

УПРАВЛЕНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ В РЕДУКТОРАХ КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Ремизович Ю.В., Абдулаева О.В.

Ключевые слова: кран, редуктор, изменяемое передаточное число, составное зубчатое колесо с муфтой, тела качения, двускосые клинья.

Аннотация. Предложено устройство для переключения передач в редукторе с составными зубчатыми колесами с встроенными в них муфтами на основе тел качения, снабженное механизмами управления, обеспечивающего замыкание тел качения, и делающего тем самым возможность передачи вращающего момента. Механизм управления содержит два серповидных двускосях клина перемещаемых, в свою очередь, двускосям клином, соединенным с исполнительным двигателем (электромагнит либо гидроцилиндр одностороннего действия).

GEAR SHIFT CONTROL IN GEARBOXES CRANE MECHANISMS

Remizovich Yu.V., Abdulaeva O.V.

Keywords: crane, gearbox, variable gear ratio, composite gear wheel with coupling, rolling elements, bi-oblique wedges.

Abstract. A device for gear shifting in a gearbox with composite gears with integrated clutches based on rolling elements is proposed, equipped with control mechanisms that ensure the closure of the rolling elements, and thereby make it possible to transfer torque. The control mechanism contains two crescent-shaped two-sided wedges moved, in turn, by a two-sided wedge connected to the executive motor (an electromagnet or a one-way hydraulic cylinder).

В ряде публикаций [1-3] в последнее время изложен общий принцип снабжения зубчатых ступеней крановых редукторов встроенными в них муфтами на основе тел качения.

Муфты на основе тел качения известны чуть ли ни сто лет. Это так называемые обгонные муфты, содержащие тела качения в виде цилиндрических роликов. Они широко используются в технике, в частности, в стартерах автомобилей. В грузоподъемных кранах обгонные муфты используются в качестве остановов (тормозных устройств).

При использовании цилиндрических роликов муфта является односторонней, т.е. может передавать вращающий момент в одном направлении.

При замене цилиндрических роликов коническими рассматриваемая муфта становится двусторонней, но требуется механизм управления (включения).

Цель данной публикации – обосновать очередной вариант зубчатой пары кранового редуктора с встроенной муфтой с коническими роликами.

Первоочередными задачами проектирования подобных устройств являются прочностные расчеты, а также формулирование на их основе условий замыкания тел качения. Иначе говоря, как превратить тело качения, работающего в условиях трения качения, в фрикционный элемент, подвергаемый силе трения скольжения.

Из фундаментальной теории трения, основы которой заложены в трудах Томсона, Максвелла, А.Ю. Ишлинского, следует что «в момент касания соприкасающихся поверхностей почти мгновенно устанавливается фактическая площадь контакта и прочность фрикционных связей, обусловленных мгновенной деформацией микронеровностей. Далее наступает период совместного движения соприкоснувшихся поверхностей, в течение которого сила трения покоя непрерывно возрастает из-за пластического деформирования вошедших и вступающих в контакт микронеровностей» [4].

Для обгонной роликовой муфты, используемой в режиме тормозного устройства (фрикционного останова), получены следующие прочностные зависимости [5].

Нормальная сила N , действующая на ролик

$$N = \frac{2M_p}{ZD \operatorname{tg} \alpha / 2},$$

где M_p – расчетный крутящий момент; Z – количество роликов ($Z = 3 \dots 5$); D – внутренний диаметр корпуса; α – угол заклинивания, $\alpha = 6 \dots 8^\circ$.

При этом $\operatorname{tg}(\alpha/2) \leq \operatorname{tg} \rho = f$, где ρ – угол трения; f – коэффициент трения.

Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика с втулкой

$$\tau = 0,2 \sqrt{NE / \ell d} \leq [\tau],$$

где E – приведенный модуль упругости контактирующих элементов; ℓ , d – длина и диаметр ролика соответственно, причем $\ell \cong 1,4d$; $D \cong 8d$; $[\tau]$ – допускаемые контактные напряжения, принимаемые $[\tau] = (8 \dots 12)$ HRC, где HRC – твердость по Роквеллу.

Схема устройства для переключения передач изображена на рисунке 1.

Оно содержит вал 1, на утолщенной части 2 которого выполнены желобообразные лунки (рис. 2, повернуто). Элемент 2 вала является ступицей составного зубчатого колеса, а элемент 3 – его обод. Обод 3 находится в зацеплении с ведомым колесом 4 передачи (ступени редуктора). Между ступицей 2 и ободом 3 в лунках помещены конические ролики 5. Для управления (замыкания) рассмотренной зубчатой передачи Z_4/Z_3 используется механизм 6, который включается посредством тяги 7 соединенной с исполнительным двигателем 8 (гидроцилиндр, электромагнит и т.п.). При срабатывании механизма 6 нажимной диск 9 воздействует на ролики 5 вплоть до их заклинивания. Тарельчатая пружина 10 служит для расклинивания роликов в соответствии с циклом работы редуктора (кранового механизма). Гайки 11 используют для настройки «зазор/натяг» в системе «ступица 2 – ролики 5 – ступица 3». Благодаря минимальному зазору ступица 3 проскальзывает относительно роликов 5. Обод 3 неподвижен, передача редуктора выключена.

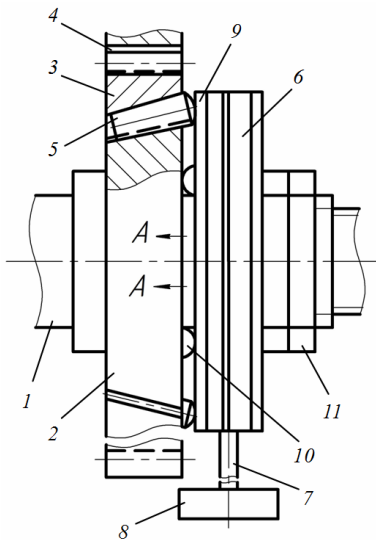


Рис. 1. Схема устройства, общий вид

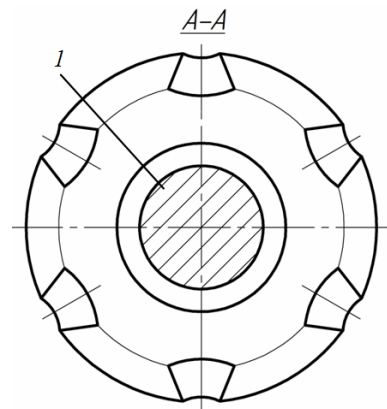


Рис. 2. Сечение по А-А

При подаче исполнительной команды на гидродвигатель 8 срабатывает механизм 6 и происходит заклинивание роликов 5, что приводит к передаче вращающего момента с вала 1 на вал зубчатого колеса 4 (не обозначен).

Подобным образом управляют еще одной передачей, что позволит изменять передаточное число редуктора от 50...100 до 30...75, а это в свою очередь, позволит обеспечить плавные пуск-остановку механизма со снижением динамических нагрузок.

В соответствии с рекомендациями [6, 7] выполнено профилирование сопрягаемых поверхностей (рис. 3, 4).

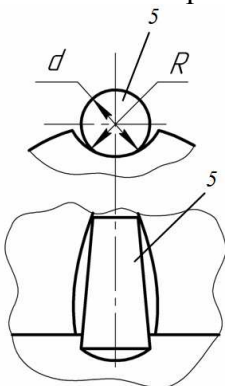


Рис. 3. Профилирование поверхностей

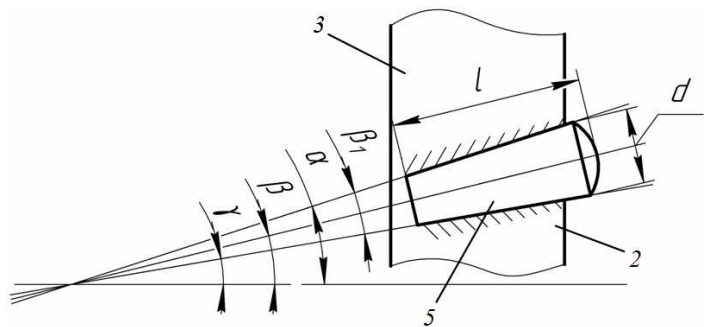


Рис. 4. Профилирование поверхностей

Рассматриваемую передачу целесообразно выполнить прямозубой, следовательно, в ней будут возникать силы F_r – радиальная и F_t – окружная. Указанные силы определяют по известным зависимостям, исходя из передаваемого момента (мощности), которые полагают известными.

Под воздействием сил F_r и F_t на сопрягаемых поверхностях возникает площадка контакта шириной $2b$ и длиной ℓ_n [6, 7].

Для параметра $2b$, мм предложена формула

$$2b = 6,68 \cdot 10^{-3} \left(\frac{Q}{\sum \rho \ell_n} \right)^{1/2},$$

где Q – усилие, Н, воспринимаемое наиболее нагруженным телом качения. Это усилие справедливо для коэффициента $\psi \cong 180^0$, т.е. когда почти все ролики находятся под нагрузкой; $\sum \rho$ – сумма кривизн сопрягаемых поверхностей.

Максимальное нормальное напряжение можно определить по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{2Q}{\pi \ell_n b}.$$

Данные формулы справедливы для стальных тел с модулем упругости $E=2,08 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона $\varepsilon = 0,3$.

Для радиально-упорного роликового конического подшипника получено $Q=60$ кН, при этом средний диаметр 142 мм, диаметр и длина ролика 22,8 и 30,5 мм соответственно. Тогда малая полуось площадки контакта $b = 0,46$ мм, а $\sigma_{\max} = 2760$ МПа.

Примечание: деталь 2 может быть выполнена съемной относительно вала 1; материал деталей 2, 3, 5, их термообработка, шероховатость поверхностей, допуски и посадки необходимо принимать по стандартам подшипниковой промышленности.

На рисунках 5, 6 показан общий вид и вид со снятой крышкой соответственно экспериментального образца управляющего механизма.



Рис. 5. Управляющий устройством механизм, общий вид



Рис. 6. Механизм со снятой крышкой

Итоговым выводом из данной статьи является следующее. В академической работе [4] правильно описаны физико-механические явления, возникающие на поверхностях контактирующих тел. Но использовано

неопределенное понятие «трение покоя». Процесс включения рассмотренной муфты будет содержать два этапа: 1 – сближение поверхностей и их контакт с появлением сил трения, характеризуемых коэффициентом трения f ; 2 – нарастание контактных напряжений, вплоть до сцепления и совместного движения деталей. Второй этап необходимо выражать через μ – коэффициент сцепления, причем $\mu \rightarrow \infty$. Процесс включения муфты – это трансформация коэффициента трения f в коэффициент сцепления μ , т.е.

$$f = 0,005 \rightarrow \mu \rightarrow \infty.$$

Коэффициент трения $f=0,005$ это для прецезионных деталей при обильной жидкой смазке. Трение покоя для движущихся деталей, как термин, надо понимать, что детали находятся под воздействием силы сцепления. Ей подвержены все фрикционные устройства при $0 < \mu < \infty$. Знак ∞ означает, что детали при сухом трении подвергнутся сварке.

Список литературы

1. Remizovich Yu.V. Control of load's speed of ascent in crane operation // Russian Engineering Research. 2012. Vol. 32, №7-8. P. 529-531.
2. Remizovich Yu.V., Abdulaeva O.V. Gear-Shift Device for crane gearboxes // Russian Engineering Research. 2020. Vol. 40, №10. P. 801-803.
3. Ремизович Ю.В., Абдулаева О.В. Переключение передач в редукторах крановых механизмов // Вестник машиностроения. 2020. №7. С. 9-11.
4. Костерин Ю.И. Механические автоколебания при сухом трении; Академия наук СССР. Институт машиноведения. – М.: АН СССР, 1960. – 76 с.
5. Александров М.И. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов. – М. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
6. Черменский О.Н. Подшипники качения: справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
7. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.

References

1. Remizovich Yu.V. Control of load's speed of ascent in crane operation // Russian Engineering Research. 2012. Vol. 32, №7-8. P. 529-531.
2. Remizovich Yu.V., Abdulaeva O.V. Gear-Shift Device for crane gearboxes // Russian Engineering Research. 2020. Vol. 40, №10. P. 801-803.
3. Remizovich Yu.V., Abdullayeva O.V. Switching gears in gearboxes of crane mechanisms // Bulletin of Mechanical Engineering. 2020. No.7. P. 9-11.
4. Kosterin Yu.I. Mechanical self-oscillations under dry friction; Academy of Sciences of the USSR. Institute of Machine Science. – M.: AS USSR, 1960. – 76 p.

5. Aleksandrov M.I. Hoisting machines: Textbook for universities. – M. Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University – High school, 2000. – 552 p.
6. Chermenskiy O.N. Bearings of rolling: reference book-catalog / O.N. Chermenskiy, N. N. Fedotov. – M.: Mechanical Engineering, 2003. – 576 p.
7. Perel L.Ya. Rolling bearings. Calculation, design and maintenance of supports: reference book / L.Ya. Perel, A.A. Filatov. – 2nd ed. – M.: Mechanical Engineering, 1992. – 608 p.

Ремизович Юрий Владимирович – кандидат технических наук, доцент, remizovich_uv@sibadi.org	Remizovich Yury Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor, remizovich_uv@sibadi.org
Абдулаева Ольга Владимировна – кандидат технических наук, abdulaeva_ov@mail.ru	Abdulaeva Olga Vladimirovna – candidate of technical sciences, abdulaeva_ov@mail.ru
Кафедра «Подъемно-транспортные, тяговые машины и гидропривод», Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ), г. Омск, Россия	Department of "Hoisting-and-transport, traction cars and a hydraulic", Siberian state automobile and highway academy (SibADI), Omsk, Russian Federation

Received 14.05.2021