

Как видно из зависимости осевой жесткости шарикоподшипника от приложенной осевой нагрузки при различных значениях радиального зазора для конкретного шарикоподшипника типа 18021 (рис.3), с увеличением осевой нагрузки осевая жесткость увеличивается, а с увеличением радиального зазора - уменьшается. Расчетные и экспериментальные результаты хорошо согласуются. Некоторые понижения значений экспериментальных данных можно объяснить тем, что рассмотрены лишь идеальные подшипники.

Результаты работы позволили при расчете колебаний роторных машин учесть подшипниковые вибрации, обусловленные наличием неизбежных технологических дефектов изготовления, а также переменностью и взаимосвязанностью жесткостных характеристик по направлениям выбранных координатных осей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Боярников В.С., Неймарк Ю.Н. О колебаниях вала в шарикоподшипнике // Динамика машин: Сб. - М.: Машиностроение, 1966. - С. 343-353.
2. Бурмистров А.Н., Галахов М.А. Параметрические колебания ротора на шарикоподшипниках // Машиноведение - 1983 - № 2. - С. 71-81.
3. Тамура А., Ганигути О.О. О субгармонических колебаниях порядка 1/2, возбуждаемых при движении шариков в подшипнике // Механика. АН СССР - 1963. - № 3. - С. 43-55.
4. Бальмонт В.Б. Метод осевой жесткости радиально-упорного шарикоподшипника // Изв. вузов. Машиностроение. - 1977. - № 6. - С. 24-29.
5. Бальмонт В.Б. О вынужденных колебаниях ротора на неидеальных шарикоподшипниках // Изв. вузов. Машиностроение. - 1985. - № 10. - С. 40-45.

Ин-т механики НАН РА

30.06.1997

Изв. НАН и ГИУ Армении (сер. ТН), т. LI, № 3, 1998, с. 268 - 272.

УДК 621.831

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А.К. АМИРЯН

УСТАНОВЛЕНИЕ ДЛИНЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ ДОРОЖЕК ГЕНЕРАТОРА ВОЛН ЦЕПНО-ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ЕГО НАРУЖНОМ ОБХВАТЕ ЦЕПИ

Ավարտարկում է արտաքին ափսոսելի գնեբրոտույով շրջալապիլային փոխանցման (ՇԱՓ) կառուցվածքը Գիտությունների ակադեմիայի և շրջալապիլային մեխանիկայի ափսոսելի գնեբրոտորի ուղղությամբ գտնվող երկարության կշիռը ստան նպատակով կայացված տեսանյութի և փորձնական ինստրուկտորների արդյունքները, որոնք ապահովում են ՇԱՓ-ի նորակա ստանդարտների և անվտանգ կառուցմանը աշխատանքը: Առաջված արտադրատեղանքը կառուցվածքային է օգտագործել ՇԱՓ-ի նախագծման ժամանակ:

Описывается конструкция ЦВП с наружным генератором волн. Рассматриваются результаты теоретических и экспериментальных исследований по уточнению длины направляющих дорожек генератора волн цепно-волнового механизма, обеспечивающего нормальную работу ЦВП без шумов и ударов в зацеплении. Получено выражение, которое рекомендуется применять при проектировании ЦВП.

Ил. 3. Библиогр.: 4 назв.

A chain-wave transmission (CWT) design with an external wave generator is described. Theoretical and experimental investigation results are considered on specification of wave generator guideway path length of chain-wave mechanism ensuring normal operating CWT without noises and impacts in engagement. The equation obtained is recommended to be applied for designing CWT.

Ил. 3. Ref. 4.

В конструкциях приводов многих сельскохозяйственных машин и орудий применяется цепно-волновая передача (ЦВП), являющаяся новым видом механических волновых передач [1,2].

Цепно-волновые механизмы в зависимости от их конструктивного исполнения генераторов волн можно разделить на две группы [3]:

- механизмы с внутренним генератором волн (где цепь обхватывает генератор волн);
- механизмы с наружным генератором волн (где генератор волн обхватывает цепь).

Представлены продольный и поперечный разрезы общего вида конструкции двухволновой цепной передачи, выполненной по конструктивному варианту с обхватывающим генератором волн (рис.1). Последний при помощи призматической шпонки 2 установлен на входном валу 1 и состоит из круглого диска 3 и прижимных направляющих дорожек 3', соединенных жестко при помощи винтиков. Число дорожек равно числу волн механизма. Внутренняя поверхность направляющих дорожек представляет собой дугу окружности с определенным радиусом. При этом направляющие дорожки обхватывают оба ряда бесконечной двухрядной втулочно-роликовой цепи 4 (типа 2ПР, ГОСТ 13562-75) и прижимают ее к звездочкам 5 и 8. Один из рядов цепи обхватывает передающую звездочку 5 с числом зубьев, равным числу звеньев цепи 4, а другой ряд - взаимодействующую звездочку 8 с числом зубьев, меньшим числа звеньев цепи 4. Для вывода роликов цепи из впадин зубьев звездочек между рядами бесконечной цепи 4 размещено упругое кольцо 10 из пружинного материала [4].

После сборки механизма цепь принимает форму генератора волн, вследствие чего зубья обеих звездочек, расположенные на малой оси генератора (вертикальная, вид А), полностью входят в зацепление с цепью, а зубья, расположенные на большой оси генератора (горизонтальная) и ближайšie к ним, оказываются вне зацепления с некоторым радиальным зазором. Все другие зубья звездочек находятся в промежуточных положениях частичного зацепления с различной глубиной захода в цепь.

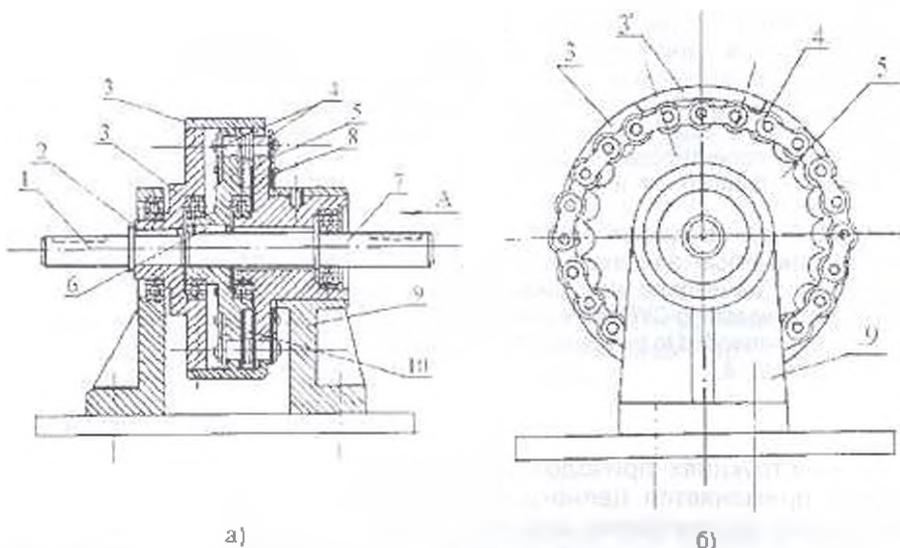


Рис. 1 Продольный (а) и поперечный (б) разрезы общего вида конструкции двухволновой цепной передачи

При вращении входного вала 1 с генератором волн возникают волнообразные движения цепи, и зоны зацепления зубьев звездочки 8 со звеньями цепи 4 перемещаются по окружности этой звездочки. Благодаря перемещению волны, звенья цепи 4 "шагают" по зубьям неподвижной звездочки 8 и увлекают за собой в движение звездочку 5, тем самым, сообщая вращательное движение выходному валу 7.

При проектировании ЦВП с наружным обхватом генератора волн особое значение имеет правильный выбор длины обхвата цепи направляющими дорожками генератора. При коротких направляющих дорожках 2 (рис.2) может произойти интерференция роликов цепи и зубьев звездочек, что может привести к заклиниванию механизма. В некоторых случаях при коротких направляющих дорожках заклинивание отсутствует. При этом траектория точек центров роликов цепи, представляющая собой циклоидальную кривую, пересекает профили зубьев звездочек. Однако так как в действительности пересечение не может произойти, то их приспособляемость происходит за счет зазоров в зацеплении и упругой деформации звеньев цепи. В этом случае происходят удары роликов цепи о зубья звездочек, передача работает с большим шумом, затрудняется ее проворачиваемость.

Для опытных редукторов с ЦВП длина направляющих дорожек принята $l = (0,13 \dots 0,15)L$, где $L = Z_{II}P_1$ - общая длина цепи; Z_{II} - число звеньев цепи; P_1 - шаг цепи. При испытании редукторов выявились тугая проворачиваемость, сильные удары и шум в зацеплении. Постепенное увеличение длины направляющих дорожек генератора привело к лучшей проворачиваемости деталей редуктора, постепенному уменьшению ударов и шумов, а в дальнейшем - и к полному их исчезновению.

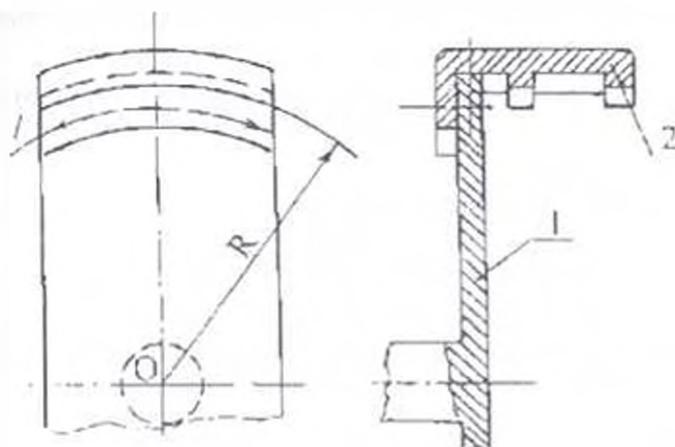


Рис. 2. Схема определения оптимальной длины направляющих дорожек генератора волн при его наружном обхвате цепи

Экспериментальным путем окончательно установлена оптимальная длина направляющих дорожек, при которой устраняются заклинивание, удары роликов цепи о зубья звездочек и шумы механизма:

$$f = (0.27 \dots 0.30) Z_{II} P_1 \quad (1)$$

Обнаружено, что при замене эллиптической формы направляющих дорожек линиями овала, построенного по двум заданным полуосям a и b , т.е. четырьмя дугами окружностей с двумя радиусами, длина дуги направляющих дорожек совпадает с длиной дуги овала, вычерченной большим радиусом кривизны (рис.3).

Учитывая, что $DC = CA = AD/2$ и $BA = a - b$, имеем

$$DC = [AB - (a - b)]/2, \quad BC = (a - b) + AD. \quad (2)$$

где $AB = \sqrt{a^2 + b^2}$.

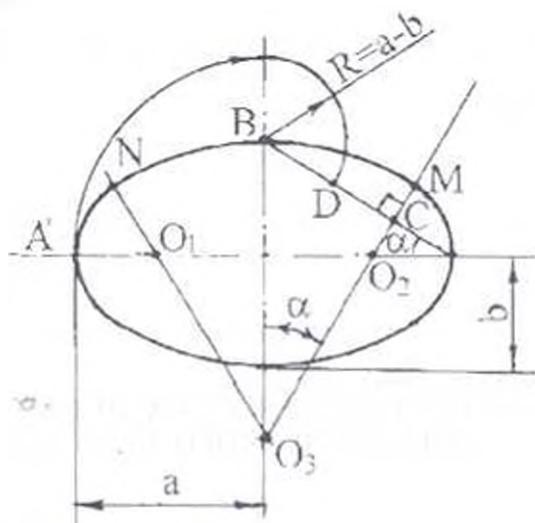


Рис. 3. Схема графического определения оптимальной длины направляющих дорожек генератора волн

Подставляя значение АВ в (2) и преобразуя его, получим

$$BC = [(a-b) + \sqrt{a^2 + b^2}] / 2. \quad (3)$$

Радиус кривизны овала на малой полуоси (в точке В) будет

$$R = BC / \sin \alpha, \quad (4)$$

где $\sin \alpha = b / \sqrt{a^2 + b^2}$.

Длина дуги с радиусом R равна

$$\ell = 2R\alpha. \quad (5)$$

Подставляя значения R и α в (5), окончательно получим

$$\ell = \sqrt{a^2 + b^2} (a - b + \sqrt{a^2 + b^2}) b^{-1} \arctg(b/a). \quad (6)$$

Выражение (6) рекомендуется применять при проектировании ЦВП для оптимизации длины направляющих дорожек генератора волн.

Таким образом, замена длины направляющих дорожек на опытных редукторах с ЦВП по (1) или (6) обеспечивает нормальную работу редукторов без ударов, шумов в зацеплении, с легкой пророчиваемостью звеньев.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 1327815 СССР, МКИ³ А01В63/06. Устройство для регулирования вертикального положения рабочих органов сельскохозяйственных машин / А.К. Амирян, К.А. Амирян, Ш.М. Григорян, К.Г. Караханян. (СССР). - № 40366714/29-15; Заявл. 11.03.86; Опубл. 07.08.87, Бюл. № 29. - 3 с.
2. А.с. 1662380 СССР, МКИ³ А01В63/06. Устройство для регулирования вертикального положения рабочих органов сельскохозяйственных машин / А.К. Амирян, К.А. Амирян (СССР). - № 4430456/15; Заявл. 26.05.88; Опубл. 15.07.91. Бюл. № 26. - 3 с.
3. Амирян А.К. Оптимизация конструктивно-технологических параметров генераторов волн цепно-волновой передачи, применяемой в приводах почвообрабатывающих машин // Сб. науч. тр. / АрмСХИ. - Ереван, 1984. - Вып. 43. - С. 35-41
4. Амирян А.К. Цепно волновые передачи. - Ереван Наири, 1997. - 184 с.

Армсельхозакадемия

28.07.1997

Изв. НАН и ГИУ Армении (сер. ТН), т. 11, № 3, 1998, с. 272 - 276.

УДК 621.91.02

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А.М. АРЗУМАНЯН, Г.Г. ХАЧАТРЯН

МЕХАНИЗМ ИЗНОСА РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ ИЗ СИНТЕТИЧЕСКОГО КОРУНДА

Քրճած են սինթետիկ կորունդի քիմիկալորով հազվեցած կտրիչների և իր-գների գոտևավոր հաստատվածքների նուրբ մշակման գործընթացի նևուսագոտությունների արդյունքները: Բարահատվել են կորող քուրիչների մշահման և կայունության