

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачёва»

Кафедра информационных и автоматизированных
производственных систем

Избыточные связи в механизмах

Методические указания к лабораторной работе
по теории механизмов и машин для обучающихся направлений
подготовки 15.03.05 Машиностроение, 15.03.01 Конструкционно-
технологическое обеспечение машиностроительных производств,
18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической
технологии, нефтехимии и биотехнологии, 23.03.03 Эксплуата-
ция транспортно-технологических машин и комплексов
всех форм обучения

Составитель В. Н. Ермак

Утверждены на заседании кафедры
Протокол № 10 от 29.05.2018 г.
Рекомендованы к печати
учебно-методической комиссией
направления 15.03.05
Протокол № 10 от 30.05.2018 г.
Электронная копия хранится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2018

Цель и содержание работы

Цель работы – выработать практические навыки по выявлению и устранению избыточных связей в механизмах.

С этой целью студенту предлагается несколько моделей механизмов. Для каждой модели определяется число избыточных связей. Обнаруженные избыточные связи устраняются.

Краткие сведения из теории

Существуют два метода выявления и устранения избыточных связей: метод деформации стойки и алгебраический метод.

Метод деформации стойки. По определению, механизм – это преобразователь движения одних твёрдых тел в требуемые движения других. Одно и то же преобразование движения может быть осуществлено механизмами различной структуры (строения, устройства). На рис. 1 представлены четыре кривошипно-ползунных механизма различной структуры.

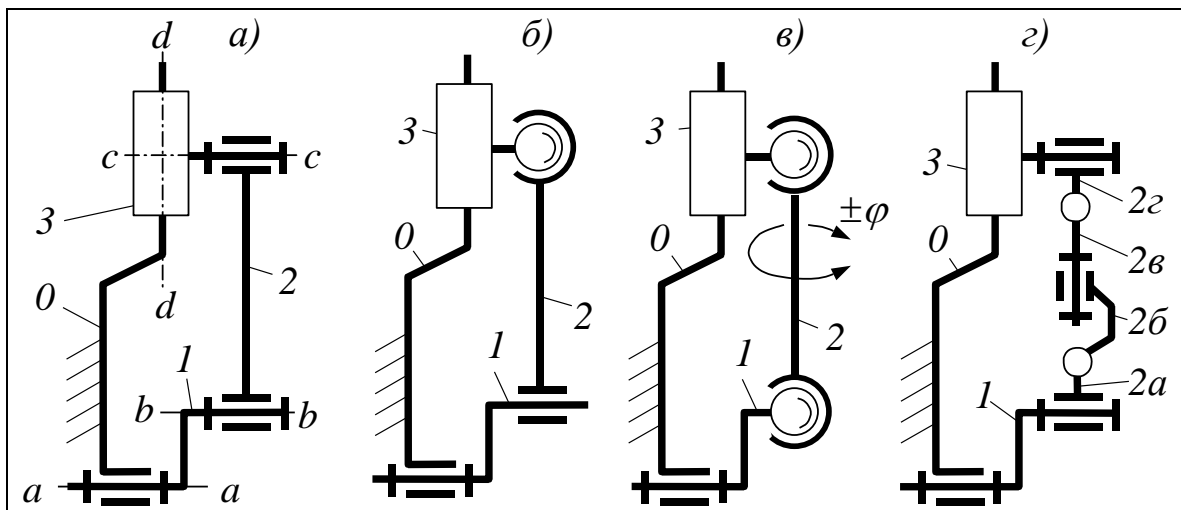


Рис. 1

Предпочтительной является такая структура, при которой механизм оказывается нечувствительным к неточностям его звеньев. С этой точки зрения первый механизм (рис. 1, а) является неправильным. Он боится таких, например, неточностей как непараллельность осей $a-a$ и $b-b$ звена 1, непараллельность осей $b-b$ и $c-c$ звена 2, неперпендикулярность оси $a-a$ звена 0 и его направ-

ляющей $d-d$. Чтобы убедиться в этом, вообразим, что в рассматриваемый механизм, первоначально идеально точный, внесена только последняя из перечисленных выше неточностей – неперпендикулярность оси $a-a$ звена 0 и направляющей $d-d$. Тогда после сборки цепи $0, 1, 2, 3$ звенья 3 и 0 будут смещены относительно друг друга (рис. 2, *а*) и замыкание пары $3, 0$ будет возможно только за счёт деформации звеньев, показанной на рис. 2, *б*.

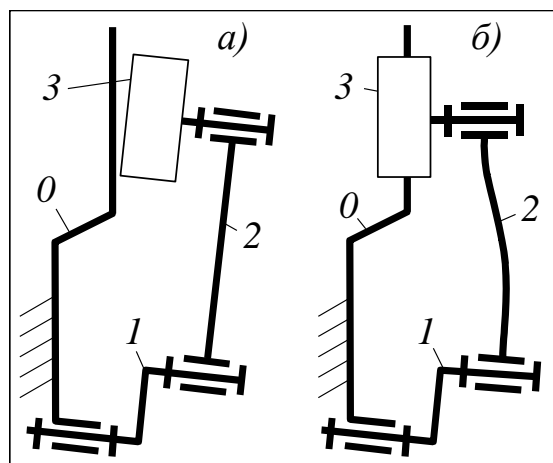


Рис. 2

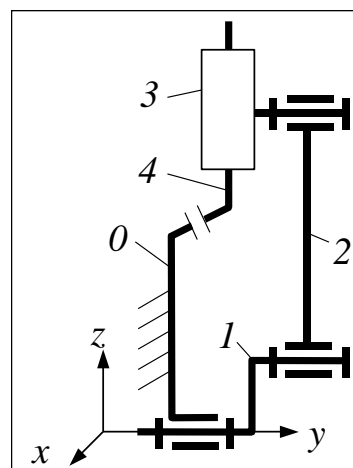


Рис. 3

Стремясь принять свою первоначальную форму, звенья нагрузят шарниры, что затруднит или сделает невозможным проворачивание механизма. При насильственном проворачивании кинематические пары будут выведены из строя. Всё это и означает «боязнь» неточностей или «чувствительность» к неточностям. Чувствительность к неточностям создают избыточные связи. Исследуя реакцию механизма на неточности его звеньев, можно выявить и устранить избыточные связи. При этом достаточно проверить реакцию на неточности только одного звена, например стойки 0 . Для этого стойку разрезают на две части 0 и 4 , называемые далее опорой и направляющей, соответственно (рис. 3).

Имитируя неточность или *деформацию* стойки (отсюда название метода), направляющей 4 пытаются сообщить все шесть независимых перемещений относительно системы x, y, z , связанной с опорой. Цепь $0...4$ не должна удерживать направляющую от всех этих перемещений, т. к. в исходном механизме направляющая уже удерживается опорой. Если какое-то перемещение не-

возможно, то в соответствующем направлении действует избыточная связь. *Сколько перемещений невозможно, столько в исследуемой цепи избыточных связей.*

Чтобы устранить избыточные связи, существующие кинематические пары заменяют новыми, предоставляющими необходимую свободу направляющей. Замена может быть сделана, например, так, как показано на рис. 1, б, в.

Если необходимо сохранить существующие кинематические пары, то избыточные связи устраняют разрезанием звеньев и последующим подвижным соединением их частей. На рис. 1, г, например, шатун разрезан в трёх местах (по числу избыточных связей). В разрезы введены шарниры, сориентированные так, чтобы были возможны все шесть независимых перемещений направляющей.

Алгебраический метод. Рассмотренный выше метод деформации стойки не выявляет всех возможных решений задачи устранения избыточных связей. Исчерпывающие возможности предоставляет алгебраический метод, основанный на структурной формуле механизма. Согласно этой формуле, число избыточных связей:

$$q = w + s_{\Sigma} - 6n, \quad (1)$$

где w – число степеней свободы механизма, включая местные и бесконечно малые степени свободы; s_{Σ} – суммарное число активных связей в кинематических парах; n – число подвижных звеньев или число звеньев, не считая стойку.

Число степеней свободы механизма, как и любой другой механической системы, равно минимальному количеству координат, «замораживание» которых лишает механизм подвижности относительно его стойки. Так, замораживание угла поворота кривошипа 1 – рис. 1, а, б, г – лишает механизмы подвижности, следовательно, у каждого из них $w = 1$.

Местными называются степени свободы, не влияющие на преобразование движения, для которого создан механизм. Местную степень свободы $\pm\varphi$ имеет звено 2 на рис. 1, в и звено 3 на

рис. 4, *а*. С учётом этого, указанные механизмы имеют по две степени свободы.

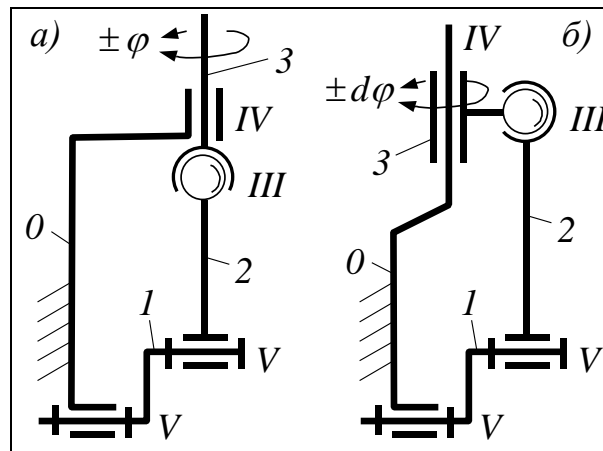


Рис. 4

Пример бесконечно малой степени свободы показан на рис. 4, *б*, где при неподвижном звене 1 звено 3 может поворачиваться на бесконечно малый угол $\pm d\varphi$. Бесконечно малую степень свободы называют коротко мгновенной подвижностью.

Число активных связей s в кинематической паре определяют одним из двух способов:

1) по числу степеней свободы, потерянным при образовании пары из разрозненных звеньев;

2) по минимально необходимому числу точек касания между звеньями пары. Оба способа поясняются ниже на примере цилиндрической пары 1, 2, взятой с рис. 1, *б*.

Первый способ. В отсоединённом состоянии звено 2 относительно звена 1 имеет шесть степеней свободы (рис. 5, *а*). В присоединённом состоянии – две степени свободы (рис. 5, *б*). Им соответствуют координаты x и φ , например. В результате присоединения звено 2 теряет четыре степени свободы, следовательно, у него четыре связи со звеном 1.

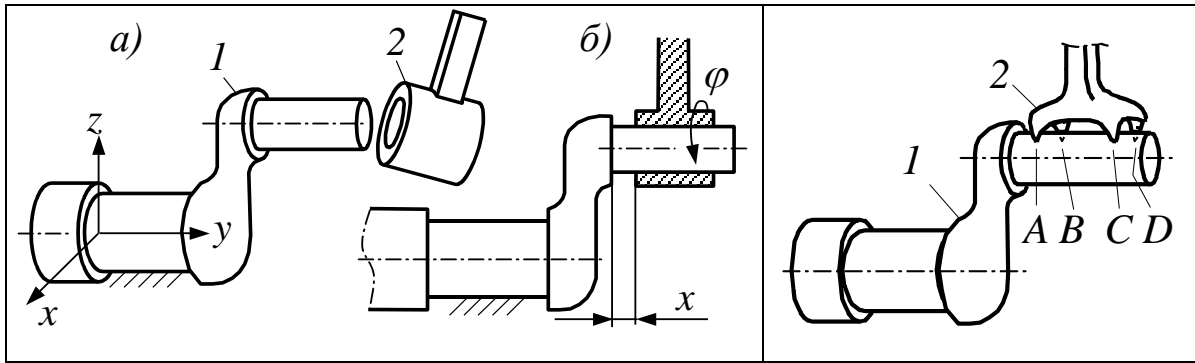


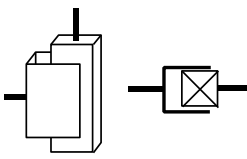
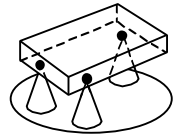
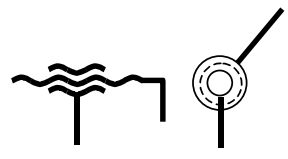
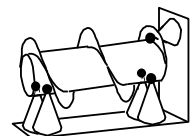
Рис. 5

Рис. 6

Второй способ. Из пары удаляют все точки касания, затем возвращают их по одной. Как видно по рис. 6, необходимы и достаточны четыре точки касания – *A, B, C, D*. Эти точки и есть активные связи. Сколько таких точек, столько активных связей. Связи в остальных точках – пассивные, они не учитываются. Рисунок 6 называется схемой связей, по умолчанию – активных. Ниже приведены распространённые кинематические пары и схемы их связей.

Кинематические пары и схемы их связей

s	Схема пары	Схема связей	s	Схема пары	Схема связей
1	 Шар-плоскость		4	 Шаровая со штифтом	
2	 Цилиндр-плоскость		4	 Цилиндрическая	
2	 Шар-цилиндр		5	 Поступательная	
3	 Шаровая		5	 Вращательная	

s	Схема пары	Схема связей	s	Схема пары	Схема связей
3	 Плоскостная		5	 Винтовая	

При алгебраическом синтезе механизмов в структурную формулу подставляют требуемые значения q , w и n . По условиям синтеза механизм не должен иметь избыточных связей, поэтому q принимают равным нулю. Остальные параметры – w и n – в известных пределах произвольны, в данной лабораторной работе их принимают такими, как в исходном механизме. По принятым структурным параметрам вычисляют необходимое число связей:

$$s_n = 6n - w + q. \quad (2)$$

Вычисленное s_n раскладывают на p кинематических пар. Их число во всех искомым механизмах будет таким же, как в исходном, т. к. число звеньев мы условились оставить прежним. Остановившись на одном из вариантов раскладки, строят механизм.

Произвольная ориентация подставляемых кинематических пар не гарантирует получение механизма, удовлетворяющего условиям синтеза. Подставляя пары, необходимо следить, во-первых, за тем, чтобы механизм получился кинематически эквивалентным исходному; во-вторых, за тем, чтобы получилось требуемое число степеней свободы w . Если одно из указанных требований не выполняется, то изменяют ориентацию подставляемой пары или ориентацию других пар. Если не помогает ни то, ни другое, то берут пару другого вида с тем же числом связей [2, с. 87-89].

Вместо w можно проверять реакцию механизма на деформацию стойки. Правильный механизм не должен сопротивляться деформациям своей стойки. Наилучшие результаты синтеза даёт проверка и на число степеней свободы, и на деформацию.

Пример. Требуется выявить и устранить избыточные связи в механизме, изображённом на рис. 7.

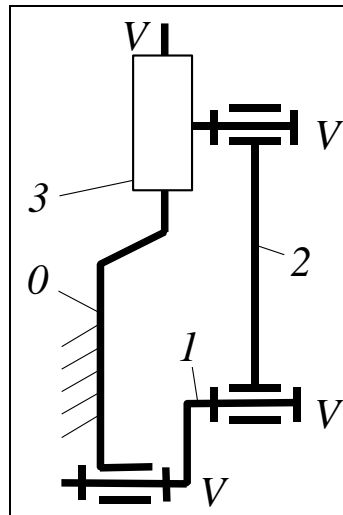


Рис. 7

Структурные параметры механизма таковы: $w=1$, $n=3$, число кинематических пар $p=4$, все пары пятисвязные и, следовательно, $s_{\Sigma}=20$ (числа связей в парах указывают римские цифры, проставленные на рисунке). Число избыточных связей:

$$q = w + s_{\Sigma} - 6n = 1 + 20 - 6 \cdot 3 = 3.$$

Для новых структурных вариантов предложенного механизма примем: $q=0$, $w=1$, $n=3$. Тогда найдём, что необходимое число связей:

$$s_n = 6n - w + q = 6 \cdot 3 - 1 + 0 = 17.$$

Число кинематических пар останется прежним, равным четырём. Семнадцать связей раскладывается по четырём кинематическим парам в следующих трёх вариантах:

$$5, 5, 5, 2; \quad 5, 5, 4, 3; \quad 5, 4, 4, 4.$$

Все другие варианты раскладки связей являются перестановками найденных. Перестановки во внимание не принимаем.

Правильный механизм, построенный в соответствии со вторым вариантом, показан на рис. 1, б, неправильные – на рис. 4, а, б.

Ошибка состоит в том, что у обоих механизмов $w=2$, а по условиям синтеза должно быть $w=1$. Кроме того, если не получилось требуемое w , то не получится и требуемое q :

$$q = w + s_{\Sigma} - 6n = 2 + 17 - 6 \cdot 3 = 1,$$

а это означает невыполнение главного условия синтеза.

Ошибка легко исправить, если заметить, что цепь 1...3 сопротивляется перемещениям направляющей звена 3 относительно опоры звена 1 влево-вправо. Располагая направляющую вне плоскости чертежа – над или под шаровым шарниром, ошибку устраняют [1, механизм № 10].

Порядок работы

1. Взять с полки первый из предложенных механизмов.
2. Изобразить (от руки) схему механизма так, как она дана в сборнике заданий. Если схема дана в двух проекциях, то срисовать обе.
3. Определить число связей в каждой кинематической паре и проставить это число римскими цифрами на одной из проекций схемы.
4. По формуле (1) определить число избыточных связей q .
5. Если $q=0$, то поставить механизм на место и взять следующий.
6. Если $q \neq 0$, то по формуле (2) вычислить s_n .
7. Разложить s_n на p кинематических пар исследуемого механизма.
8. По результатам разложения построить не менее трёх схем механизма без избыточных связей. На всех схемах проставить числа связей кинематических пар.

Контрольные вопросы

1. Напишите структурную формулу и объясните, что в неё входит.
2. Каковы достоинства механизмов без избыточных связей?

Рекомендуемая литература

1. Ермак В. Н., Сборник заданий по теме «Избыточные связи в механизмах»: учеб. пособие / КузГТУ. – Кемерово, 2018. – 18 с.
2. Ермак В. Н., Теория механизмов и машин (краткий курс): учеб. пособие / КузГТУ. – Кемерово, 2011. – 164 с.

Составитель
Владимир Николаевич Ермак

Избыточные связи в механизмах

Методические указания к лабораторной работе
по теории механизмов и машин для обучающихся направлений
подготовки 15.03.05 Машиностроение, 15.03.01 Конструкционно-
технологическое обеспечение машиностроительных производств,
18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической
технологии, нефтехимии и биотехнологии, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов
всех форм обучения

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 06.07.2018 Формат 60×84/16.
Бумага белая офсетная. Отпечатано на ризографе
Уч.-изд. л. 0,5. Тираж 30 экз. Заказ _____
КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28
Издательский центр УИП КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а