

УДК 621.83.061

## МЕХАНИЗМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В РЕДУКТОРЕ

Ю.В. Ремизович

ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

**Аннотация.** В данной статье предложена конструкция редуктора с переменным передаточным числом. За прототип принята коробка перемены передач (КПП) транспортных средств. Отмечена сложность механизмов переключения передач. Обоснован механизм переключения, действующий независимо от направления вращения ведущего колеса. Может быть использован в КПП взамен дисковых фрикционных муфт и тормозов. Даны рекомендации по расчету.

**Ключевые слова:** редуктор, переключение передач, переменное передаточное число.

### Введение

Неотъемлемой частью всех крановых механизмов является редуктор. В основном это горизонтальные зубчатые редукторы с постоянным передаточным числом.

### Постановка задач

Разновидностью редукторов можно считать КПП транспортных средств (ТС), в том числе, автоматические. В данных КПП используют планетарные передачи с двухкаскадной электрогидравлической системой управления [1,2]. Для переключения передач используют фрикционные элементы: муфты и тормозы. На каждой передаче может быть включено различное сочетание фрикционных элементов: две муфты и тормоз; два тормоза и муфта и т.д. Для управления муфтами и тормозами в качестве силового привода используют кольцевые гидроцилиндры. В автоматических КПП легковых автомобилей используют роликовые обгонные муфты, которые обладают односторонним действием.

Транспортные средства с приводом от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) имеют 4...8 скоростей вперед и одну скорость заднего хода, зависящих от частоты вращения ДВС. В крановых механизмах при всех рабочих операциях должно быть обеспечено возвратно-поступательное движение с одинаковым управлением скоростями за счет реверсирования электродвигателя.

Из изложенного следует сделать вывод, что применение КПП ТС для крановых механизмов невозможно.

Известны предложения по редуктору с переменным передаточным числом для крановых механизмов передвижения [3].

### Решение задач

Цель данной публикации – обосновать возможность создания механизма переключения передач редуктора в виде фрикционного устройства типа роликовой обгонной муф-

ты, действующего при любом из двух направлений вращения ведущего вала и обеспечивающего включение (выключение) передачи, а также в качестве тормоза.

На рисунке 1 изображен фрагмент кинематической схемы редуктора. Шестерня 1 передает вращение на колесо 2, закрепленное на шлицевом валу 3. В колесо 2 встроено устройство переключения 4. Для управления механизмом используется устройство состоящее из ползуна 5, перемещаемого по валу 3 вилкой 6. Вилка 6 тягой 7 соединена с шарико-винтовой передачей (ШВП) 8, приводимой во вращение электродвигателем 10 через муфту 9. ШВП закреплена в стенке 11 редуктора. Концевые выключатели 12 ограничивают ход ползуна 5 в необходимых пределах.

Собственно механизм переключения изображен на рисунке 2. Он содержит втулку 4, в расточки которой и колеса 2 помещены конические ролики 13 соединенные сепаратором (не показан). Втулка 4 соединена с ползуном 5 кинематической связью 14.

На рисунке 3 показан вариант выполнения кинематической связи 14. Во втулку 4 установлено наружное кольцо 15 радиально-упорного шарикоподшипника, зафиксированное пружинным стопорным кольцом 16. В ползуне 5 установлено внутреннее кольцо 17 подшипника и зафиксировано кольцом 18. Тем самым обеспечена независимость вращения деталей 4, 5 и передача силового воздействия при включении (выключении) механизма. Работает механизм переключения передач следующим образом. В исходном положении втулка 4 находится в левом положении. Ролики 13 заклинены и происходит передача вращающего момента  $T$  от шестерни 1 на колесо 2 независимо от направления вращения (по или против часовой стрелки). Для выключения передачи включают элек-

тродвигатель 10. В ШВП 8 вращательное движение преобразуется в поступательное и тяга 7 через вилку 6 отводит ползун 5, а тем самым и втулку 4 через связь 14, вправо. Взамен натяга между роликами 13 и соответствующими коническими поверхностями втулки 4 и колеса 2 появляется зазор. Втулка 4 вращается; колесо 2 неподвижно. Передача момента  $T$  невозможна.

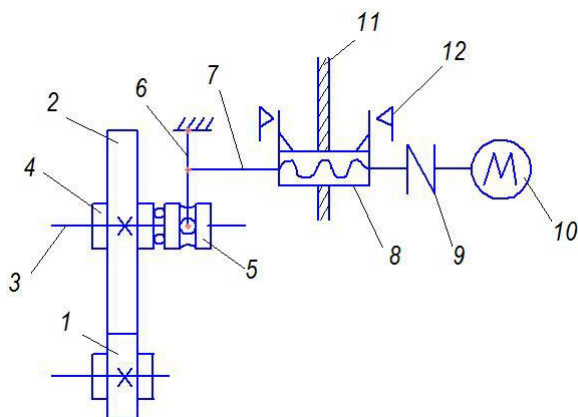


Рис. 1. Фрагмент кинематической схемы редуктора

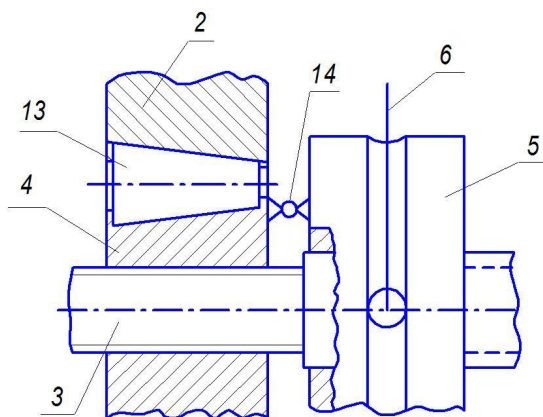


Рис. 2. Схема механизма переключения передач

Как известно, зубчатые передачи бывают прямозубые, косозубые и шевронные [4,5]. В зацеплении при передаче вращающего момента возникают силы: окружная и радиальная – в прямозубых и шевронных; окружная, радиальная и осевая – в косозубых. Для их определения используют следующие формулы:

$$F_t = 2T/d_w; \quad F_r = 2T \operatorname{tg} \alpha_{tw} / d_w;$$

$$F_a = 2T \operatorname{tg} \beta / d_w,$$

где  $F_t$ ,  $F_r$ ,  $F_a$  – силы окружная, радиальная и осевая соответственно;  $d_w$  – начальный диаметр зубчатых колес;  $\alpha_{tw}$  – угол зацепления;  $\beta$  – угол наклона линии зуба.

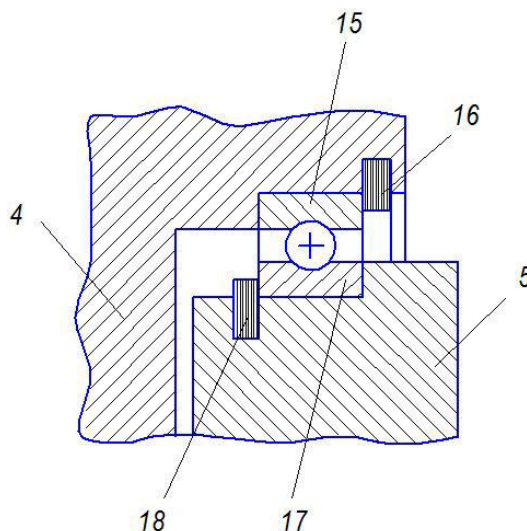


Рис. 3. Схема кинематической связи

Из этого следует, что наиболее приемлемым для данного случая переключения передач является шевронное зацепление, в котором осевые силы уравновешены (шестерня 1 закреплена на валу неподвижно в осевом направлении).

В основу расчета данного механизма может быть принята долговечность  $L_h$  в часах [4]

$$L_h = (10^5 / 6n) (C / F_e)^p,$$

где  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $p = 3,33$ ;  $C$  – коэффициент динамической работоспособности  $H$ ;  $F_e$  – эквивалентная нагрузка, которая может быть определена по формуле

$$F_e = (xK_v F_r + yF_a) K_\delta K_T,$$

где  $x, y$  – коэффициент радиальной и осевой ( $F_a = 0$ ) сил соответственно ( $x = 0,4$ );  $K_v$  – коэффициент учета вращения деталей 2 или 4;  $K_\delta$  – коэффициент безопасности (для редукторов  $K_\delta = 1,3 \dots 1,5$ );  $K_T$  – температурный коэффициент ( $K_T = 1,25$  при температуре  $200^\circ\text{C}$ ) [4,6].

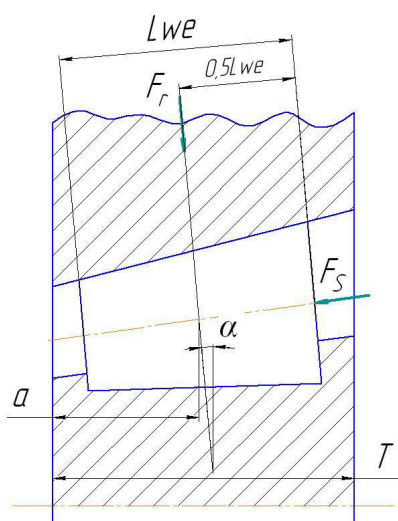


Рис. 4. Определение точек приложения сил

Под действием радиальной силы  $F_r$  в механизме возникает внутренняя осевая сила  $F_s$  (см. рис. 4), которую следует приложить к ползуну 5. Пояснения к обозначениям размеров и параметров на рисунке 4 – см. [7,8].

Для уточнения расчетных зависимостей необходимо выполнить серию экспериментов.

#### Выводы

Предложена и обоснована простая и надежная конструкция механизма переключения передач в редукторе. Тем самым, появляется возможность разработать редуктор с переменным передаточным числом и с его помощью управлять скоростями рабочих операций: скорости крана, крановой тележки и др.

#### Библиографический список

1. Румянцев, Л.А. Новые планетарные коробки перемены передач / Л.А. Румянцев // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 6. – С. 40 – 44.
2. Румянцев, Л.А. Устройства управления планетарной коробкой перемены передач / Л.А. Румянцев // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 11. – С. 31 – 35.
3. Ремизович, Ю.В. Редуктор с изменяемым передаточным числом для крановых механизмов / Ю.В. Ремизович // Вестник СибАДИ. – 2014. – № 3 (37) – С. 22 – 26.
4. Приводы машин: Справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш; Под общ. ред. В.В. Длоугого. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. – 383 с.
5. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд. – М.: Машиностроение, 2006 – 960 с.
6. ГОСТ Р 50371-92. Муфты механические общемашиностроительного применения. – М.: Издательство стандартов, 1992. – 7 с.

7. Remizovich Y.V. Control of load's speed of ascent in crane operation // Russian Engineering Research, 2012. Vol. 32, № 7-8, pp. 529 – 531.

8. ГОСТ 3395-89. Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 12 с.

#### References

1. Rumjancev L.A. Novye planetarnye korobki peremenu peredach [New planetary box changes gear]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2014, no 6. pp. 40 – 44.
2. Rumjancev L.A. Ustrojstva upravlenija planetarnoj korobkoj peremenu peredach [The control Device, planetary gearbox changes gear]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 2014, no 11. pp. 31 – 35.
3. Remizovich Ju.V. Reduktor s izmenjaemym peredatochnym chislom dlja kranovyh mehanizmov [Reducer with variable gear-ratio for crane mechanisms]. *Vestnik SibADI*, 2014, no 3 (37) pp. 22 – 26.
4. *Privody mashin: Spravochnik* [Drives of machines: Reference book]. V.V. Dlougij, T.I. Muha, A.P. Cupikov, B.V. Janush; Pod obshh. red. V.V. Dlougogo. L.: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1988. 383 p.
5. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostrojitelja* [Reference designer-mechanical engineer]. Moscow, Mashinostroenie, 2006, 960p.
6. ГОСТ R 50371-92. *Mufly mehanicheskie obshhemashinostrojitel'nogo primenenija*. [State standard R 50371-92. The coupling of mechanical engineering application]. Moscow, Izdatel'stvo standartov 1992. 7 p.
7. Remizovich Y.V. Control of load's speed of ascent in crane operation // *Russian Engineering Research*, 2012. Vol. 32, № 7-8, pp. 529 – 531.
8. ГОСТ 3395-89. *Podshipniki kachenija. Tipy i konstruktivnye ispolnenija* [State standard 3395-89. The rolling bearings. Types and design.]. Izdatel'stvo standartov Moscow, 1989. 12 p.

#### THE MECHANISM OF A GEAR CHANGE IN THE REDUCER

Y.V. Remizovich

**Abstract.** This article discusses the issues related to the problem of the development of a gearbox with variable gear ratio. As a prototype adopted gear shift (CAT) vehicles. Noted the complexity of the gear shift mechanism data CAT. Proved the mechanism of a gear change, the current regardless of the direction of rotation of the drive wheel.

**Keywords:** reducer, gear changes, variable gear ratio.

*Ремизович Юрий Владимирович (Россия, г. Омск) – кандидат технических наук, доцент кафедры Подъемно-транспортные машины и гидротранспорт ФГБОУ ВПО «СибАДИ» (644080, г. Омск, ул. Мира, 5, e-mail: remizovich\_uv@sibadi.org).*

*Remizovich Y. V. (Russian Federation, Omsk) – candidate of technical sciences, the associate professor Hoisting-and-transport cars and a hydraulic actuator of The Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI) (644080 Omsk, Mira Ave. 5, e-mail: remizovich\_uv@sibadi.org).*