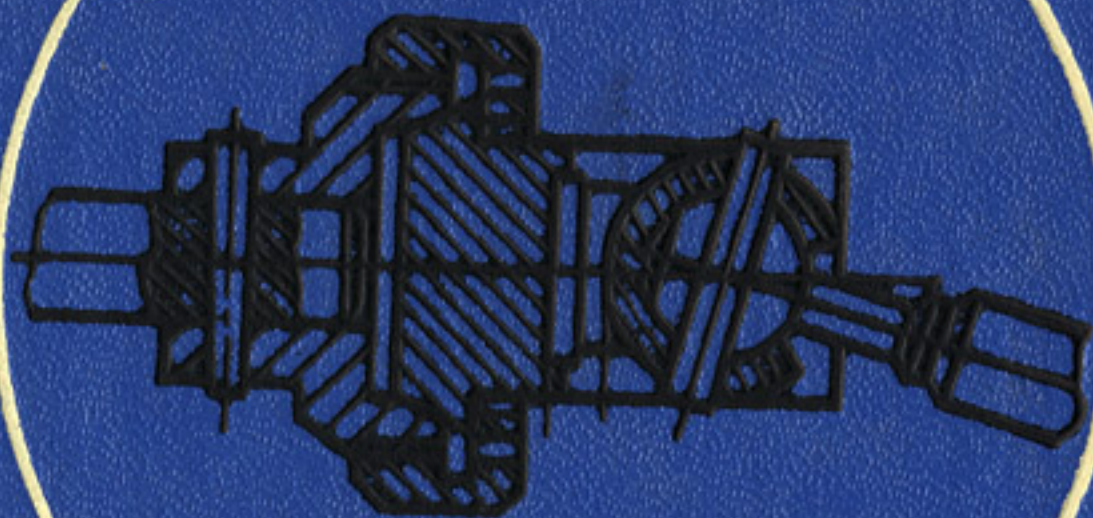


**С. Н. Кожевников
П. Д. Перфильев**



**КАРДАННЫЕ
ПЕРЕДАЧИ**

УДК 621.01

Карданные передачи. Кожевников С. Н., Перфильев П. Д. Киев, «Техніка», 1978. 264 с.

В книге изложены основы кинематики и динамики машин с карданными передачами, приведены основные данные для инженерных расчетов машин с учетом упругости звеньев, точности изготовления и монтажа карданных передач. Изложение иллюстрировано чертежами конструкций элементов карданных передач и примерами их практического применения. От ранее вышедших изданий по этому вопросу книга отличается тем, что в ней приведены анализ структуры карданных механизмов, анализ динамических процессов, рассмотрены вопросы точности карданных механизмов. Монография предназначена для научных работников, может быть полезна инженерно-техническим работникам, занимающимся расчетом и проектированием машин с карданными передачами, а также студентам и аспирантам высших технических учебных заведений.

Табл. 7. Ил. 96. Список лит.: 112 назв.

Рецензент д-р техн. наук *А. П. Бессонов*

Редакция литературы по машиностроению и транспорту
Зав. редакцией *М. А. Василенко*

К $\frac{31302-045}{M202(04)-78}$ 87-78

© Издательство «Техніка», 1978

ПРЕДИСЛОВИЕ

В решениях XXV съезда КПСС предусмотрено резкое повышение качества промышленной продукции, в том числе и продукции машиностроения. Уже на стадии конструирования новых машин, работающих при больших скоростях и нагрузках, путем расчета должны быть обеспечены надежность и долговечность, исключено влияние работы различного вида передаточных механизмов, в том числе и карданных, на технологический процесс.

Карданные механизмы широко используются в машинах для соединения валов с пересекающимися осями. Они входят как элемент привода в большинство машин прокатного производства, сельскохозяйственных машин, автомобилей, тепловозов и др., используются в радиоэлектронных устройствах, металлорежущих станках, приводах буровых установок, насосов и тяжелого нефтяного оборудования, в механизмах управления и силовых передачах самолетов, вертолетов, радиолокационных установок, в механизмах и машинах лесной, текстильной промышленности и во многих других. Карданные шарниры обычно рассматривают как компактное кинематическое соединение, заменяющее простую кинематическую пару.

В опубликованных до последнего времени в СССР и за рубежом исследованиях по структуре, кинематике и динамике механизмов с карданными шарнирами не все аспекты проблемы надежности освещены настолько, чтобы считать задачу о выборе рациональных параметров приводов с карданными передачами решенной. Непостоянство передаточного отношения карданной передачи оказывает существенное влияние на процесс возбуждения крутильных колебаний

в элементах привода. При определенных параметрах карданной передачи и привода динамические нагрузки могут быстро возрастать. Это приводит к уменьшению долговечности, а часто и к поломке деталей привода.

При наличии дефектов структуры подвижные соединения передач выполняются с зазорами с целью компенсации ошибок изготовления деталей и монтажа опор. Однако при наличии зазоров в сочленениях передача работает с ударами, в результате чего быстро выходит из строя из-за прогрессирующего износа.

В предлагаемой вниманию читателей книге дан анализ известных методов исследования динамики машин с карданными передачами и на его основе предложены методы структурного, кинематического и динамического синтеза машин с такими передачами. В отличие от большинства исследований карданных передач в книге рассмотрены сложные пространственные карданные механизмы с произвольным числом шарниров. Для определения динамических нагрузок карданные механизмы представлены в виде упругих систем с учетом переменности масс, жесткостей звеньев, движущих сил и сил сопротивления. Показано, как в случае необходимости учитывать влияние точности изготовления и монтажа элементов приводных устройств, а также деформации звеньев, установленных на подвижном деформируемом основании. При рассмотрении колебательных процессов авторы попытались максимально приблизить к реальным условиям выражения периодических нагрузок, учли обратную связь двигателя (привода) и остальных элементов машины.

Отзывы и пожелания просим направлять по адресу: 252601, Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28, издательство «Техніка».

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ И ОБЛАСТИ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Свое название карданные механизмы получили по имени известного итальянского ученого математика и механика Джеронимо Кардано (1501—1576 гг.).

В 1664 г. английский механик Р. Гук запатентовал устройство, предназначенное для передачи вращения между двумя валами, расположенными под углом. Механизм получил название шарнира Гука. С точки зрения структуры и кинематики, механизм Кардано и шарнир Гука эквивалентны, различие их только конструктивное.

С особой остротой необходимость передачи движения между валами с пересекающимися осями при помощи несложных приспособлений встала в связи с развитием транспортного и сельскохозяйственного машиностроения. Для мобильных транспортных и сельскохозяйственных машин, подвергающихся при движении сильной тряске, требовались такие передаточные механизмы, которые не реагировали бы на изменение положения осей валов, сохраняя при этом хорошие эксплуатационные качества.

В настоящее время карданные механизмы используются для передачи движения и мощности в рабочих и транспортных машинах между входным и выходным валами при любом расположении этих валов в пространстве.

Правильное построение карданных механизмов, с точки зрения структуры, дает возможность обеспечить большую свободу инженерных решений относительно взаимного расположения валов привода. Однако применение карданных передач во многих случаях ведет к возникновению больших динамических нагрузок в машинах, поэтому в тех случаях, когда это возможно, следует заменять их передачами, применение которых исключает возникновение в машинах динамических нагрузок (например, гидроприводы и др.).

Так как область применения карданных передач очень широка и распространяется практически на все отрасли машиностроения, то возникает необходимость их широкой унификации и стандартизации. Эта задача частично выполнена в СССР и за рубежом. В зависимости от назначения и передаваемых мощностей разработаны различные конструктивные ряды карданных шарниров и валов. В СССР на многие типы карданных шарниров разработаны или общесоюзные стандарты, или отраслевые нормалы. Аналогичная работа выполнена многими зарубежными фирмами.

Производство карданных передач в нашей стране и за рубежом организовано на специализированных заводах или в цехах.

СТРУКТУРА И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫХ МЕХАНИЗМОВ

В основу теории структуры механизмов положены понятия о степенях свободы и условиях связи.

Твердое тело в пространстве может иметь шесть степеней свободы (по числу движений —

три поступательных и три вращательных). Каждое из геометрических, кинематических или динамических ограничений, налагаемых на свободное тело в абсолютном или относительном движении, принято называть условиями связи. В результате соединения двух звеньев в кинематическую пару, при котором реализуются определенного вида геометрические ограничения, звенья не имеют возможности осуществлять все движения свободного тела, т. е. теряют некоторые из степеней свободы.

Каждому из ограниченных движений соответствует реакция связи, возникающая под действием приложенных к звеньям сил. Количество потерянных звеном степеней свободы зависит от типа кинематической пары. Для точной оценки свойств кинематических пар их удобно разделять по числу степеней свободы в относительном движении звеньев.

Одноподвижная кинематическая пара (пара I рода) имеет одну степень свободы в относительном движении звеньев и пять наложенных условий связи. К парам I рода относятся вращательная, поступательная и винтовая пары. Двухподвижная пара (пара II рода) характеризуется двумя степенями свободы в относительном движении или четырьмя наложенными условиями связи и т. д. (табл. 1).

Каждая из простых кинематических пар может быть заменена кинематическим соединением, вносящим такие же ограничения, как и простая пара. Так, например, простые кинематические пары вида I могут быть заменены кинематическими соединениями вида 3.

Основой образования механизмов является кинематическая цепь. Ее принято называть открытой, если крайние звенья не соединены друг с другом, или закрытой, если звенья цепи

Род кинематической пары	Число степеней свободы	Число условий связи S	Вид кинематической пары и ее аналог		
			1	2	3
I	1	5			
II	2	4			
III	3	3			
				—	
IV	4	2			
V	5	1		—	

образуют один или несколько замкнутых контуров. Для преобразования кинематической цепи в механизм одно из ее звеньев следует обратить в стойку.

Если в состав кинематической цепи входит n звеньев, из которых одно сделано стойкой, то общее число степеней свободы их равно $6(n - 1)$,

из которых связями, наложенными кинематическими парами, уничтожается $5\rho_1 + 4\rho_2 + 3\rho_3 + 2\rho_4 + \rho_5$ (ρ — число кинематических пар) степеней свободы. Некоторые из кинематических пар налагают тождественные с ранее введенными связями ограничения, поэтому они должны быть отброшены как лишние. Кроме лишних связей, в механизме могут быть лишние степени свободы (например, вращение ролика вокруг своей геометрической оси, вращение стержня вокруг оси, проходящей через центры сфер трехподвижных кинематических пар). Лишние степени свободы v не влияют на движение основной цепи, поэтому могут быть исключены из общего числа степеней свободы механизма.

В соответствии с изложенным число степеней свободы W механизма можно определять по формуле Сомова — Малышева

$$W = 6(n - 1) - (5\rho_1 + 4\rho_2 + 3\rho_3 + 2\rho_4 + \rho_5) + q - v, \quad (1)$$

где q — общее число лишних или пассивных связей.

Лишние связи обуславливают статическую неопределенность системы, причем число лишних неизвестных равно q . Наличие лишних связей в механизме нежелательно еще и по тому, что при наличии ошибок изготовления и монтажа в механизме появляется натяг контуров, и элементы кинематических пар нагружаются реакциями, зависящими от величин ошибок и жесткости звеньев.

С целью уменьшения реакций детали механизма следует изготавливать высокой точности. Корпусные детали также должны обладать высокой точностью и, кроме того, большой жесткостью.