

УДК 621.86

## СПОСОБЫ РАЗДЕЛЕНИЯ ПОТОКА МОЩНОСТИ ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ВРАЩЕНИЯ НА ВАЛ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ТЕЛЕЖКИ МОСТОВОГО КРАНА

*Артамонов Д. Н., Петров А. М.*

Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Российская федерация

[artamonov.dmitrii@mail.ru](mailto:artamonov.dmitrii@mail.ru)

[petrov\\_a\\_m@mail.ru](mailto:petrov_a_m@mail.ru)

Рассмотрены различные варианты деления потока мощности в передаче вращения на вал колесной пары механизма передвижения тележки. В качестве критерия деления принималось равенство потоков мощности по боковым ветвям раздвоенной открытой передачи привода механизма. Показано, что реализация каждого из способов требует определенного соотношения углов нарезки зубьев косозубых колес, а также выполнения одного из валов плавающим. На конкретном примере подтверждена возможность практической реализации деления потока мощности всеми предлагаемыми способами.

**Ключевые слова:** мостовой кран, тележка, механизм передвижения, редуктор, поток мощности, зубчатая передача.

**Введение.** Мостовые краны находят широкое применение в промышленности [1, 2]. Одним из основных узлов крана является тележка, на которой устанавливают грузоподъемные механизмы. Тележка может перемещаться вдоль балки крана с помощью механизма передвижения, различные конструкции привода которого были исследованы в работах [3, 4]. В данной статье рассматривается привод механизма передвижения тележки с делением потока мощности, схема которого представлена на рис. 1.

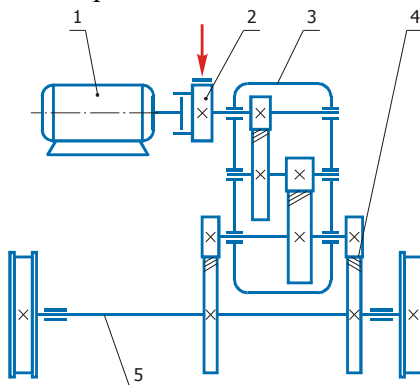


Рис. 1. Схема механизма передвижения тележки

UDC 621.86

## METHODS OF POWER FLOW DIVISION WHEN TRANSMITTING ROTATION TO A WHEEL PAIR SHAFT OF A BRIDGE CRANE TROLLEY

*Artamonov D.N., Petrov A.M.*

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

[artamonov.dmitrii@mail.ru](mailto:artamonov.dmitrii@mail.ru)

[petrov\\_a\\_m@mail.ru](mailto:petrov_a_m@mail.ru)

The paper considers various variants of power flow division when transmitting rotation to a wheel pair shaft of a trolley movement mechanism. As the division criterion, the equality of power flows in the gearings of the parallel branches of the mechanism drive was assumed. It is shown that the implementation of each of the methods requires a certain ratio of inclination angles of helical gears teeth, as well as one of the shafts should be floating. The example confirms the possibility of practical realization of power flow division by all the proposed methods.

**Keywords:** bridge crane, trolley, movement mechanism, reducer, power flow, gear transmission.

Разделение потока мощности имеет целью улучшение условий зацепления наиболее нагруженной последней ступени привода тележки, уменьшение концентрации контактных и изгибных напряжений в зубьях путем существенной компенсации вредного влияния монтажных и деформационных перекосов осей колес, что становится возможным благодаря двойному уменьшению ширины зубчатых венцов.

Основной задачей при реализации разделения потока мощности является обеспечение одинаковой загруженности открытых зубчатых передач левой и правой ветвей схемы.

**Постановка задачи.** Принцип работы механизма передвижения вполне понятен из приведенного рис. 1: вращение вала электродвигателя 1 через зубчатую муфту 2, совмещенную с тормозным устройством, передается на входной вал двухступенчатого вертикального цилиндрического редуктора 3. На консольных участках выходного вала редуктора установлены косозубые шестерни с разнонаправленной нарезкой зубьев, которые вместе с сопряженными им зубчатыми колесами образуют раздвоенную открытую передачу 4, приводящую во вращение колесную пару 5 тележки, тем самым заставляя ее передвигаться по рельсам, установленным вдоль балки крана.

На рис. 2 показаны вращающие моменты  $T$ ,  $T_l$ ,  $T_n$  и осевые силы  $F_a$ ,  $F_{al}$ ,  $F_{an}$ , действующие в зацеплениях зубчатых колес, установленных на выходном валу редуктора. Индексы «л» и «п» относятся к левому и правому зацеплению с зубчатыми колесами вала колесной пары тележки. Тонкими косыми отрезками показано направление наклона зубьев, символом  $\beta$  обозначены величины соответствующих углов наклона.

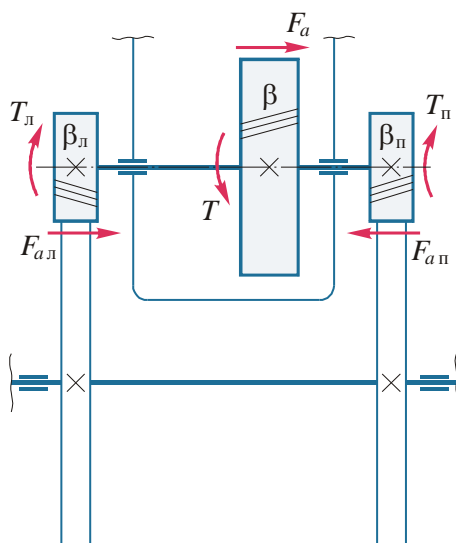


Рис. 2. Баланс вращающих моментов и осевых сил на выходном валу редуктора

Рассмотрим возможные варианты обеспечения разделения потока мощности между левой и правой ветвями схемы.

**Способ 1.** Выходной вал редуктора выполняется плавающим, то есть без осевой фиксации на опорах, тихоходная ступень редуктора прямозубая.

Осевая фиксация вала происходит в силу его самоустановки в некотором положении за счет разнонаправленной нарезки зубьев на правой и левой шестернях.

При прямозубой тихоходной ступени редуктора угол наклона зубьев среднего колеса  $\beta = 0$ , а общий поток мощности может делиться между двумя ветвями поровну, если по величине  $\beta_l = \beta_n$ , что является следствием зеркальной симметрии конструкции. Очевидно, в этом случае:

$$F_a = 0; \quad T_l = T_n = T/2; \quad F_{al} = F_{an}.$$

Неизображенные на рис. 2 радиальные, окружные и полные силы в зацеплениях ветвей также будут одинаковыми.

Здесь следует отметить, что использование прямозубого зацепления в тихоходной ступени редуктора имеет свои недостатки, главным образом связанные с недостаточной плавностью хода. Поэтому желательно иметь ненулевой угол наклона зубьев  $\beta$  тихоходной ступени редуктора, хотя это и приводит к усложнению задачи разделения потока мощности.

**Способ 2.** Выходной вал редуктора выполняется плавающим при косозубой тихоходной ступени редуктора. Критерием разделения по-прежнему является равенство потоков мощности по боковым ветвям схемы.

Возьмем за основу вывода два уравнения равновесия системы сил, справедливые при равномерном вращении выходного вала редуктора:

$$T_n + T_n - T = 0; \quad (1)$$

$$F_{an} - F_{an} + F_a = 0. \quad (2)$$

Выразив в уравнении (2) осевые силы через вращающие моменты с помощью общей формулы

$$F_a = \frac{2T}{d} \operatorname{tg} \beta,$$

где  $d$  — начальный диаметр (для колеса редуктора обозначен через  $D$ ), получим

$$\frac{2T_n}{d_n} \operatorname{tg} \beta_n - \frac{2T_n}{d_n} \operatorname{tg} \beta_n + \frac{2T}{D} \operatorname{tg} \beta = 0,$$

или, ввиду равенства начальных диаметров шестерен,

$$\frac{2T_n}{d} \operatorname{tg} \beta_n - \frac{2T_n}{d} \operatorname{tg} \beta_n + \frac{2T}{D} \operatorname{tg} \beta = 0. \quad (3)$$

Поскольку предполагается, что поток мощности делится поровну, из равенства (1) следует  $T_n = T_n = T/2$ , а уравнение (3) принимает вид:

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_n}{d} = \frac{\operatorname{tg} \beta_n}{d} - \frac{2 \operatorname{tg} \beta}{D}. \quad (4)$$

Формула (4) позволяет при заданных размерах колес на выходном валу редуктора и углах  $\beta$  и  $\beta_n$  определить угол наклона зубьев  $\beta_n$  на левой шестерне:

$$\operatorname{tg} \beta_n = \operatorname{tg} \beta_n - \frac{2d}{D} \operatorname{tg} \beta.$$

**Способ 3.** Выходной вал редуктора фиксирован в осевом направлении на опорах корпуса, тихоходная ступень редуктора косозубая. Плавающим выполнен вал колесной пары тележки.

Данная схема мало отличается от рассмотренной выше в описании способа 1. При одинаковом наклоне зубьев  $\beta_n = \beta_n$  в зацеплениях ветвей в силу полной симметрии нагрузки на плавающем валу колесной пары выполняются условия:

$$F_{an} = F_{an}; \quad T_n = T_n.$$

Неуравновешенная осевая сила  $F_a$  на колесе тихоходной ступени передается на опоры выходного вала в корпусе редуктора.

Недостатком способа, является то, что сила, необходимая для осевого перемещения плавающего вала колесной пары в процессе его самоустановки, зависит от веса тележки и поднимаемого груза и может быть достаточно большой. Кроме того, боковое динамическое воздействие на колесную пару при движении тележки в этом случае будет непосредственно

передаваться на подшипники тихоходного вала редуктора, значительно более слабые, по сравнению с подшипниками вала колесной пары.

**Вписывание передачи в заданное межосевое расстояние.** Особенностью реализации разделения потока мощности по способу 2 является различие углов наклона зубьев в зацеплениях параллельных ветвей при одинаковом межосевом расстоянии, что создает определенные сложности, которые необходимо принять во внимание:

- вписывание одной отдельно взятой передачи в заданное межосевое расстояние производится довольно просто, поскольку набор варьируемых параметров здесь шире, чем в случае вписывания двух передач с совпадающим передаточным числом;

- предварительные расчеты показывают, что при разных углах наклона зубьев их числа на левой и правой шестернях будут отличаться на один, два или три зуба. При такой небольшой разности для обеспечения одинакового передаточного числа последнее должно быть достаточно простым в арифметическом плане: целым при разнице в один зуб, целым или с дробной добавкой 0,5 при разнице в два зуба и т. д.;

- мелко модульную пару вписывать легче, поскольку нарезка каждого дополнительного зуба здесь приводит к меньшему изменению угла наклона;

- ввиду большого шага дискретности стандартного ряда модулей вписывание в межосевое расстояние передач с заданным углом наклона зубьев без их высотной коррекции (смещения инструментальной рейки) представляется практически невозможным, хотя нельзя заранее исключить существование случайных приемлемых вариантов и для некорректированных пар.

Перечисленные проблемы не возникают при реализации разделения потока мощности по способам 1 и 3, где передачи обеих ветвей предполагаются зеркально идентичными.

Ниже, в табл. 1 приведены результаты вписывания в межосевое расстояние конкретной передачи с произвольно выбранными параметрами, демонстрирующие возможность практической реализации разделения потока мощности по всем трем способам. Сама процедура вписывания была проведена с помощью комплекса программ 2D моделирования КОМПАС-GEARS [5], интегрированного в систему автоматизированного проектирования КОМПАС-3D.

Таблица 1

Геометрические параметры разветвленной ступени

Способ	$\beta$	$\beta_{л}$	$\beta_{п}$	$z_{1л}$	$z_{2л}$	$z_{1п}$	$z_{2п}$	$\chi_{1л}$	$\chi_{2л}$	$\chi_{1п}$	$\chi_{2п}$
1	0	14°	14°	27	81	27	81	0,636	-0,281	0,636	-0,281
2	14°	14°	26,50°	27	81	25	75	0,636	-0,281	0,553	-0,422
3	0	14°	14°	27	81	27	81	0,636	-0,281	0,636	-0,281

Заданными были приняты следующие параметры расчета:  $D = 224$  мм;  $d = 112$  мм; передаточное число  $u = 3$ ; модуль зубьев  $m = 4$  мм; углы наклона зубьев  $\beta = 14^\circ$  и  $\beta_{л} = 14^\circ$ ; межосевое расстояние  $a_w = 224$  мм; ширина зубчатого венца колес для обеих ветвей  $b = 28$  мм.

Варьируемые параметры:  $z_1$  — числа зубьев шестерен разветвленной ступени (числа зубьев колес  $z_2 = u z_1$ );  $\chi_1$  и  $\chi_2$  — коэффициенты смещения инструментальной рейки при нарезке зубьев шестерен и колес.

Искомый параметр:  $\beta_{п}$ .

Качество зацепления всех трех передач, рассчитанных по критерию вписывания в заданное межосевое расстояние, программой КОМПАС-GEARS характеризуется как достаточное.

**Заключение.** Предложенные способы разделения потока мощности вполне реализуемы и позволяют практически подобрать параметры зубчатых пар левого и правого зацеплений, о чем свидетельствуют результаты расчета, представленные в табл. 1. Наиболее приемлемым представляется второй вариант, использующий разные углы нарезки зубьев в левом и правом зацеплениях, как свободный от недостатков, присущих двум другим способам.

Основные преимущества схемы привода механизма передвижения тележки с разделенным потоком мощности были отмечены ранее в статье [4] и заключаются в следующем:

–разделение мощности по двум потокам позволяет применить более узкие колеса и уменьшить величину сил в зацеплении примерно в два раза, что способствует уменьшению углов перекоса торцевых поверхностей шестерен;

–узкие шестерни могут иметь более близкую посадку к опорам тихоходного вала редуктора, что также способствует уменьшению перекосов;

–уменьшение толщины зубчатых пар значительно повышает контактную и изгибную прочность зубьев благодаря меньшей концентрации нагрузки вдоль линии контакта. По этой причине могут быть в определенной степени ослаблены требования к точности сборки;

–в случае применения плавающих валов устраняется осевая нагрузка на опоры, в которых могут быть использованы шариковые радиальные подшипники легкой серии с более высокими показателями КПД и надежности.

В совокупности, перечисленные достоинства механизма передвижения тележки мостового крана с разделенным потоком мощности позволяют улучшить его рабочие характеристики.

#### **Библиографический список**

1. Желтонога, А. И. Краны и подъемники. Атлас конструкций: учеб. пособие в 2 ч. / А. И. Желтонога, Н. В. Кучерин, А. И. Ковальчук. — Минск: Высш. школа, 1974. — Ч. 1. — 116 с.
2. Руденко, Н. Ф. Грузоподъемные машины. Атлас конструкций: учеб. пособие для втузов / Н. Ф. Руденко, В. Н. Руденко. — Москва.: Машиностроение, 1970. — 116 с.
3. Артамонов, Д. Н. Модернизация механизма передвижения тележки мостового крана [Электронный ресурс] / Д. Н. Артамонов, А. М. Петров // Молодой исследователь Дона. — 2017. — № 5(8). — С. 12–16. — Режим доступа : [http://mid-journal.ru/upload/iblock/18e/2\\_artamonov\\_12\\_16.pdf](http://mid-journal.ru/upload/iblock/18e/2_artamonov_12_16.pdf) (дата обращения :16.07.2018).
4. Артамонов, Д. Н. Преимущества разделения потока мощности при передаче вращения на вал колесной пары тележки мостового крана / Д. Н. Артамонов, А. М. Петров // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. статей 11-й междунар. науч.-практ. конф., 28 февр. — 2 марта 2018 г. В рамках 21-й междунар. агропромышленной выставки «Интерагромаш-2018». — Ростов-на-Дону : ДГТУ-Принт, 2018. — С. 162–165.
5. Интегрированная система проектирования тел вращения. Валы и механические передачи. Руководство пользователя [Электронный ресурс] / ООО «АСКОН-системы проектирования». — 2018. — 208 с. — Режим доступа: [https://kompas.ru/source/info\\_materials/2014\\_-\\_03-valy-i-mechanicheskie-peredachi-rukovodstvo-polsovatelya.pdf](https://kompas.ru/source/info_materials/2014_-_03-valy-i-mechanicheskie-peredachi-rukovodstvo-polsovatelya.pdf) (дата обращения: 17.07.18).