрено устройство, предназначенное для выравнивания угловых скоростей вала и шестерни, в котором физическая сущность для фрикционного и инерционно-пружинного синхронизаторов различна. Элементы трения существующего синхронизатора заменены элементами в виде пружин. Поскольку витые пружины не обеспечивают необходимой компактности, энергоёмкости и регулирования хода сжатия, то предлагается применить пакеты тарельчатых пружин. Показаны принципы выбора основных параметров синхронизатора. Установлено, что он обладает высоким быстродействием.

Ключевые слова: инерционно-пружинный синхронизатор, тарельчатая пружина, синхронизация, вал, шестерня, коробка передач.

Введение. Трансмиссии тягово-транспортных машин с двигателями внутреннего сгорания оснащаются в основном инерционными синхронизаторами, в которых выравнивание угловых скоростей вала и включаемой шестерни осуществляется за счет сил трения. Инерционные синхронизаторы бывают одноконусными, многоконусными и многодисковыми [1]. На данном этапе широкое применение нашли одноконусные синхронизаторы, в которых элементами трения являются конусные поверхности муфты и включаемой шестерни.

Наличие элементов трения и блокировки в инерционных синхронизаторах является обязательным, причем блокировка может осуществляться по типу схем ЗИЛ и ЯМЗ-МАЗ. К вспомогательным относятся элементы упругой связи между деталями, которые способствуют установке деталей системы в нейтральное положение и одновременно не препятствуют блокировке, разблокировке и включению передач.

По имеющимся экспериментальным данным [2], при различных видах транспортных работ машинно-транспортных агрегатов в составе трактора МТЗ-100 с прицепом общей массой 3,5 т силы в вилках переключения передач составляют: на перемещение муфты по шлицам вала – 106–250 Н, на синхронизацию – 501–1000 Н. Этот результат обобщает случаи движения по проселочной, гравийной и асфальтовой дорогам. Представленные экспериментальные данные показывают, что максимальная сила на вилках включения передач при синхронизации больше максимальной силы на перемещение муфты в 4 раза. Удельная работа трения при синхронизации составляет 23–100 кДж/м². Выделенная энергия в основном переходит в тепловую, то есть осуществляется так называемая диссипация (рассеяние) энергии.

Нами в Военной академии Республики Беларусь был предложен ряд конструктивных схем инерционно-пружинных синхронизаторов, в которых элемент трения полностью исключен и заменен так называемыми упругоподатливыми элементами. Остальные узлы оставлены от серийного инерционного синхронизатора, в котором разблокировка (десинхронизация) осуществлялась без каких-либо сложностей.

Первые конструктивные схемы [3] выполнялись на основе упругоподатливых элементов в виде витых пружин и были двух видов: упругоподатливые элементы, жестко связанные с включаемыми шестернями, и упругоподатливые элементы, установленные в муфте включения. Первый вид схемы более сложен, но при применении синхронизатора типа ЯМЗ-МАЗ может быть применена только эта схема. Второй вид более предпочтителен, он более компактен, и упругоподатливых элементов в нем в два раза меньше, чем в конструкции первого вида.

Однако витые пружины, осуществляющие преобразование кинетической энергии разности угловых скоростей вала и шестерни в потенциальную энергию синхронизации, при их применении в синхронизаторах в качестве упругоподатливых элементов имеют ряд недостатков. В первую очередь, это размеры, при которых они не всегда могут вписаться в габариты коробок передач или раздаточных коробок. Кроме того, витые пружины не позволяют варьировать в широких пределах силу и ход сжатия.

В статье анализируется конструктивная схема инерционно-пружинного синхронизатора с тарельчатыми пружинами, его работа и особенности выбора параметров упругоподатливых элементов.

Основная часть. Инерционно-пружинный синхронизатор первого вида рассмотрен в работе [4]. В данной статье нами рассматривается синхронизатор второго вида.

Инерционно-пружинный синхронизатор выполняется подобно стандартному инерционному синхронизатору автомобилей ЗИЛ и КамАЗ. Сохранены блокирующие и фиксирующие элементы. Зубчатая муфта оснащена упругоподатливыми элементами (тарельчатыми пружинами), поглощающими кинетическую энергию синхронизируемых звеньев, которая переходит в потенциальную. Наличие потенциальной энергии также способствует деблокировке синхронизируемых звеньев. После деблокировки или оператором, или гидравлическими (пневматическими) цилиндрами включается необходимая передача. Конструктивная схема синхронизатора показана на рисунке 1.

На шестернях 3 и 4 жестко закреплены диски 5 и 6. Обойма 7 контактирует в нейтральном положении с зубчатой муфтой 8, установленной на шлицах втулки 9. Язычки 10 находятся в контакте с плоским сегментом 11, установленным на штоке 12. Пакет тарельчатых пружин 13, устанавливаемый в полостях зубчатой муфты 8, контактирует с плоским сегментом 11 и резьбовой

втулкой 14. Полости в зубчатой муфте 8 закрываются крышками 15, которые закрепляются на муфте винтами с потайной головкой. Пакеты тарельчатых пружин 13 устанавливаются в упругоподатливых элементах 16, 17, 18 и 19. Кольца 20 жестко соединены с блокирующими пальцами 21, а по их торцам происходит свободное соприкосновение с фиксирующими пальцами 22. На ребрах 23 жестко установлены направляющие 24 пальцев включения 25, находящихся под постоянным упором пружин 26.

Вал 2 связан с ведомыми дисками сцепления. На валу 2 на подшипниках размещены шестерни более низкой 3 и более высокой 4 передач.

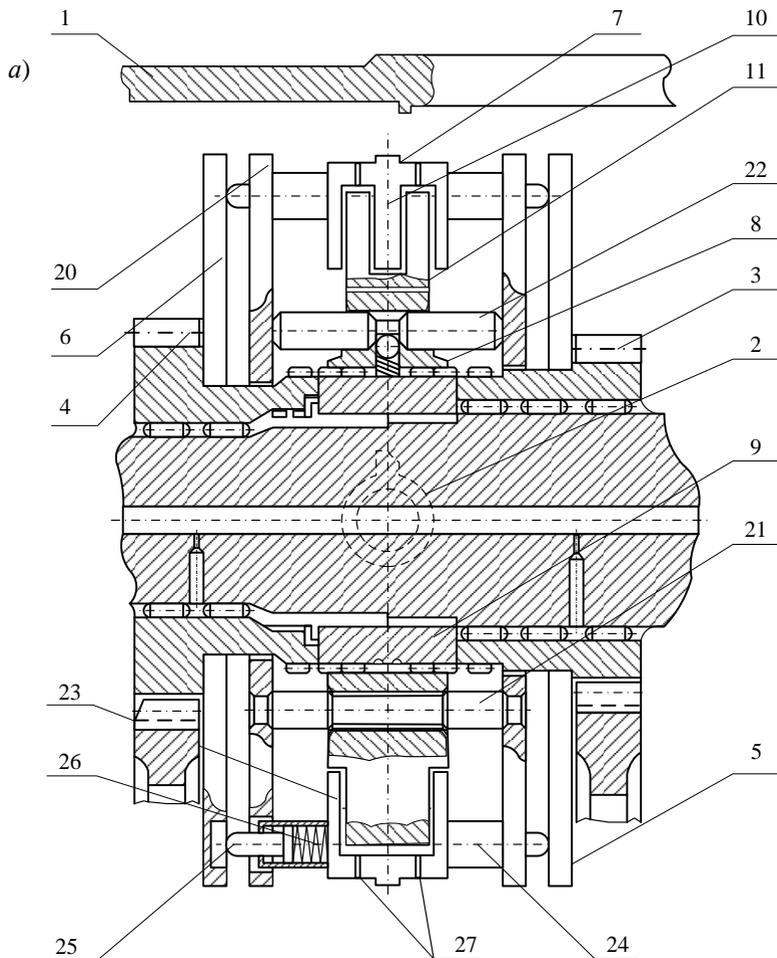


Рисунок 1 (начало) – Разрез синхронизатора: а – продольный

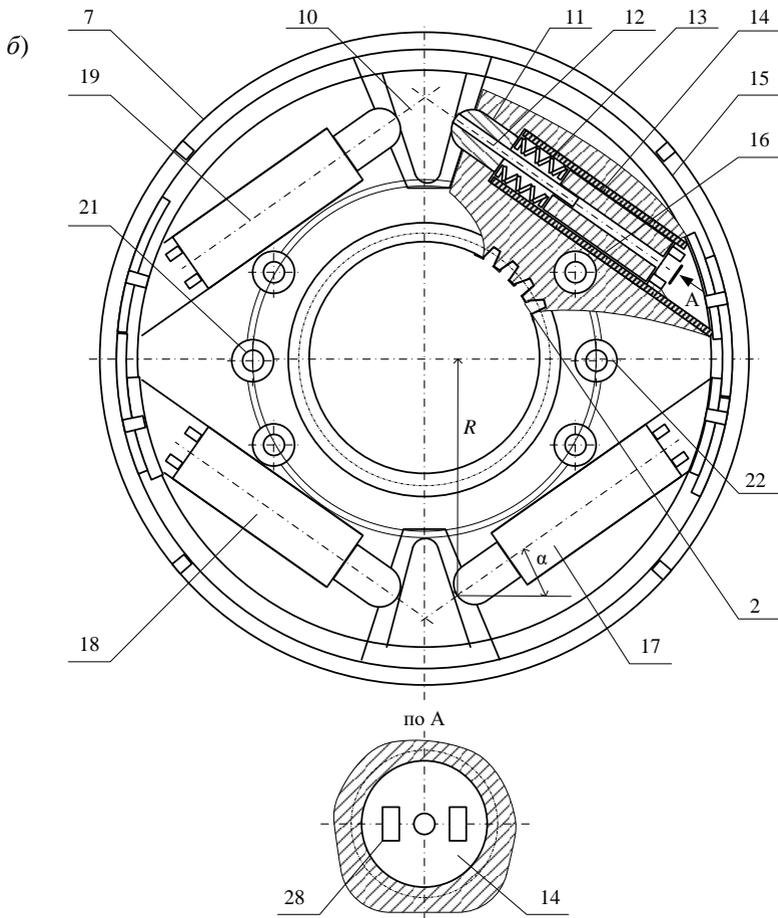


Рисунок 1 (окончание) – Разрез синхронизатора: б – поперечный:

1 – крышка коробки передач; 2 – первичный (ведущий) вал; 3 – шестерня нижней передачи; 4 – шестерня более высокой передачи; 5, 6 – диски; 7 – обойма; 8 – зубчатая муфта; 9 – переходная втулка; 10 – язычок; 11 – плоский сегмент; 12 – шток; 13 – пакет тарельчатых пружин; 14 – резьбовая втулка; 15 – крышки полостей упругоподатливых элементов; 16–19 – упругоподатливые элементы; 20 – кольцо синхронизатора; 21 – блокирующий палец; 22 – фиксирующий палец; 23 – ребро; 24 – направляющие пальцев включения; 25 – пальцы включения; 26 – пружины пальцев включения; 27 – смазочные отверстия 28 – выступы под специальный ключ регулировки тарельчатых пружин; α – угол между осями упругоподатливых элементов 16–19 и перпендикулярами, проведенными в точках касания язычков 10 с плоскими сегментами 11, проведенными к радиусам R между центром синхронизатора и точками касания язычков 10 сегментами 11

При подаче импульса (например, вправо) вилка синхронизатора (на рисунках не показана) сдвигает обойму 7 с зубчатой муфтой 8 и правое кольцо 20 вправо. Шарики фиксатора не позволяют переместиться муфте 8 относи-

тельно пальцев 22. После того как пальцы 25 войдут в пазы диска 6, начинается блокировка муфты 8 пальцами 21 с шестерней 3.

Вращение вала 2 осуществляется по часовой стрелке. Например, при переключении с высшей передачи на низшую после входа пальцев включения 25 направляющих 24 в пазы диска 6 начинается «обгон» шестерни 3 язычком 10. При этом он начинает перемещаться вправо и воздействовать на сегмент 11, так как упругоподатливые элементы 16 и 18 жестко связаны с муфтой 8, соединенной с валом 2.

Подчеркиваем, что язычки 10 и плоские сегменты 11 всех упругоподатливых элементов постоянно находятся в контакте в нейтральном положении, так как с помощью резьбовой втулки 14 перед установкой синхронизатора в коробку передач регулируется натяг тарельчатых пружин (порядка 15–20 Н).

Пакеты тарельчатых пружин 13 упругоподатливых элементов 16 и 18 уравнивают угловые скорости шестерни 3 и зубчатой муфты 8, то есть происходит синхронизация.

Каких-либо проблем в инерционно-пружинном синхронизаторе нет для осуществления десинхронизации, тарельчатые пружины 13 ей способствуют. После десинхронизации происходит включение оператором или гидро- (пневмо-) цилиндром необходимой передачи.

Аналогично происходит и синхронизация при переключении с низшей передачи на высшую. Но в этом случае язычок 10 уже «обгоняет» зубчатая муфта и теперь плоские сегменты 11 «давят» на язычки 10. В этом случае задействованы упругоподатливые элементы 19 и 17.

Рассмотрена возможность функционирования инерционно-пружинного синхронизатора, установленного на первичном валу коробки передач (по типу трансмиссии МТЗ). При установке синхронизатора на вторичном валу он также будет успешно работать. В таком случае синхронизацию с низшей на высшую передачи осуществляют элементы 16 и 18, а с высшей на низшую – элементы 17 и 19.

Примем силу для осуществления подготовки к синхронизации, синхронизацию и включение передач, то есть на весь процесс перехода на ту или иную передачу, равной 250 Н. Это значение для фрикционного инерционного синхронизатора получено экспериментальным путем, оно в четыре раза меньше силы синхронизации. В этом состоит существенное преимущество инерционно-пружинного синхронизатора перед инерционным.

Расчет параметров, необходимых для подбора тарельчатых пружин, производится по методике, изложенной в работе [5].

Средний момент синхронизации M_c аналогичен моменту трения инерционного синхронизатора:

$$M_c = \frac{J_1 \Delta \omega_{\text{нач}}}{t_c},$$

где J_1 – суммарный момент инерции, приведенный к синхронизируемому звену, связанному с первичным или вторичным валами; $\Delta\omega_{\text{нач}}$ – начальная разность угловых скоростей синхронизируемых звеньев; t_c – время синхронизации.

Определяя по рисунку 1, б угол α и радиус R от центра синхронизатора до точки касания язычков IO с плоским сегментом II , находим силу, действующую на каждый пакет тарельчатых пружин:

$$P = \frac{M_c}{2R \cos \alpha}.$$

Коэффициент 2 в знаменателе соответствует «разделению» пакетов пружин при включении низшей или высшей передачи.

После нахождения P определяют нагрузку на каждый пакет тарельчатых пружин (пружины Бельвилля), равную $P/2$, и производят их подбор по значению силы и ходу сжатия.

Время синхронизации удобно вычислить исходя из теоремы об изменении кинетической энергии материальной системы, записанной в дифференциальной форме [6]: полная производная кинетической энергии по времени равна сумме мощностей всех внешних и внутренних сил, приложенных к системе, которая для синхронизации при «чистом», то есть полном, выключении сцепления или главногофрикциона при отсутствии внешних сил имеет вид

$$\frac{d\left(\frac{J_1\Delta\omega^2}{2}\right)}{dt} = -M_c\Delta\omega = -c\varphi\Delta\omega, \quad (1)$$

где $\Delta\omega$ – текущее значение разности угловых скоростей синхронизируемых звеньев, $\Delta\omega = |\omega_1 - \omega_2|$, ω_1 и ω_2 – текущие значения угловых скоростей звеньев; t – время; c – суммарный коэффициент жесткости упругоподатливых элементов, полученный линеаризацией экспериментальных данных по методу наименьших квадратов, $c = c_{16} + c_{18} = c_{17} + c_{19}$ (индексы соответствуют номерам элементов); φ – текущее значение угла, характеризующего деформирование упругоподатливых элементов.

Так как $\frac{d(\Delta\omega^2)}{2dt} = \frac{2\Delta\omega d(\Delta\omega)}{2dt} = \Delta\omega \frac{d\Delta\omega}{dt}$, то (1) переписывается в виде

$$\frac{J_1\Delta\omega d\Delta\omega}{dt} = -c\varphi\Delta\omega \quad \text{или} \quad \frac{J_1 d\Delta\omega}{dt} = -c\varphi.$$

В отличие от работы [3] учтем, что

$$\Delta\omega = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (2)$$

Отсюда приходим к линейному дифференциальному уравнению

$$J_1 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + c\varphi = 0,$$

решение которого

$$\varphi = C_1 \sin \sqrt{\frac{c}{J_1}} t + C_2 \cos \sqrt{\frac{c}{J_1}} t.$$

Учитывая начальные условия при $t = 0$: $\varphi_0 = 0$ и разность угловых скоростей $\Delta\omega_{\text{нач}}$, получаем $C_1 = \Delta\omega_{\text{нач}} \sqrt{\frac{J_1}{c}}$; $C_2 = 0$. Соответственно

$$\varphi = \Delta\omega_{\text{нач}} \sqrt{\frac{J_1}{c}} \sin \sqrt{\frac{c}{J_1}} t; \quad \frac{d\varphi}{dt} = \Delta\omega_{\text{нач}} \cos \sqrt{\frac{c}{J_1}} t.$$

В момент завершения синхронизации $\Delta\omega = 0$, отсюда ее время

$$t_c = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{J_1}{c}}.$$

То есть при линейной зависимости между моментом синхронизации и углом φ время синхронизации не зависит от начальной угловой скорости.

Если же принять, что момент синхронизации пропорционален квадрату угла φ , т. е. $M_c = k\varphi^2$, то в этом случае имеем дифференциальное уравнение

$$\frac{J_1 d\Delta\omega}{dt} = -k\varphi^2 \quad \text{или} \quad \frac{J_1 \Delta\omega d\Delta\omega}{d\varphi} = -k\varphi^2.$$

Разделяя переменные и интегрируя, находим:

$$J_1 \int_{\Delta\omega_{\text{нач}}}^{\Delta\omega} \Delta\omega d\Delta\omega = -k \int_0^{\varphi} \varphi^2 d\varphi; \quad \Delta\omega = \sqrt{\Delta\omega_{\text{нач}}^2 - \frac{2k}{3J_1} \varphi^3}.$$

При $\Delta\omega = 0$ имеем $\varphi_{\text{max}} = \sqrt[3]{\Delta\omega_{\text{нач}}^2 \cdot \frac{3J_1}{2k}}$.

Тогда с учетом (2) получим интеграл

$$t_c = \int_0^{\varphi_{\text{max}}} \frac{d\varphi}{\sqrt{\Delta\omega_{\text{нач}}^2 - \frac{2k}{3J_1} \varphi^3}}.$$

Для его вычисления согласно [7] подынтегральная функция разложена в ряд Тейлора и в результате преобразований получено выражение

$$t_c = \frac{\varphi_{\text{max}}}{\Delta\omega_{\text{нач}}} \left(1 + \frac{k\varphi_{\text{max}}^3}{12J_1\Delta\omega_{\text{нач}}^2} + \frac{k^2\varphi_{\text{max}}^6}{42J_1\Delta\omega_{\text{нач}}^4} + \dots \right) = \left(\frac{3J_1}{2k\Delta\omega_{\text{нач}}} \right)^{1/3} \left(1 + \frac{1}{8} + \frac{3}{56} + \dots \right). \quad (3)$$

Время синхронизации фрикционного инерционного синхронизатора согласно [5] определяется по формуле

$$t_c = J_1 \Delta \omega_{\text{нач}} / M_{\mu} \pm J_1 \varepsilon_c, \quad (4)$$

где M_{μ} – момент трения синхронизатора; ε_c – угловое замедление вала, на котором расположен синхронизатор. Знак плюс – при переключении передачи «вниз», знак минус – при переключении «вверх».

Сравнивая формулы (3) и (4), видим, что для инерционного синхронизатора t_c прямо пропорционально $\Delta \omega_{\text{нач}}$, для инерционно-пружинного – обратно пропорционально $\Delta \omega_{\text{нач}}^{1/3}$. Парадокса в этом нет. Включение синхронизатора происходит по разным физическим законам: в случае инерционно-пружинного синхронизатора с увеличением $\Delta \omega_{\text{нач}}$ увеличивается и ε_c , а в инерционном синхронизаторе – наоборот, ε_c уменьшается.

Впервые кинетическую энергию рассогласования угловых скоростей вала и включаемой шестерни при синхронизации применил И. М. Хованов [8]. Им был предложен полуавтоматический синхронизатор на высоком изобретательском уровне (главный критерий – неочевидность). В этом синхронизаторе подается незначительный командный импульс, при котором шестерня увлекает за собой обойму, а все дальнейшие процессы происходят автоматически. Однако конусные углубления в выступах нажимных дисков (лунки), имеющие некоторый угол подъема, и пакеты фрикционных дисков значительно увеличивают время синхронизации.

В инерционно-пружинном синхронизаторе заменена только система синхронизации (трения), а системы блокировки и вспомогательные системы аналогичны используемым в инерционных синхронизаторах ЗИЛ и КамАЗ.

В настоящее время на гидромеханических коробках передач У35615 ОАО «Амкор» как переключение с диапазона на диапазон, так и отключение ведущего моста осуществляется с помощью зубчатой муфты при остановленной машине [9]. Если вместо зубчатых муфт применить инерционно-пружинные синхронизаторы, то переключения можно осуществлять на ходу, что увеличило бы маневренность машин и их экспортную привлекательность.

Выводы.

Разработанная конструктивная схема синхронизатора позволяет осуществлять включение зубчатой муфты путем задания оператором только командного импульса. Синхронизация и деблокировка осуществляется без его участия. Инерционно-пружинный синхронизатор может применяться с системами электрогидравлического и электропневматического управления. Описанный синхронизатор может работать в контакте с масляной средой, что для фрикционного инерционного синхронизатора не допустимо. При применении этих систем достаточно силы 250 Н на всем ходу переключения передач.

Представлен принцип выбора параметров упругоподатливых элементов (тарельчатых пружин). Приведен вывод формул расчета времени синхронизации для разных зависимостей момента синхронизации от угла поворота.

Результаты экспериментов показали состоятельность замены системы фрикционной синхронизации на систему с упругоподатливыми элементами, причем системы блокировки и вспомогательные остаются неизменными. Инерционно-пружинный синхронизатор с тарельчатыми пружинами в качестве упругоподатливых элементов компактен, поэтому может найти применение в коробках передач и раздаточных коробках тягово-транспортных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Study of a synchronizer mechanism through multibody dynamic analysis / A. F. Nejad [et al.] // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2018. – Vol. 233, is. 6. – P. 1601–1613.

2 **Цереня, А. А.** Выбор и обоснование схемы и параметров системы электрогидравлического управления синхронизированной коробки передач колесного трактора : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / А. А. Цереня. – Минск : БПИ, 1992. – 16 с.

3 Разработка инерционно-пружинного синхронизатора и предпосылки к его применению в трансмиссии тягово-транспортных машин / А. А. Цереня [и др.] // Теоретическая и прикладная механика. – 2020. – Вып. 35. – С. 255–265.

4 Перспективы развития синхронизированных трансмиссий тягово-транспортных машин / А. А. Цереня [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 9. – С. 47–50.

5 **Гришкевич, А. И.** Проектирование трансмиссий автомобилей : справ. / А. И. Гришкевич, Б. У. Булы, Г. Ф. Бугусов. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.

6 **Бутенин, Н. В.** Курс теоретической механики. Динамика / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. – М. : Наука. Физмалит, 1979. – 272 с.

7 **Богданов, Ю. С.** Лекции по математическому анализу / Ю. С. Богданов. – Минск : БГУ, 1974. – 176 с.

8 Дискový синхронизатор : а. с. 114910 СССР / И. М. Хованов ; заявл. 24.02.1958; опубл. 30.11.1958. – 3 с.

9 Тракторы XXI века : состояние и перспективы / С. Н. Поддубко [и др.] – Минск : Беларуская навука, 2019. – 206 с.

A. A. TSERENYA, Yu. A. GRIBKOV

Military Academy of the Republic of Belarus, Minsk, Belarus

INERTIA-SPRING SYNCHRONIZER OF THE TRACTION VEHICLE TRANSMISSION WITH POPPET SPRINGS

There is considered a device designed to equalize the angular velocities of the shaft and gear, in the device the physical essence for the friction and inertia-spring synchronizers is different. The friction elements of the existing synchronizer are replaced by elements in the form of springs. Since coil springs do not provide the necessary compactness, energy intensity and control of the compression stroke, it is proposed to use cup spring packs. The principles of choosing the main parameters of the synchronizer are shown. It is established that it has a fast action.

Keywords: inertia-spring synchronizer, poppet spring, synchronization, shaft, gear, gearbox.

Получено 01.10.2021