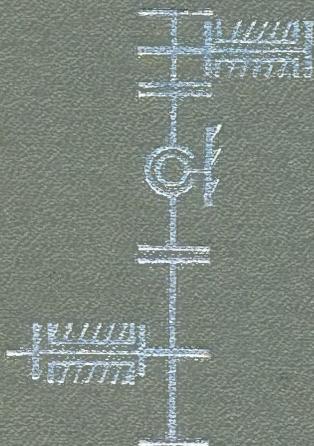


КОНСТРУИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ



И Б Л И О Т Е К А

К О Н С Т Р У К Т О Р А



Л. Н. РЕШЕТОВ

КОНСТРУИРОВАНИЕ
РАЦИОНАЛЬНЫХ
МЕХАНИЗМОВ



Б и б л и о т е к а

К о н с т р у к т о р а

Л. Н. РЕШЕТОВ

д-р техн. наук

КОНСТРУИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Москва 1967

Конструирование рациональных механизмов. Решетов Л. Н.

В книге дано обоснование целесообразности замены статически неопределимых механизмов статически определимыми, которые позволяют резко снизить требования к точности размеров звеньев (расширить допуски), уменьшить трудоемкость изготовления, повысить надежность машин. В таких механизмах исключено влияние перекосов осей на работу зубьев и подшипников. Приведены рекомендуемые структурные схемы шарнирно-рычажных, зубчатых, кулачковых и других механизмов, а также основы их проектирования. Дан анализ некоторых неправильных конструкций и указаны пути их исправления.

Книга предназначена для конструкторов машиностроительных заводов, научно-исследовательских организаций, а также студентов, аспирантов и преподавателей вузов.

Таблиц 5, рисунков 114, библиографий 43.

Рецензент д-р техн. наук **Н. И. Левитский**

ПРЕДИСЛОВИЕ

Статически определимые механизмы известны давно, но до сих пор ни в одном из отечественных учебников по теории механизмов и машин не отражены их преимущества.

Такие механизмы позволяют расширить допуски на изготовление звеньев, уменьшить трудоемкость, удешевить производство и повысить надежность машин. Их работа не нарушается при изменении размеров звеньев. Они обладают повышенной нагрузочной способностью. В них меньше трение.

Впервые мысль о статически определимых механизмах автор высказал в докладе на открытии новой автоматизированной аудитории в МВТУ в 1934 г.

В 1951 г. автор пришел к выводу, что за немногими исключениями следует применять **только механизмы без избыточных связей**.

Исключения были вызваны тем, что не были найдены нужные структурные схемы. В настоящее время для большинства «исключений» такие схемы найдены. Поэтому во всех случаях их необходимо искать.

Целесообразность применения механизмов без избыточных связей проверена на изобретениях автора — на автоматическом релостатном контроллере (авт. свид. № 56607), который широко используют на моторных вагонах пригородного сообщения и метрополитена; на планетарной машине для прокатки ребристых труб (совместно с ВНИИМЕТМАШ); на отдельных конструкциях и многочисленных моделях механизмов, изготовленных в МВТУ. Во всех случаях получен положительный результат.

Предложенная автором теория механизмов без избыточных связей одобрена в МВТУ, на семинаре АН СССР по ТММ, на конференции в Варшаве.

На IV конференции по ТММ в Киеве отмечена целесообразность применения механизмов без избыточных связей.

Теория нашла сторонников и за границей.

Чтобы внедрить механизмы без избыточных связей, необходимо разработать структурные схемы для основных видов механизмов [19].

Такие схемы составляют основное содержание книги.

Механизмы без избыточных связей целесообразны только в том случае, если трение не мешает самоустанавливаемости звеньев. Этот вопрос рассмотрен в гл. VI.

Влияние перекосов на закон движения рассмотрено в гл. V

После ознакомления с приведенными в книге примерами читатели смогут самостоятельно создавать механизмы без избыточных связей. Для помощи им в § 8 указаны возможные ошибки, возникающие при создании таких механизмов.

Главы I—IV написаны д-ром техн. наук Л. Н. Решетовым, глава VI — канд. техн. наук Н. Е. Шамайденко, глава V и теория трехповодкового кардана в § 25 — инж. М. А. Фахриевым.

Автор выражает глубокую благодарность за полезные советы д-ру техн. наук Г. Н. Петрову, канд. техн. наук Д. М. Лукичеву и канд. техн. наук С. А. Попову.

Все пожелания и замечания по содержанию книги просьба направлять по адресу: г. Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3, издательство «Машиностроение».



1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При массовом производстве, особенно в такой отрасли машиностроения, как автотракторная, технология сборки деталей очень проста. Она сводится к складыванию и свинчиванию деталей и потому нетрудоемка. В случае индивидуального производства крупных машин, несмотря на многопроходную обработку, точность деталей часто недостаточна. Поэтому во время сборки приходится применять ручную пригонку, плохо поддающуюся механизации. Пригонка больших деталей вручную очень трудоемка. Сборка крупной машины затягивается на длительный срок, так как ее нельзя поручать нескольким бригадам (иначе они будут мешать одна другой). В частности, совместной работе препятствует необходимость проворачивания главного вала, что требуется разным бригадам в разное время и на разные углы.

Особенно трудно выполнить точно размеры звеньев, так как они часто состоят из нескольких деталей и при их соединении допуски могут складываться. Поэтому важно выбирать схему механизма так, чтобы требования к точности звеньев были невелики. Следовательно, лучше применять механизмы статически определяемые, т. е. без избыточных¹ (пассивных) связей, которые в дальнейшем условимся называть рациональными [18, 19, 29].

Избыточными (пассивными) связями называют такие связи, устранение которых не увеличивает подвижности механизма.

Размеры звеньев могут изменяться и во время эксплуатации. Причинами этого являются просадка фундамента, износ и регулировка зазора кинематических пар, упругие деформации (например, прогибы валов), расширение от нагрева, а также ошибки при ремонте и сборке (например, если перепутали вкладыши подшипников). На статически определимый механизм изменение размеров

¹ Здесь будем придерживаться термина «избыточные связи» (предложил Н. И. Колчин), который лучше всего отражает их сущность. Есть еще термин «повторяющиеся связи» (М. А. Скуридин).

звеньев не влияет. Следовательно, статическая определенность решает не только проблему снижения трудоемкости, но и одновременно проблему повышения надежности.

Вредны избыточные связи в механизме, так как они увеличивают трудоемкость и снижают надежность. В кинематической паре избыточные связи безвредны, так как ее обычно легко сделать с достаточной точностью (например, шлицевое соединение, изготовляемое протягиванием отверстия и фрезерованием валика червячным фрезером). Вторым примером можно назвать зубчатые колеса с коэффициентом перекрытия больше единицы. При современных методах изготовления профиля зуба можно обеспечить возможность одновременной работы двух пар зубьев, а большой коэффициент перекрытия улучшает работу зубчатых колес. Третьим примером является подшипник качения.

Работу кинематических пар можно улучшать другими способами. Так, в четырехтактных дизелях в головках шатуна нельзя допускать больших зазоров во избежание стука, а в двухтактных дизелях, где силы в головках не меняют знака, зазоры на стук не влияют и потому они могут быть значительно большими. К сожалению, этим хорошим свойством двухтактных дизелей не обладают двухтактные карбюраторные двигатели из-за дроссельного регулирования.

Точность зубчатых колес, динамические нагрузки и шум зависят от окружной скорости. В некоторых схемах планетарных механизмов она очень велика. Правильно выбрав схему, ее можно значительно снизить, что очень важно в быстроходных механизмах.

При последовательном соединении зубчатой и червячной передач необходимо быстроходную ступень выполнять червячной, а тихоходную зубчатой, а не наоборот. При этом получается малая окружная скорость зубчатой передачи и ее можно выполнять с меньшей точностью.

Статически определимые и неопределимые системы хорошо изучены в фермах. Однако там статически определимые системы не дают существенных выгод. Размеры стержней всегда пригоняют по месту — расверливанием в клепаных и приваркой элементов в сварных конструкциях. Поэтому статически определимая система в фермах не дает снижения требуемой точности. Работа различных стержней фермы при температурах, отличающихся на сотни градусов, практически не встречается. С развитием сварных конструкций выгоды статически неопределимой системы увеличиваются. При большом числе заклепок одна отвалившаяся незначительно снижает несущую способность фермы, а отвалившийся сварной шов снижает несущую способность фермы гораздо больше. Особенно сильно это сказывается в статически определимой ферме, где несущая способность может сократиться больше чем вдвое, что приведет к катастрофе.

В механизмах же, где выгоды систем без избыточных связей очень велики, вопрос мало изучен и преимущества их в курсах по теории механизмов и машин вообще не рассматриваются.

Механизмы без избыточных связей создавали отдельные конструкции, часто незнакомые с теорией структуры механизмов, и потому они устраняли не все избыточные связи. Такие механизмы приведены ниже для подтверждения предлагаемой теории.

Покажем значение механизмов без избыточных связей на двух упрощенных примерах.

В обычном кривошипно-ползунном механизме длины звеньев могут отличаться от номинальных на несколько миллиметров. Это практически используют для регулировки расстояния между поршнем и крышкой, устанавливая прокладки между телом и головкой шатуна. Если же взять сдвоенный механизм (два шатуна соединены с общим ползуном), то допуски на длины звеньев измеряют не миллиметрами, а микронами. С большой точностью приходится также выдерживать условие параллельности кривошипов.

В качестве второго примера возьмем вал, опертый на два подшипника (рис. 1, а).

Если подшипники выполнить, как показано на этом рисунке, то их можно установить с очень широкими допусками (несколько миллиметров). Когда же вал оперт на три подшипника (рис. 1, б), то независимо от их выполнения потребная точность установки измеряется уже микронами.

Допуски на размеры звеньев зависят от того, является ли механизм статически определимой системой или нет. Если механизм статически определимый, то размеры звеньев почти не влияют на передаваемые силы и потому допуски на размеры могут быть очень большими. К этому необходимо стремиться. Если же механизм статически неопределимый, то передаваемые силы зависят от деформаций звеньев. Так как эти деформации очень малы (при напряжении материала 200 кг/см^2 , что близко к действительному, учитывая продольный изгиб, деформация для стали с $E = 2 \cdot 10^6$ получается $0,1 \text{ мм}$ на каждый метр), то и размеры звеньев необходимо выполнять с большой точностью. Иначе звенья, предназначенные для совместной работы, могут начать работать навстречу одно другому и передавать очень большие силы (иногда даже сборка механизма будет невозможной). Трение в этом случае сильно возрастает, а к. п. д. уменьшается. Поэтому статически неопределимые механизмы применять нежелательно.

Следовательно, можно сказать, что для надежной работы механизма с широкими допусками на размеры звеньев в нем не должно быть избыточных связей. Исключение может быть сделано только в том случае, если в звеньях имеются пружины или звенья работают на изгиб с большими деформациями.

Исторически первые конструкции машин имели большое число избыточных связей. В то время не считались с затратами труда и времени на их изготовление и сборку. Потом постепенно начали внедрять механизмы без избыточных связей (подшипники Селлерса, самоустанавливающиеся подшипники качения, цилиндрические ползуны и т. д.). Однако до сих пор во многих машинах и механизмах без всякой надобности остались избыточные связи, что усложняет и удорожает изготовление и эксплуатацию.

Особенно важно конструировать без избыточных связей те механизмы, часть звеньев которых работает в условиях высоких температур (например, механизмы регулирования паровых и га-

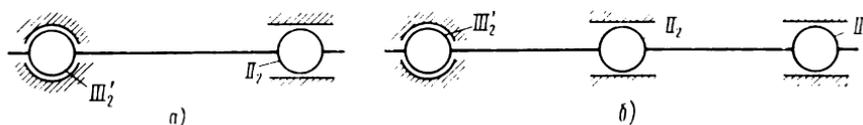


Рис. 1. Схемы опор вала:

а — правильная; б — неправильная

зовых турбин), так как за счет этого повышают надежность их работы и уменьшают трение.

Число избыточных связей для многих механизмов означает число размеров, требующих точного выполнения. Иногда это число размеров значительно больше числа избыточных связей. Поэтому важно наличие пассивных связей в механизме, а не их количество.

Примеры, приведенные для демонстрации вреда избыточных связей, позволяют сформулировать два основных правила конструирования рациональных механизмов:

каждый вал следует опирать на два, а не на большее число подшипников;

недопустимо применять сдвоенные механизмы (исключение можно делать только при наличии уравнительного устройства).

2. ПРОВЕРКА МЕХАНИЗМОВ НА ИЗБЫТОЧНЫЕ СВЯЗИ

Выше было установлено, что линейные и угловые отклонения в размерах звеньев не влияют на работу механизма без избыточных связей. Отсюда вытекает общее правило, пригодное для проектирования схем рациональных механизмов:

рациональный механизм должен собираться без натягов, даже если в размерах звеньев имеются отклонения от номинала (линейные и угловые). Иначе, при изменении линейных и угловых размеров звеньев в рациональном механизме не должно получаться натягов (имеется в виду изменение размеров только звеньев, а не кинематических пар).

Это правило можно объяснить и так. Разрежем одно из звеньев. Кинематика рационального механизма должна обеспечить возмож-

ность соединения его вновь без натяга сближением половинок звена по трем направлениям и путем относительного поворота их вокруг трех осей координат без деформаций звеньев.

При способе, предложенном С. А. Поповым, соединение звеньев необходимо проследить во время сборки. Если при отклонении размеров звеньев от номинальных будут натяги, то это указывает на наличие избыточных связей.

Кроме того, проверить механизм на наличие в нем избыточных связей можно путем подсчета их по структурным формулам. Известно, что авторы структурных формул предназначали последние для определения подвижности механизма, считая известным число учитываемых избыточных связей. Подвижностью механизма называют число независимых параметров, которые необходимо задать для определенности движения.

Практически, однако, подвижность механизма легко установить при внешнем осмотре механизма (получается проще и надежнее, чем по структурной формуле). Таким путем целесообразнее определять подвижность, подставляя ее значение в структурную формулу и находя из последней число избыточных связей. Ошибки при определении подвижности легко обнаружить по нелепому числу избыточных связей (например, отрицательному).

Подвижность механизма может быть общая и местная (пассивная). Местной условимся называть такую, которая не влияет на подвижность механизма в целом. Такую подвижность имеют ролики (вследствие возможного проскальзывания), блоки, шкивы, плавающие втулки и пальцы, шатуны и цилиндрические ползуны с шаровыми головками, а также кольца подшипников качения, если они на подвижной посадке (при рассмотрении подшипника). Шарики в желобе, кроме проскальзывания, имеют три местных подвижности — вращения вокруг трех осей координат. Звенья с местной подвижностью иногда применяют для обеспечения равномерного износа кинематических пар (например, плавающие пальцы и втулки). Местную подвижность могут иметь и группы звеньев.

В большинстве случаев такая подвижность недопустима. Этот вопрос рассмотрим ниже.

Для вывода структурной формулы воспользуемся классами кинематических пар, т. е. числом связей, обусловленных данной парой. Связями в кинематической паре называют ограниченные относительные перемещения по заданной оси координат и ограниченные угловые перемещения вокруг этой оси.

Ограниченное линейное перемещение вызывает необходимость передачи силы в кинематической паре между звеньями, а ограниченное угловое перемещение — момента между звеньями этой пары [18] и [19]. Поэтому понятию «условия связи» в структуре соответствуют понятия передаваемые силы или передаваемые моменты в динамике.

На эти силы или моменты следует рассчитывать кинематическую пару. Только при условии, когда пара выдерживает эту силу или момент, можно сказать, что связь действительно наложена.

Если число подвижных звеньев равно n , то они имеют $6n$ степеней свободы (три перемещения по трем осям координат и три вращения). Для определения подвижности механизма из них надо вычесть связи, накладываемые кинематическими парами.

Число p_k кинематических пар k -го класса, накладывают kp_k условий связи, а все кинематические пары $\sum_{k=1}^{k=5} kp_k$ условий связи.

Однако вычитать следует не все связи, так как избыточные связи дублируют другие связи, не уменьшая подвижности механизма, а только обращая его в статически неопределимую систему. Поэтому подвижность механизма

$$\omega = 6n - \left(\sum_{k=1}^{k=5} kp_k - q \right).$$

Эта формула (в несколько ином виде) предложена А. П. Малышевым.

Отсюда

$$q = \omega - 6n + \sum_{k=1}^{k=5} kp_k$$

или в развернутом виде

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I.$$

Другую структурную формулу предложил О. Г. Озол [14 и 15]. Он поддерживает целесообразность устранения избыточных связей и дает сразу формулу для определения их числа, т. е.

$$q = \omega + 6k - f,$$

где k — число независимых контуров в механизме;

$f = p_V + 2p_{IV} + 3p_{III} + 4p_{II} + 5p_I$ — сумма подвижностей кинематических пар.

Как показал Н. Е. Шамайденко, формулу О. Г. Озола можно вывести из формулы Малышева:

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I$$

или

$$q = \omega - 6n + (6 - 1) p_V + (6 - 2) p_{IV} + (6 - 3) p_{III} + \\ + (6 - 4) p_{II} + (6 - 5) p_I;$$

$$q = \omega + 6(p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I - n) - (p_V + 2p_{IV} + \\ + 3p_{III} + 4p_{II} + 5p_I),$$

но

$$p_V + 2p_{IV} + 3p_{III} + 4p_{II} + 5p_I = f$$

и

$$p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = p,$$

откуда

$$q = \omega + 6(p - n) - f.$$

В одноконтурном механизме (рис. 2, а, контур I) число пар на единицу больше подвижных звеньев, т. е.

$$p - n = 1.$$

Каждый следующий контур прибавляет число кинематических пар на единицу больше, чем число звеньев. Следовательно,

$$p - n = k.$$

Подставляя это значение, получим формулу Озола

$$q = \omega + 6k - f.$$

На основании этой формулы О. Г. Озол сделал обобщения, полезные для проектирования механизмов:

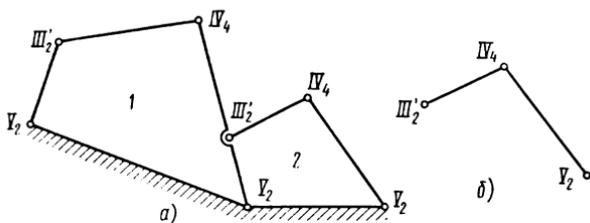


Рис. 2. Механизмы:

а — одноконтурный; б — двухконтурный

разомкнутая кинематическая цепь не имеет избыточных связей; в одноконтурном механизме с подвижностью, равной единице (подавляющее большинство случаев практики), в основном контуре многоконтурных механизмов сумма подвижностей кинематических пар равна семи (если нет избыточных связей).

Можно это дополнить еще одной зависимостью, т. е. когда к основному контуру присоединяют двухзвенную группу (рис. 2, б), то сумма подвижностей ее пар равна шести (при $q = 0$).

Формулы О. Г. Озола и А. П. Малышева равноценны.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КЛАССОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР БЕЗ ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ НА ИХ ПОДВИЖНОСТЬ

При рассмотрении отдельных кинематических пар расположим их в табл. 1. Здесь классы обозначены римскими цифрами I, II, III', III'', IV и V. Столбцы обозначены арабскими цифрами 1—5.

Каждую пару будем обозначать римской цифрой с индексом, соответствующим номеру столбца табл. 1. Такое обозначение позволяет легко найти по табл. 1 кинематическую пару, примененную в рассматриваемой схеме механизма. В крайнем столбце справа

обозначена подвижность кинематической пары, т. е. число движений линейных и угловых, которые она оставляет между звеньями. Вообще, сумма класса пары и подвижности всегда равна шести.

Таблица 1

	1	2	3	4	5	
I		Точечная 	Нитевая 	Ленточная (Линейчатая) 	(Линейчатая) 	5
II		Кольцевая 	Линейчатая 	(Кольцевая) 	(Полосковая) 	4
III'		Шаровая 		(Шаровая) 	(Винтовая) 	3
III''		Плоскостная 	Кольцевая со штифтом 		(Шлицевая) 	3
IV		Цилиндрическая 		Шаровая со штифтом 	Цепная 	2
V		Вращательная 	Поступательная 	Винтовая 		1

Простейшей кинематической парой является пара I_2 с точечным касанием рабочих поверхностей (см. табл. 1). Условимся называть ее «точечной парой»¹. Такую пару применяют в кулачко-

¹ В дальнейшем будем называть кинематические пары по виду контакта между звеньями.

вых механизмах с бочкообразным роликом, электрических контактах при малых нагрузках и зубьях зубчатых колес с сосредоточенным пятном касания (бочкообразных). Из нее, как мы увидим дальше, путем логических преобразований можно получить все известные кинематические пары.

Точечная пара будет **парой первого класса**, так как она препятствует относительному перемещению и передает силу, направленную по общей нормали к рабочим поверхностям, оставляя свободу всем другим относительным перемещениям (двум перемещениям по обеим касательным и вращениям вокруг всех трех осей), т. е. является парой с пятью подвижностями.

Частным случаем такой пары является случай, когда одна из поверхностей обращается в точку. Условимся такую кинематическую пару называть «точка на поверхности».

Чтобы получить пару второго класса (два условия связи), необходимо соединить две пары первого класса, так как каждая из них дает одно условие связи. Вообще, для получения пары любого класса их следует соединять параллельно. При этом сумма классов соединяемых пар равна классу получаемой пары, а при наличии избыточных связей на величину этих связей больше класса получаемой пары.

Вместо точечного касания может иметь место касание по небольшой площадке. Тогда число этих площадок, нагрузка между которыми распределяется статически определимо, равняется классу пары (при силовом замыкании). Могут эти площадки соединяться в одно целое. Тогда касание происходит по поверхности (в парах третьего класса и выше).

При параллельном соединении нескольких пар низшего класса в общем случае остается соединение этих пар, а в частном (или нескольких частных) получается пара высшего класса.

При образовании **пар второго класса** из точечных пар интересны два случая.

В первом случае, когда плоскости, проведенные через точку касания касательно к рабочим поверхностям обеих точечных пар, совпадают. Тогда рабочие поверхности этих пар, принадлежащие одному звену, можно слить в одну цилиндрическую (или вообще линейчатую) поверхность. В результате получается пара II_3 с линейчатым контактом, которую условимся называть «линейчатой».

Линейчатая пара может передавать между звеньями силу, направленную по нормали, и небольшой момент вокруг оси, перпендикулярной нормали и линии соприкосновения. В этой паре должен обеспечиваться линейчатый контакт за счет других кинематических пар. Если линейчатый контакт будет нарушен (например, при срезании направляющей шпонки роликового толкателя), то эта пара обращается в точечную пару первого класса.

Другой случай имеет место при соединении двух пар типа «точка на поверхности», когда расстояние между точками, работаю-

щими на двух поверхностях, равно нулю. Следовательно, точка должна одновременно двигаться по двум поверхностям, т. е. по линии их пересечения. Получается кинематическая пара II_2 «точка на линии». Конструктивно ее можно оформить в виде шара,двигающегося внутри трубки. Условимся называть ее «кольцевой». Она потребует в дальнейшем при рассмотрении подшипников качения. Кольцевая пара может передавать две силы в двух направлениях, перпендикулярных оси трубки.

При образовании пар третьего класса из трех точечных пар возможны два случая.

В первом случае рабочие поверхности точечных пар, принадлежащие одному звену, являются частями одной шаровой поверхности. Тогда поверхности другого звена могут быть также шаровыми (целой или разделенной на три части), и звенья будут соприкасаться по шаровой поверхности. Условимся эту пару III'_2 называть «шаровой». Шаровая пара ограничивает перемещения по всем трем осям и может передавать соответствующие силы, оставляя свободным вращение вокруг всех трех осей (трехподвижная пара).

Во втором случае рабочие поверхности точечных пар, принадлежащих одному звену, являются частями одной плоскости. Тогда и поверхности другого звена могут быть плоскостью целой или разделенной на три части и звенья будут соприкасаться по плоскости. Условимся эту пару III''_2 называть «плоскостной».

Еще одну пару III'''_3 можно получить из кольцевой и точечной или линейчатой пар. В последнем случае в ней получается одна избыточная связь. Такая пара, которую будем называть кольцевой со штифтом, может передавать силы в двух направлениях, перпендикулярных оси трубки, и момент вокруг оси трубки, т. е. она может служить универсальным карданом.

Пару четвертого класса можно получить из четырех точечных пар, рассмотрев тот случай, когда их рабочие поверхности являются частями одной цилиндрической поверхности. Тогда и поверхности другого звена и соприкосновение может быть по цилиндрической поверхности.

Условимся эту пару IV_2 называть «цилиндрической». Она ограничивает перемещения, перпендикулярные валу, и передает соответствующие силы, а также ограничивает вращение около осей, перпендикулярных валу, и передает соответствующие моменты. Эта пара оставляет свободными вращение вокруг оси вала и перемещение вдоль оси вала, т. е. является двухподвижной парой.

Цилиндрическая пара выгодно отличается от других простотой изготовления: точение и шлифование для одного звена, сверление и развертывание для другого. Кроме того, разбирают ее путем осевого перемещения одного из звеньев, т. е. не требуется изготовления разъемных звеньев.

Цилиндрическая пара должна найти самое широкое применение.

Другую пару IV_4 четвертого класса можно получить соединением шаровой пары III'_2 с точечной I_2 или линейчатой II_3 парами, в последнем случае в ней получается одна избыточная связь. Пара ограничивает перемещения по трем осям и вращение около одной оси координат и оставляет свободными вращения около двух других осей координат, т. е. тоже является двухподвижной парой. Такая пара, которую будем называть «шаровой со штифтом», встречается в качестве опоры вкладыша самоустанавливающихся подшипников скольжения. Она может служить карданным шарниром.

Третью пару IV_5 четвертого класса можно получить в том случае, когда рабочие поверхности четырех точечных пар являются частями поверхности круглого кольца (тора). Такая пара встречается в сочленении звеньев сварных цепей. Поэтому мы будем называть ее «цепной». В структурном отношении она равноценна паре шаровой со штифтом и только представляет другое конструктивное оформление. Она может передавать усилия в трех направлениях и момент вокруг одной оси, оставляя свободными вращения около двух осей координат.

Пары пятого класса можно получить из пяти точечных пар. Интересно рассмотреть случай, когда рабочие поверхности всех точечных пар, принадлежащие одному звену, являются частями одной винтовой поверхности. Тогда и поверхности другого звена могут быть частями винтовой поверхности и звенья будут соприкасаться по винтовой поверхности. Такую пару V_4 принято называть винтовой.

Винтовая пара с однозаходным винтом не имеет избыточных связей, а при многозаходном каждый заход сверх одного вводит пять избыточных связей. Избыточные связи в паре безвредны, так как ее легко выполнить с достаточной точностью путем обработки всех винтовых поверхностей с одной установки на станке. Необходимо только обеспечить равномерное распределение усилий между заходами винта.

Вращательную пару V_2 можно получить путем соединения цилиндрической пары с плоскостной. Она имеет две избыточные связи, поэтому требуется точно выдерживать перпендикулярность плоской пары к оси цилиндрической в двух направлениях. Эту точность легко получить, если торцовую и цилиндрическую поверхности обработать с одной установки на станке.

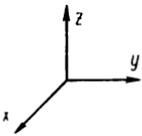
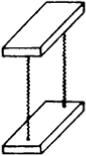
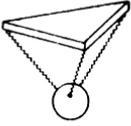
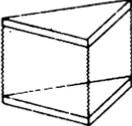
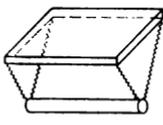
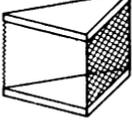
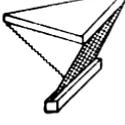
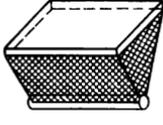
Поступательную пару V_3 можно получить из двух плоскостных пар третьего класса. Она имеет одну избыточную связь, поэтому требуется точное совпадение угла между плоскостями у обоих звеньев.

Следует отметить, что при оформлении поступательной пары в виде шлицевого соединения число избыточных связей может

быть очень велико. Последние безвредны, так как обычно шлицевые соединения выполняют с достаточной точностью.

При наличии гибких связей (тросы, канаты, ремни и ленты транспортеров) целесообразно каждую из них рассматривать как кинематическую пару, соединяющую жесткие звенья и всегда

Таблица 2

	I_3  Q_z	II_3  Q_z, M_y
III_2'  Q_x, Q_y, Q_z	III_2''  Q_z, M_x, M_y	III_6''  Q_x, Q_y, M_z
IV_2  Q_x, Q_y, M_x, M_z	IV_3  Q_x, Q_z, M_x, M_y	IV_5  Q_x, Q_y, Q_z, M_y
V_2  Q_x, Q_y, Q_z, M_x, M_z	V_3  Q_x, Q_z, M_x, M_y, M_z	V_4  $Q_x, Q_z, M_x, M_z, M_y = f(Q_y)$

имеющую силовое замыкание [17], [24]. Поэтому при подсчете числа звеньев следует иметь в виду только жесткие звенья.

В список кинематических пар необходимо добавить две пары, образуемые гибкими связями (нить и лист). Нить является парой I_3 первого класса и ограничивает перемещение по длине, оставляя свободными пять остальных относительных перемещений (пятиподвижная пара). Лист (при достаточной ширине) является парой III_4'' третьего класса. Он ограничивает перемещения в своей плоскости и вращение вокруг оси, перпендикулярной этой плоскости, оставляя свободными другие перемещения (трехподвижная пара).

При наличии подшипников качения обычно не представляют интереса подвижности, полученные за счет движения шариков, роликов, сепараторов, колец на скользящей посадке и т. д. (за исключением случая, когда исследуют сам подшипник). Поэтому целесообразно подшипники качения рассматривать как кинематические пары по отношению к движению тех звеньев, которые они соединяют (в зависимости от их конструкции и способа закрепления колец) и включить их в таблицу кинематических пар (см. табл. 1).

В дальнейшем для упрощения вычерчивания схем механизмов подшипники будем изображать так же, как и кинематические пары с трением скольжения, накладывающие те же условия связи.

Первый столбец относится к подшипникам качения. Сферические подшипники могут быть парой II_1 при наружном кольце на подвижной посадке или парой III'_1 при закрепленном наружном кольце. Они могут быть со сферой на наружном кольце, шариковыми II_1 или с бочкообразными роликами III'_1 .

В настоящее время за рубежом изготавливают подшипники III'_1 со сферой на внутреннем кольце и вогнутыми роликами. Наружное кольцо здесь показано цельным, хотя чаще для регулировки его делают из двух частей. При возможных перекосах наружного кольца относительно геометрической оси вращения выгоднее использовать подшипники со сферой на наружном кольце, а в случае перекосов внутреннего кольца — подшипники со сферой на внутреннем кольце. При соблюдении этих условий перекосы могут быть очень большими (лишь бы ролики не выходили за пределы сферы). Если эти условия нарушены, ролики при перекосах начинают скользить, а момент, выворачивающий подшипник, возрастает вместе с увеличением угла перекоса.

Все три вида сферических подшипников могут служить парами второго и третьего классов.

В таблицу кинематических пар включены также пары, образуемые гибкими соединениями. Нитевая накладывает одно условие связи, как точечная пара, а листовая — три, как кольцевая пара со штифтом.

Особенно интересна винтовая пара, которая представляет собой скрученную в цилиндр ленту. При растягивании она раскручивается и получается преобразование поступательного движения во вращательное или силы в момент аналогично винтовой паре. Следует также учитывать, что винтовая гибкая пара состоит из двух лент, закрученных в противоположные стороны, т. е. соответствует винтовой стяжке. При раскручивании ленты изменяется шаг, поэтому она соответствует винтовой паре переменного шага. Скрученная лента является гибкой, поэтому она может передавать только небольшие поперечные силы Q_x и Q_z и небольшие выворачивающие моменты M_x и M_z .

Гибкие соединения работают практически без трения, что является очень большим их преимуществом.

Комбинируя нитевые и листовые пары, можно получить кинематические соединения любых классов (табл. 2), в которых они соединяются параллельно и условия связи складываются.

Соединение двух параллельных нитевых пар дает пару II_3 , аналогичную линейчатой, соединение трех нитевых пар, пересекающихся в одной точке, — пару III'_2 , аналогичную шаровой, соединение трех параллельных нитевых пар — пару III''_2 , аналогичную плоскостной; соединение четырех нитевых пар, пересекающих одну прямую в двух точках — пару IV_2 , аналогичную цилиндрической, соединение листовой пары и параллельной ей нитевой — пару IV_3 четвертого класса; соединение листовой пары и нитевой, когда они пересекают одну прямую — пару IV_{45} , аналогичную шаровой со штифтом или цепной.

Соединение двух листовых пар накладывает шесть условий связи. Одно из них является избыточным, при котором образуется соединение пятого класса. Избыточная связь требует точной сборки листовых пар.

Если листовые пары пересекают прямую, то получается вращательная пара V_2 (вращение вокруг этой прямой). Такую пару широко применяют на практике в виде «крестового шарнира». Здесь обычно листовые пары сдвинуты вдоль оси. При этом каждую из них можно соединить с обоими звеньями на равных расстояниях от оси (а не на оси), что более благоприятно для ее прочности.

Если листовые пары параллельны, то получается поступательная пара V_3 , применяемая, например, в чертежных кронциркулях. Таким образом, все классы кинематических пар можно выполнить из гибких соединений, что важно для тех случаев, где надо избежать трения.

Цепи целесообразно рассматривать целиком как гибкие связи; сварную — нитевую, шарнирную — листовую. Учитывая, что цепи не могут скользить по звездочкам, каждый участок цепи между двумя звездочками следует рассматривать как отдельную гибкую связь. В число кинематических пар можно включить и неподвижные соединения, рассматривая их как пары шестого класса. Однако из-за большого их числа они не уместятся в табл. 1. Поэтому неподвижные соединения рассмотрены в отдельном параграфе.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КЛАССОВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЗАЗОРОВ НА ИХ ПОДВИЖНОСТЬ

До сих пор подвижность кинематических пар определяли без учета зазоров. Так и приходится делать, если кинематические пары выполнены в виде подшипников качения, зазоры в которых ничтожны, могут отсутствовать, или даже иметься натяги. При на-

личии зазоров получается дополнительная подвижность, которую иногда используют для работы механизма [18], [19].

В качестве примера использования зазоров для увеличения подвижности укажем на зубчатый кардан III'_5 , применяемый на некоторых автомобилях для соединения коробки передач с промежуточным валом. Зубчатый кардан представляет собой шлицевое соединение с очень малой длиной по сравнению с диаметром, обычно выполняемое с эвольвентным профилем.

Чтобы установить, какие условия связи устраняются в кинематических парах, рассмотрим в качестве примера вращательную пару с цилиндрическим пальцем (рис. 3). За счет зазора δ относительное поступательное перемещение звеньев равно тоже δ , т. е. при практически встречающихся зазорах оно очень невелико. Зазор быстро оказывается выбранным и дальше пара передает силу и ограничивает относительное поступательное движение. Следовательно, при наличии зазоров сохраняются силы, передаваемые кинематическими парами и ограничиваемые ими поступательные перемещения.

За счет зазора δ относительный поворот звеньев равен углу $2 \arcsin \frac{\delta}{l}$, перемещение другого конца звена можно найти из подобия треугольников (см. рис. 3):

$$\frac{\frac{1}{2} S}{L} = \frac{\delta}{l}; \quad S = 2 \frac{L}{l} \delta, \text{ практически}$$

$$\frac{L}{l} = 10 \div 100,$$

откуда

$$S = (20 \div 200) \delta.$$

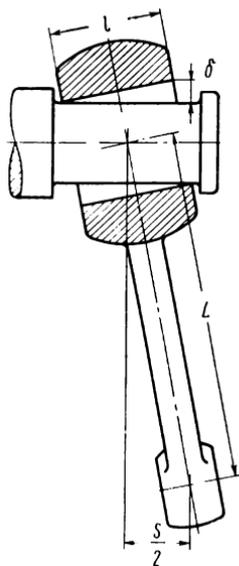


Рис. 3. Вращательная пара с цилиндрическим пальцем, обладающая дополнительной угловой подвижностью за счет зазора

Это перемещение можно использовать для работы механизма и устранения избыточных связей.

Если $L = l$, то $S = 2\delta$, т. е. тоже невелико.

Следовательно, при наличии зазоров можно устранить те передаваемые моменты и ограничиваемые относительные вращения, в плоскости действия которых кинематическая пара имеет незначительные размеры по сравнению с длиной звена.

При наличии зазоров вращательная пара V_2 теряет возможность передавать моменты M_x и M_z , обращаясь в шаровую пару III'_4 ; цилиндрическая пара IV_2 теряет M_x и M_z , обращается в кольцевую пару II_4 , поступательная пара V_3 теряет M_x и M_z , обращаясь

в шлицевую пару III_5^* (момент M_y , передаваемый зацепляющимися зубьями, сохраняется);

винтовая пара V_4 — теряет M_x и M_z , обращаясь в винтовую пару III_5^* .

Плоскостная пара III_2^* при малых размерах ее по сравнению с размерами звена теряет моменты M_x и M_y и обращается в площадочную пару I_4 первого класса. В табл. 1 показана эта пара при силовом замыкании и разговор о зазорах здесь отпадает. Если же имеет место геометрическое замыкание, то пара представляет собой элемент одного звена в виде пластины, расположенной в пазу элемента второго звена. Тогда передаваемые моменты M_x и M_y можно устранить только при наличии зазоров и конечно малых размерах пары.

Эти соображения следует учитывать и при рассмотрении двух нижеследующих пар II_5 и I_5 .

Листовая пара передает две силы и момент только при достаточной ширине ленты. В противном случае она работает только как нитевая, т. е. накладывает одно условие связи I_3 . Исходя из этих соображений в табл. 1 за жирной линией показаны кинематические пары, условия связи которых найдены с учетом зазоров. Названия этих пар даны в скобках.

Если учитывать зазоры в кинематических парах, то спроектировать механизм без избыточных связей гораздо легче, чем без учета зазоров. Однако такой механизм в изготовлении, сборке и эксплуатации не дает всех выгод механизма без избыточных связей, так как, если тот же механизм рассчитать без учета зазоров, то останутся избыточные связи. Поэтому расчетом с учетом зазоров следует пользоваться только при больших размерах звена по сравнению с размером кинематической пары.

Наиболее важным применением расчета с учетом зазоров является определение избыточных связей, которые приходится оставить в тех случаях, когда полностью их устранить не удается.

5. ВЫЯВЛЕНИЕ ОСОБО ВРЕДНЫХ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ ПО ПЛОСКОЙ ИЛИ СФЕРИЧЕСКОЙ СХЕМАМ МЕХАНИЗМА

В настоящее время наибольшее распространение получили плоские механизмы, т. е. такие, звенья которых движутся в параллельных плоскостях. Определять числа избыточных связей для этих механизмов следует также по формулам А. П. Малышева и О. Г. Озола. Однако при решении вопроса о том, какие избыточные связи следует оставить, когда не удается устранить их полностью, можно пользоваться и плоской схемой. Для этого рассматривают проекцию всех звеньев на одну плоскость или совмещают все звенья с одной плоскостью. Такие приемы являются искусственными, так как обычно звенья и кинематические пары располагаются в параллельных плоскостях (например, кривошип и шатун).

На плоской схеме нельзя обнаружить силы, действующие по оси z^1 , с соответствующими избыточными связями и моменты вокруг осей x и y также с соответствующими избыточными связями, которые бывают у плоских механизмов. На этой схеме можно исследовать только силы по осям x и y , моменты вокруг оси z и соответствующие им избыточные связи, которые обозначим через q_n .

Вообще, плоская схема не может полностью отразить работу механизма, так же, как одна проекция не может полностью его изобразить. Подвижность ω_n механизма на плоской схеме отличается от действительной подвижности ω , так как плоская схема не учитывает вращения звеньев вокруг осей, расположенных в плоскости $хоу$ (например, вращение шатуна с шаровыми головками вокруг своей оси).

Выведем формулу для плоской схемы. Любое подвижное звено на плоскости имеет три степени свободы, а всего $3n$ степеней свободы.

Каждая вращательная пара, независимо от того, является ли она парой пятого, четвертого, третьего или даже второго класса (кольцевая), на плоской схеме накладывает два условия связи — ограничивает перемещения по осям x и y . Каждая поступательная пара, независимо от того, является ли она парой пятого, четвертого (например, тронковый поршень) или третьего класса, накладывает на плоской схеме два условия связи — ограничивает перемещение в направлении, перпендикулярном этой паре, и ограничивает вращение вокруг оси, перпендикулярной плоскости механизма.

Следовательно, на плоской схеме низшие пары наложат $2p_n$ условий связи.²

Каждая высшая пара (второго или первого класса) наложит на плоской схеме одно условие связи — ограничит перемещение по нормали. Гибкие связи (нитевые или листовые) на плоской схеме накладывают одно условие связи — ограничивают продольное перемещение. Следовательно, все высшие пары и гибкие связи можно рассматривать вместе. Они наложат p_v условий связи, где p_v — сумма числа высших пар и гибких связей.

Подвижность механизма по плоской схеме, учитывая избыточные связи,

$$\omega_n = 3n - (2p_n + p_v - q_n).$$

Эта формула (без учета избыточных связей и высших пар и для $\omega_n = 1$) впервые предложена П. Л. Чебышевым.

¹ Здесь и ниже на всех чертежах будем считать, что ось x направлена горизонтально, ось y — вертикально в плоскости чертежа, ось z — перпендикулярно плоскости чертежа.

² Здесь под низшими парами следует понимать поступательную и вращательную. Винтовую пару не рассматриваем, так как механизмы с такими парами не могут быть плоскими.

Из нее

$$q_n = \omega_n - 3n + 2\rho_n + p_0.$$

Структурную формулу для плоской схемы дал также и О. Г. Озол:

$$q_n = \omega_n + 3k - f_n,$$

где f_n — число подвижностей кинематических пар на плоской схеме.

Эту зависимость можно также вывести из формулы П. Л. Чебышева.

Поступательная и вращательная пары здесь имеют по одной подвижности, высшая и гибкая — по две подвижности.

Плоская схема не является единственной искусственной схемой, применяемой при исследовании механизмов.

Встречающиеся на практике сферические механизмы (конические колеса, карданные шарниры) очень удобно исследовать на сферической схеме, рассматривая проекцию всех звеньев на сферу или совмещая все звенья с одной шаровой поверхностью.

Вывод формулы для подвижности ω_c и числа избыточных связей q_c по сферической схеме отличается от вывода аналогичных формул для плоской схемы только отсутствием гибких связей и потому здесь не приведен.

Окончательные формулы:

$$\omega_c = 3n - 2\rho_n - p_0 + q_c$$

и

$$q_c = \omega_c - 3n + 2\rho_n + p_0.$$

Сказанное полностью объясняет замеченную академиком И. И. Артолевым применимость формулы П. А. Чебышева к сферическим механизмам [2].

Учитывая, что формулы для плоской и сферической схемы получились одинаковыми, любую из них можно применить к механизмам, содержащим цилиндрические и конические, зубчатые колеса.

Возможно, что, кроме плоской и сферической схемы, для некоторых механизмов целесообразно рассматривать их проекции и на другие поверхности (цилиндрические) и выводить соответствующие формулы.

При проектировании механизмов целесообразно вначале устранить избыточные связи, найденные по формуле для плоской или сферической схемы, а затем по основной формуле (с учетом или без учета зазоров в зависимости от рассматриваемого случая) подсчитать и устранить избыточные связи.

6. СТРУКТУРНАЯ ФОРМУЛА ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Зубчатые механизмы, имеющие и цилиндрические и конические колеса, нельзя причислить ни к плоским ни к сферическим. Упрощенная формула для этого случая еще более простая, чем формула П. Л. Чебышева, предлагается ниже [31].

Рассмотрим зубчатые механизмы со звеньями, имеющими только вращательное движение (абсолютное или относительное), т. е. как рядовые передачи, так и планетарные механизмы. При этом каждое звено соединяем со стойкой или другим звеном вращательной или поступательной парой. Следовательно, число звеньев равно числу низших пар. Класс этой пары не учитываем. Не учитываем также и число пар, соединяющих два звена в случае, если оси пар совпадают. При таком рассмотрении подвижность каждого звена равна единице, а n подвижных звеньев имеют подвижность n единиц.

Каждое зубчатое зацепление с параллельными, пересекающимися или скрещивающимися осями, независимо от класса контакта между зубьями (точечный или линейчатый контакт) накладывает одно условие связи, а всего их p_z , т. е. равно числу зацеплений. Отсюда надо вычесть избыточные связи q_z , так как они не уменьшают подвижности, а только дублируют другие связи. Поэтому подвижность механизма при таком рассмотрении

$$\omega_z = n - (p_z - q_z) = n - p_z + q_z.$$

Откуда

$$q_z = \omega_z - n + p_z.$$

Для частного случая зубчатого плоского или сферического механизма ее можно вывести из формулы П. Л. Чебышева $q_n = \omega_n - 3n + 2p_n + p_a$. В зубчатых механизмах $p_n = n$. Подставив это значение, получим

$$q_n = \omega_n - n + p_a.$$

Выведенную формулу можно применить и к зубчатым механизмам с плавающими звеньями на шарнирных карданах, если соблюдено равенство между числом подвижных звеньев и числом вращательных пар.

Для сложных механизмов расчеты по выведенной формуле можно еще упростить. Для этого вместо n можно брать число систем звеньев, соединенных зубчатыми передачами с неподвижными осями (так как подвижность такой системы тоже единица). Однако при этом вместо p_z следует подставлять число не всех зубчатых зацеплений, а только тех, которые связывают выделенные системы. Эти системы могут связывать и дифференциалы, которые также накладывают одно условие связи.

7. ПРИМЕНЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ В РАЦИОНАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Устранение избыточных связей требует уменьшения класса кинематических пар. В парах на подшипниках качения это получается очень легко, так как имеющиеся подшипники обеспечивают почти равноценно все классы кинематических пар (см. табл. 1,

Таблица 3

I	$5 = 3 + 2 \quad Q_z$ I_{23} 	$5 = 3 + 1 + 1 \quad Q_z$ I_{23} 	$5 = 2 + 2 + 1 \quad Q_z$ I_{23} 	$5 = 2 + 1 + 1 + 1 \quad Q_z$ I_{23} 	$5 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 \quad Q_z$ I_{23} 	$5 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 \quad M_z$
II	$4 = 3 + 1 \quad Q_x, Q_z$ II_2 	$4 = 2 + 1 + 1 \quad Q_x, Q_z$ II_2 	$4 = 1 + 1 + 1 + 1 \quad Q_x, M_z$ 	$4 = 2 + 2 \quad Q_z, M_z$ 	$4 = 1 + 1 + 2 \quad Q_z, M_y$ II_3 	$4 = 1 + 3 \quad M_x, M_y$
III	$3 = 1 + 1 + 1 \quad Q_x, Q_y, Q_z$ III_2 	$3 = 1 + 1 + 1 \quad Q_x, Q_y, M_z$ III_{3+5} 	$3 = 1 + 2 \quad Q_x, Q_z, M_z$ III_{3+5} 	$3 = 1 + 2 \quad Q_y, M_y, M_z$ III_{3+5} 	$3 = 1 + 1 + 1 \quad Q_z, M_x, M_y$ III_2 	$3 = 1 + 1 + 1 \quad M_x, M_y, M_z$
IV	$2 = 1 + 1 \quad Q_x, Q_y, Q_z, M_z$ IV_{4+5} 	$2 = 1 + 1 \quad z \quad Q_y, Q_z, M_x, M_z$ 	$2 = 1 + 1 \quad z \quad Q_x, Q_y, M_y, M_z$ 	$2 = 1 + 1 \quad Q_x, Q_z, M_x, M_z$ IV_2 	$2 = 1 + 1 \quad z \quad Q_z, M_x, M_y, M_z$ 	

столбец 1). В остальных случаях снижение класса кинематических пар может привести к парам с линейчатым и даже точечным контактом, которые непригодны для передачи больших сил и моментов.

Избежать этого можно, если вместо кинематических пар применить кинематические соединения, составленные из нескольких последовательно соединенных кинематических пар. Много таких соединений разработал С. С. Арутюнов [3] и [4]. Однако он не добивался устранения избыточных связей, поэтому его таблица здесь не приведена.

Как установил Н. Е. Шамайденко [37], при последовательном соединении пар их подвижности складываются. Это позволяет

получить кинематические соединения с одной, двумя, тремя и четырьмя условиями связи из пар с поверхностным контактом пятого, четвертого и третьего классов. Для сравнения напомним, что при параллельном соединении пар складываются условия связи, ими накладываемые.

Такие соединения показаны в табл. 3, а соединения, не вошедшие в нее, имеющие местную подвижность или линейчатый контакт, — на рис. 4. Каждая строка таблицы соответствует своему классу соединения, т. е. числу условий связи, им накладываемых. Столбцы обозначены буквами в отличие от таблицы кинематических пар.

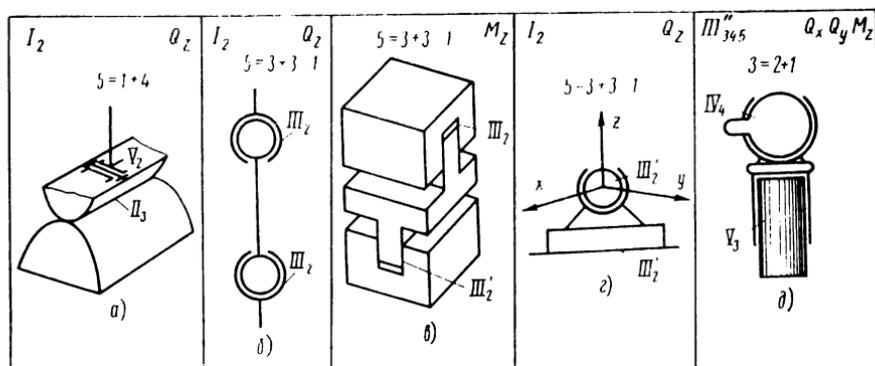


Рис. 4. Кинематические соединения с местной подвижностью или линейчатым контактом

Направления осей координат для всех схем одинаковы: x — на наблюдателя, y — вправо и z — кверху. В правом верхнем углу каждой схемы перечислены силы и моменты, передаваемые данным соединением; в левом верхнем углу — обозначение по таблице кинематических пар (той пары, которую заменяет данное соединение).

На некоторых схемах такое обозначение отсутствует, что указывает на отсутствие соответствующей кинематической пары, которая могла бы передать такую же комбинацию сил и моментов. В этом большое преимущество кинематического соединения перед кинематической парой.

Как показал И. И. Артоболовский, кинематическая пара не может передавать только моменты без передачи сил. Кинематическое соединение имеет эту возможность, например I_e , II_e , III_e .

Таблица кинематических соединений составлена из вращательных V_2 цилиндрических IV_2 , шаровых III_2 , плоскостных III_2 и частично из поступательных V_3 пар. Поступательные пары здесь применены мало потому, что при нескольких таких парах соединение получается неконструктивным (III_d , III_e и IV_d).

Поэтому их применяют только там, где необходимо дать перемещения по осям координат (станки). Кроме того, поступательные пары не могут дать вращательных подвижностей. Следовательно, больше трех в соединении их применять нельзя.

Образование кинематических соединений можно проследить путем подсчета подвижностей.

Соединения первого класса (подвижность 5) можно получить путем различных комбинаций чисел 4, 3, 2 и 1, когда их сумма равна пяти, т. е.:

- 5 = 4 + 1 — одна пара II_3 и одна V_2 (рис. 4, а);
- 5 = 3 + 2 — одна пара III'_2 и одна IV_2 (табл. 3, Ia);
- 5 = 3 + 1 + 1 — одна пара III'_2 и две V_2 (табл. 3, Ib);
- 5 = 2 + 2 + 1 — две пары IV_2 и одна V_2 (табл. 3, Ic);
- 5 = 2 + 1 + 1 + 1 — одна пара IV_2 и три V_2 (табл. 3, Id);
- 5 = 1 + 1 + 1 + 1 + 1 — пять вращательных пар V_2 (табл. 3, Ie);
или одна поступательная V_3 и четыре вращательных V_2 (табл. 3, Ie).

Последняя особенно интересна тем, что передает только момент без передачи сил. Нетрудно заметить, что получается двойной кардан со шлицевым соединением.

Если допустить местную подвижность, т. е. вращение соединительного звена вокруг своей оси, то соединение можно образовать так:

- 5 = 3 + 3 — 1 — две шаровые пары III'_2 (рис. 4, б) или одна шаровая III'_2 и одна III''_2 (рис. 4, в) или две III''_2 (рис. 4, в).

Соединения второго класса (подвижность 4) можно получить путем различных комбинаций чисел 3, 2 и 1, когда их сумма равна четырем, т. е.

- 4 = 3 + 1 — одна шаровая пара III'_2 и одна пара V_3 (табл. 3, IIa);
- 4 = 3 + 1 — одна плоскостная пара III''_2 и одна поступательная V_3 (табл. 3, IIe);
- 4 = 2 + 2 — две цилиндрические пары IV_2 (табл. 3, IIz);
- 4 = 2 + 1 + 1 — одна цилиндрическая IV_2 и две V_2 (табл. 3, IIб или IIд);
- 4 = 1 + 1 + 1 + 1 — четыре вращательные пары V_2 (табл. 3, IIв).

Конструктивно III'_2 и V_3 может быть в двух вариантах. При больших перемещениях и малых углах шаровая пара располагается внутри поступательной (верхняя схема), при малых перемещениях и больших поворотах поступательная пара располагается внутри шаровой (нижняя схема).

Соединение из III''_2 и V_3 интересно тем, что оно передает одни моменты без передачи сил.

Соединения третьего класса (подвижность 3) можно получить путем различных комбинаций чисел 2 и 1, когда их сумма равна трем, т. е.:

- 3 2 + 1 — одна цилиндрическая IV_2 и одна поступательная V_3 (табл. 3, III_2);
 одна цилиндрическая IV_2 и одна вращательная V_2 (табл. 3, III_3);
 одна IV_4 и одна поступательная V_3 (рис. 4, δ);
- 3 = 1 + 1 + 1 — три вращательных V_2 (табл. 3, III_a);
 две вращательных V_2 и одна поступательная V_3 (табл. 3, III_6);
 одна вращательная V_2 и две поступательных V_3 (табл. 3, III_8);
 три поступательных V_3 (табл. 3, III_9).

Соединения четвертого класса (подвижность 2) могут быть следующими:

- 2 = 1 + 1 — две вращательных пары V_2 с перпендикулярными осями (табл. 3, IV_a);
 две вращательных пары V_2 с параллельными осями (табл. 3, IV_6);
 одна вращательная пара V_2 и одна поступательная с перпендикулярными осями (табл. 3, IV_8);
 одна вращательная пара V_2 и одна поступательная с параллельными осями (табл. 3, IV_2);
 две поступательных пары (табл. 3, IV_9).

При оформлении кинематических соединений оси взаимно перпендикулярных вращательных пар должны пересекаться в одной точке. Кроме того, необходимо, чтобы середины этих пар совпадали с точкой пересечения осей. Для этого одну из пар приходится выполнять из двух частей. Это обеспечивает равномерность контактного напряжения в парах по их длине. Последнее условие особенно важно выполнить, когда соединение передает большие силы по сравнению с моментами.

При двух вращательных парах с взаимно перпендикулярными осями получается устройство, аналогичное карданному шарниру.

Сложнее получается схема, когда в одной точке пересекаются оси трех пар II_6 и III_a . Однако, если вращательная пара передает только осевые усилия и не передает радиальные, то ее можно располагать и консольно (I_6 , I_2 , I_9 , II_6). Такая схема проще.

8. ВОЗМОЖНЫЕ ОШИБКИ ПРИ ВЫБОРЕ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании схемы механизма возможны три основные ошибки.

Первая ошибка заключается в потере подвижности механизма. Возможность такой ошибки и способы ее устранения хорошо известны конструкторам. Кроме того, она не связана с устранением избыточных связей. Поэтому ее здесь не рассматриваем.

Второй ошибкой является возникновение лишней подвижности. При этом нарушается определенность движения и механизм перестает работать. Возникнуть она может при неправильном устранении избыточных связей, которое осуществляют путем уменьшения классов кинематических пар или введения дополнительных

пар. Может случиться, что будут устранены не те связи, которые требуется. Тогда останутся избыточные связи и возникнут лишние подвижности, которые могут оказаться вредными. Дело осложняется тем, что все структурные формулы не дают величины избыточных связей и подвижности в отдельности, а дают только их разность.

Для примера рассмотрим ферму (рис. 5, а), заимствованную у И. М. Рабиновича, в которой нет избыточных связей и лишних

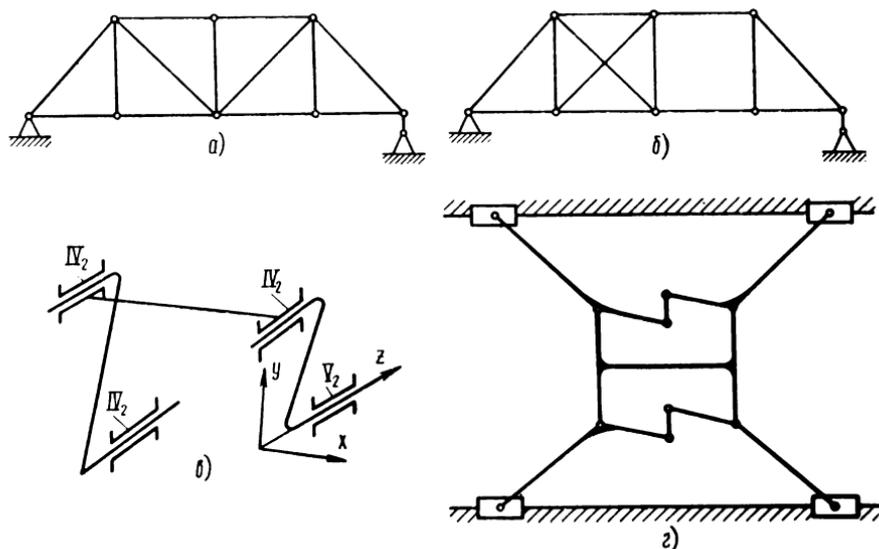


Рис. 5. Неправильные схемы плоских механизмов с вредными местными подвижностями и избыточными связями

подвижностей, что можно проверить по формулам П. Л. Чебышева или О. Г. Озола для плоской схемы. Но если переставить одно звено (рис. 5, б), то при том же числе звеньев ($n = 14$) и шарниров ($p_n = 21$) в правой половине появится вредная подвижность $\omega_n = 1$, а в левой — избыточная связь $q_n = 1$, что и подтверждает формула П. Л. Чебышева, т. е.

$$q_n = \omega_n - 3n + 2p_n + p_a$$

или

$$1 = 1 - 3 \cdot 14 + 2 \cdot 21.$$

Отсюда вытекает первый прием выявления таких дефектов.

Механизм следует рассматривать по частям (в данном случае отдельно правую и левую половины) и выявлять в них подвижности и избыточные связи.

В другом примере кривошипно-коромысловый механизм (рис. 5, в) включает одну вращательную пару V_2 и три цилиндрических IV_2 . Однако такой механизм неработоспособен. Коромысло

и шатун имеют подвижность вдоль оси и могут свалиться во время работы. Поэтому $w = 3$ является основной подвижностью и местными подвижностями шатуна и коромысла в осевом направлении. По формуле А. П. Малышева

$$q = w - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} +$$

$$q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 3 = 2.$$

Избыточные связи создают угловые натяги в кинематических парах. Это можно обнаружить рассматривая сборку механизма. При сборке последней кинематической пары (например, на пальце кривошипа) происходят относительные перемещения (сближение) ее элементов: по оси x — за счет поворота коромысла (кривошип считаем неподвижным); по оси y — за счет поворота шатуна; три подвижности по оси z — за счет осевого перемещения в трех цилиндрических парах (двух лишних). Кроме того, имеют место угловые сближения вокруг осей x и y за счет натяга. Вокруг оси z углового сближения не требуется, так как эту подвижность дает сама собираемая пара.

Следовательно, возникают две лишние подвижности и две избыточные связи. Отсюда вытекает второй прием выявления структурных дефектов механизма.

Рассмотрим соединение элементов последней кинематической пары при сборке контура механизма. Для этого необходимо обеспечение шести относительных движений при сближении элементов пары (три перемещения по трем осям координат и три вращения вокруг трех осей координат). Часть из них обеспечивается подвижностями самой пары. Если перемещение или вращение обеспечиваются несколькими парами, то имеются лишние подвижности. Когда же какое-либо перемещение или вращение не обеспечивается кинематическими парами (натяг), то имеются избыточные связи. В таком случае воспользуемся формулой О. Г. Озола, применив ее к рассматриваемому контуру механизма. По формуле видно, что для одноподвижного механизма сумма подвижностей кинематических пар контура равна семи.

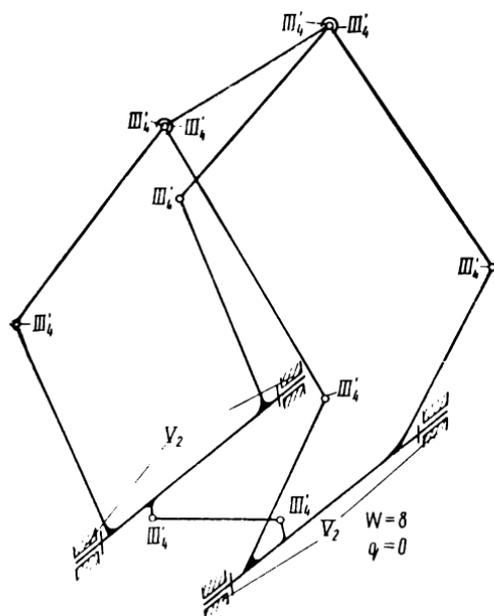
В некоторых случаях дефекты структуры можно обнаружить только при рассмотрении механизма в целом. Для примера на рис. 5, g показана неправильная плоская схема строительного крана на четырех тележках (условно показаны в виде ползунов). Здесь каждая пара ног может поворачиваться на равные углы в противоположном направлении, что обеспечивают соединяющие их шарнирные механизмы. Вследствие этого кран (изображен в виде двутавра) может перемещаться поперек рельсов, что является вредной, лишней подвижностью. Приспособляться к непараллельности рельсов кран не может, так как шарнирные механизмы позволяют ему перемещаться относительно рельсов только поступательно, т. е. имеется избыточная связь. Исправить эту

схему можно, если шарнирными механизмами соединить ноги тележек, опирающихся на разные рельсы.

Неправильная схема пантографа (токоприемника электровоза) показана на рис. 6. Здесь имеется лишняя подвижность (местная групповая) — валится верхняя рама. В этом механизме нет избыточных связей ($q = 0$). Поэтому лишнюю подвижность можно найти и по структурной формуле А. П. Малышева. Здесь подвижность

$w = 8$ — основная, шесть вращений шатунов вокруг своих осей и наклон верхних рам

$$q = 8 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 10 = 0.$$



Выявить лишнюю подвижность можно путем рассмотрения сборки механизма, что следует делать по частям. Сначала рассмотрим механизм нижних рам с соединительной тягой. Последнюю ставят на место без натяга. При этом остается местная подвижность — вращение ее вокруг своей оси, что безвредно. Кроме того, имеется основная подвижность — подъем пантографа.

Рис. 6. Неправильная схема механизма с вредной групповой подвижностью

При сборке верхних рам во время постановки горизонтальной тяги сближения можно достичь поворотом как правой, так и левой пар верхних рам. Здесь имеется лишняя подвижность, которая делает механизм неработоспособным.

Исправить это можно постановкой диагональной тяги у одной из верхних рам.

Приведенный пример показывает, какой большой вред может принести групповая местная подвижность. Поэтому следует особое внимание обращать на выявление и устранение групповой подвижности.

Третьей ошибкой при выборе конструктивной схемы механизма может быть отсутствие самоустанавливаемости механизма вследствие трения. Рассмотрим это на примерах. Пусть имеется кривошипно-ползунный механизм с цилиндрической парой на кривошипе и шаровой на ползуне (рис. 7). Возьмем случай, когда вследствие допусков на размеры механизма центр ползуна оказывается сдвинутым от центра пальца кривошипа на величину Δz вдоль

оси вала. При первых же оборотах машины головка шатуна сдвигается по пальцу кривошипа на Δz и начинает работать в таком положении. Сила трения на пальце кривошипа не влияет на самоустанавливаемость, так как она направлена по окружности пальца (перпендикулярно к Δz). Следовательно, если механизм самоустанавливается один раз в начале движения машины, то силы трения, возникающие при самоустанавливаемости, не влияют на распределение сил в механизме.

В качестве другого случая возьмем перекося пальца кривошипа. В этом случае шатун все время сколь-

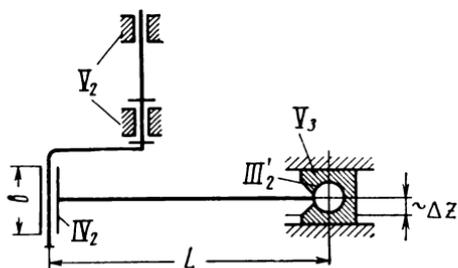


Рис. 7. Схема кривошипно-ползунного механизма, в котором трение может препятствовать самоустанавливаемости

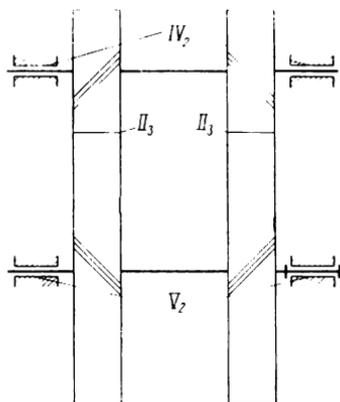


Рис. 8. Самоустанавливающаяся двухсторонняя косозубая цилиндрическая передача

зит вдоль пальца кривошипа. Если трение чрезмерно велико, то шатун не будет скользить и не получится самоустанавливаемости. Исследования автора показали [23], что кривошипно-ползунный механизм самоустанавливается только при

$$\frac{2br_n}{3\pi f \sin \gamma},$$

- где γ — угол перекося;
 r_n — радиус пальца;
 b — длина вкладыша шатуна;
 L — длина шатуна.
 f — коэффициент трения.

Следовательно, если механизм самоустанавливается за все время работы машины, то движение самоустанавливаемости необходимо проверить на трение и самозаклинивание (самоторможение).

То же самое можно показать на примере двусторонней зубчатой передачи с косым зубом (рис. 8). Здесь самоустанавливаемость достигается за счет осевого разбега одного из валов.

При неравномерном распределении нагрузки, вызванном неправильным креплением одного из колес в осевом или окружном направлении, механизм самоустанавливается в первые обороты

за счет винтового движения колеса с разбегом. Это происходит даже при условии, если угол спирали меньше угла трения, так как сила трения здесь действует в плоскости, перпендикулярной оси вращения, и не влияет на осевые силы.

Другое дело, если неравномерность сил вызвана перекосом одного из колес. В этом случае колесо все время с разбегом скользит вдоль оси с периодом, равным одному обороту перекошенного колеса, и трение влияет на силы, при малых углах спирали зуба самоустанавливаемости не будет. Здесь опять четко выявляются два случая самоустанавливаемости: в начале движения (силы трения не влияют) и в процессе всего движения машины, когда силы трения необходимо учитывать. Чтобы помочь конструкторам учесть это трение, теория его дана в гл. VI.

Если существуют допуски на размеры звеньев, которые при отсутствии избыточных связей могут быть значительно больше, закон движения ведомого звена искажается. Обычно это искажение никакого практического значения не имеет, например, когда поршень компрессора двигается по не совсем гармоническому закону. Однако в некоторых специальных случаях искажение закона движения может повлиять на работу. В таких случаях это искажение надо проверить расчетом, теория которого дана в гл. V



ПЛОСКИЕ МЕХАНИЗМЫ С НИЗШИМИ ПАРАМИ (ШАРНИРНЫЕ)

9. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Неподвижные соединения применяют для крепления машин на фундаменте, соединения отдельных агрегатов и крепления съемных деталей. Выполнение их без избыточных связей позволит значительно снизить трудоемкость изготовления. При неточностях изготовления затяжка болтов не вызывает деформаций деталей и соответствующих напряжений. Не будет возникать этих напряжений при просадке фундаментов и расширении звеньев от нагревания. Пригонка (если она требуется) у статически определимых соединений много проще, чем у статически неопределимых. На первых видно, где следует снять металл или подложить прокладку. Обычно подкладывать необходимо только в одном месте и не надо следить за распределением нагрузки между несколькими опорами. Наконец, соединение можно сконструировать так, чтобы во время пригонки легко было точно выдержать требуемый размер (например, параллельность осей зубчатых колес).

Статически определимое неподвижное соединение должно накладывать шесть условий связи: устранять перемещения по трем осям координат и устранять вращения вокруг трех осей координат. Для шести условий связи в зависимости от их классов требуется от двух до шести кинематических пар, условия связи которых складываются.

Соединения из шести кинематических пар необходимо выполнять из пар первого класса. Пары I_4 этого класса можно применять в виде бобышек, на которые опирается соединяемое звено. Важно, чтобы размеры бобышки были незначительными по сравнению с размерами звена, но не было чрезмерных контактных напряжений. Кроме того, крепящие болты должны иметь достаточные зазоры, чтобы не накладывать излишних условий связи (на рисунках они не показаны).

Пар первого класса (рис. 9, а, б) потребуется шесть ($6 = 1+1+1+1+1+1$). Здесь показано только одно звено соединения. Другое звено условно изображено пунктиром.

На каждой координатной плоскости (рис. 9, а) поставлены две бобышки, которые устраняют перемещения по оси x (на плоскости $yo z$), вращения вокруг оси x (на плоскости xoy), перемещения по оси y (на плоскости xoz), вращения вокруг оси y (на

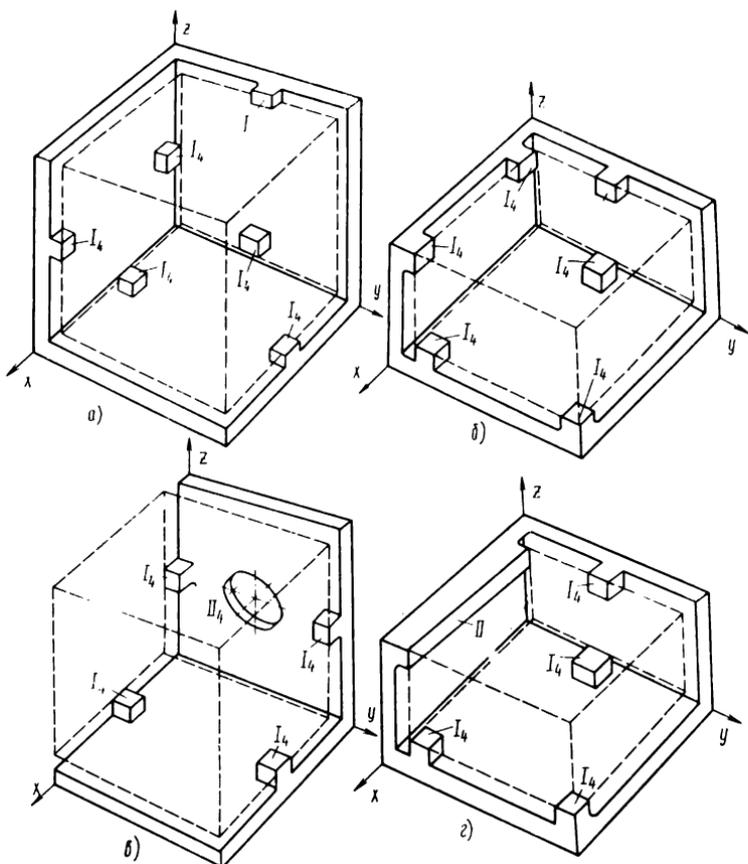


Рис. 9. Неподвижные соединения:

а и б — из шести точечных пар; в — из одной кольцевой и четырех точечных пар; г — из одной линейчатой и четырех точечных пар

плоскости $yo z$), перемещения по оси z (на плоскости xoy) и вращения вокруг оси z (на плоскости xoz).

Расположение бобышек может быть и иным. Необходимо только, чтобы они устраняли перемещения по трем осям координат и вращения вокруг этих осей.

Можно на одной плоскости расположить три бобышки, на другой две и на третьей одну (рис. 9, б). Нельзя только на одной плоскости ставить больше трех бобышек, так как тогда получается

статически неопределимая система — одна избыточная связь и одна подвижность, нарушающая неподвижное соединение. Соединение, изображенное на рис. 9, б, имеет меньшую высоту, чем соединение, приведенное на рис. 9, а. В нем очень удобно пригонять положение по оси x (одна бобышка), но менее удобно пригонять поворот вокруг осей x и y (они взаимосвязаны) и положение по оси z (три бобышки).

Соединения из шести пар первого класса можно рекомендовать особенно там, где требуется пригонка.

Соединения из пяти кинематических пар (рис. 9, в, г) можно получить, применив одну пару второго класса и четыре пары первого класса ($6 = 2 + 1 + 1 + 1 + 1$).

Соединение, образованное из кольцевой пары II_4 с соприкосновением звеньев по узкой цилиндрической поверхности (рис. 9, в), можно рекомендовать для крупных машин (электродвигателей, центробежных насосов, вентиляторов) с редуктором. Крутящий (реактивный) момент передается от статора непосредственно бобышками на плоскости $хоу$ и не нагружает подшипниковые щиты. Высоту оси машины по оси z и положение ее по оси y здесь не регулируют. Горизонтальность оси машины (относительно оси y) устанавливают бобышками на плоскости $хоу$ направление оси машины в горизонтальной плоскости (вокруг оси z), — бобышками на плоскости $уоз$.

В качестве пары второго класса можно применить линейчатую пару II_5 с соприкосновением звеньев по узкой прямой полоске (рис. 9, г). Эту пару целесообразно располагать так, чтобы на нее передавалось наибольшее усилие.

На рис. 9, г пары первого класса расположены так же, как на рис. 9, б — три на плоскости $хоу$ и одна на плоскости $уоз$. Но это не обязательно. Их можно расположить как на рис. 9, а — две на плоскости $хоу$ и две на плоскости $уоз$.

Если включить этот случай, получится три варианта соединений из пяти пар. Преимущества и недостатки различного расположения этих пар остаются те же, что и при соединении из шести пар первого класса.

Соединения из четырех кинематических пар (рис. 10, а, б, в) образуют из двух пар второго класса и двух пар первого класса ($6 = 2 + 2 + 1 + 1$). Можно применить (рис. 10, г) одну пару третьего класса и три пары первого класса ($6 = 3 + 1 + 1 + 1$).

При использовании двух кольцевых пар (см. рис. 10, а) оси пар II_4 совпадают, но это необязательно. Плоскости пар первого класса должны быть расположены под углом, иначе получится избыточная связь и подвижность, нарушающая неподвижное соединение. Такой вид соединения удобен тем, что он хорошо комбинируется с конструкцией машины, так как кинематические пары располагаются по углам прямоугольника.

Если применить одну кольцевую и одну линейчатую пары (см. рис. 10, б), то получим схему, отличную от схемы рис. 9, в тем, что две пары I_4 на плоскости xoy заменены одной парой II_5 . Соединение выгодно для больших усилий, так как поверхность пары II_5 больше, чем поверхность двух пар I_4 . Его преимущества и недо-

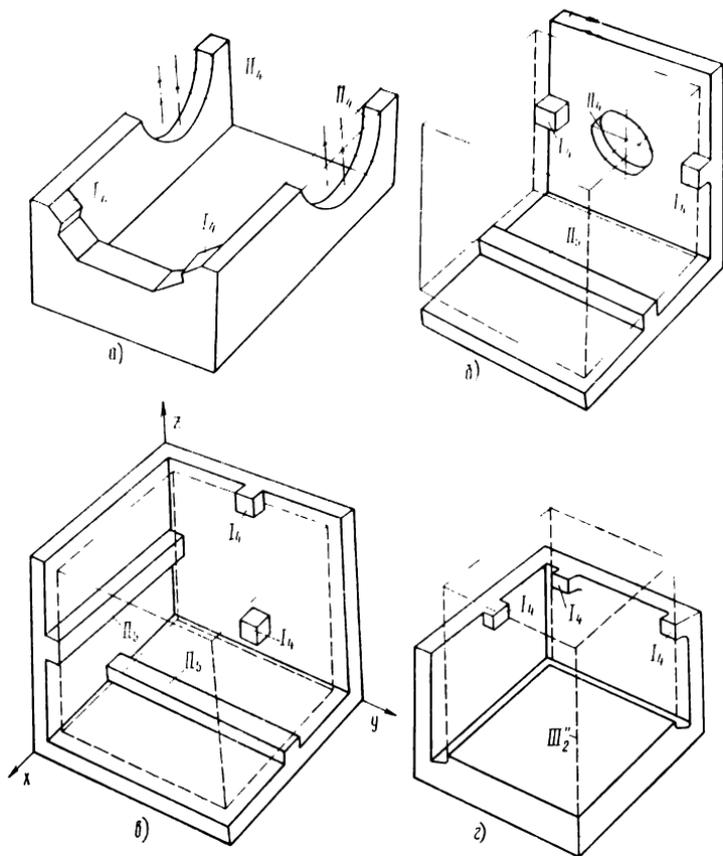


Рис. 10. Неподвижные соединения из четырех кинематических пар

статки те же, что и у соединения, приведенного на рис. 9, в. Соединение можно рекомендовать для соединения с редуктором крупных машин.

Из пар второго класса можно применять и две линейчатые II_5 (см. рис. 10, в). Этот случай отличается от случая рис. 9, а тем, что четыре пары первого класса заменены двумя парами второго класса. Для больших сил в направлении осей y и z эта схема выгоднее, вследствие бóльшей величины поверхностей соприкосновения. Здесь легко установить угол поворота вокруг оси y (за

счет высоты бобышек на плоскости yo_z). Однако угол поворота вокруг осей x и z установить труднее, так как приходится обрабатывать большую поверхность пар II_5 .

В неподвижном соединении, состоящем из одной пары третьего класса и трех пар первого класса (рис. 10, z), первая является плоскостной III_2'' , но может быть и шаровой III_2' . Шаровая пара намного труднее в изготовлении, чем плоскостная. Поэтому для неподвижного соединения ее рекомендовать нельзя и на рисунках она не показана.

Схема 10, z выгодна там, где силы, действующие в одном направлении (нагружающие пару третьего класса), намного больше сил, действующих в двух других направлениях.

Кинематические пары первого класса целесообразно располагать в плоскости действия горизонтальных сил. Однако это не обязательно, их можно располагать гораздо ниже (для экономии места).

Таким образом, соединения из четырех пар, считая и соединение с шаровой парой, можно выполнять в пяти вариантах.

Соединения из трех кинематических пар получить не очень просто, как это кажется с первого взгляда. Нельзя три точки одной детали опереть на плоскость другой детали, так как при этом наложатся только три условия связи. Останутся три подвижности звена на плоскости. Правда, эти подвижности можно устранить силами трения при затяжке болтов. Однако такая конструкция требует регулировки после каждой разборки, так как детали не могут точно встать на прежнее место. Кроме того, во время работы детали могут сдвинуться с места с вытекающими отсюда, иногда очень тяжелыми, последствиями. Нельзя в трех точках поставить плотно пригнанные болты, так как тогда в каждой из них будут три условия связи. Следовательно, получатся три избыточных связи.

Поэтому соединения из трех пар следует образовывать на основании общей теории путем подсчета числа условий связи.

Можно применить:

$6 = 3 + 2 + 1$ — одну пару третьего класса и по одной паре второго и первого классов (рис. 11, $a, б, z$);

$6 = 2 + 2 + 2$ — три пары второго класса (рис. 11, $в, д, e, ж$);

$6 = 4 + 1 + 1$ — одна пара четвертого класса и две пары первого класса.

В соединении на рис. 11, a одна деталь поставлена на три бобышки, выполненные на другой детали. Один болт, поставленный без зазора (под развертку) вместе с бобышкой образует пару III_4' , накладывающую три условия связи. Другой болт расположен в пазу детали и вместе с бобышкой накладывает два условия связи. Третий болт поставлен с зазором в бобышке и образует пару I_4 , накладывающую одно условие связи. Всего шесть условий связи. Это и требовалось.

В рассмотренном случае паз второго болта направлен к первому, но это необязательно. Между этими направлениями может быть некоторый угол, но только не 90°

Такое соединение можно рекомендовать там, где кинематические пары расположены по углам треугольника.

Можно все три пары сделать одинаковыми второго класса в виде бобышки и болта, входящего в паз (рис. 11, в). Здесь все три паза

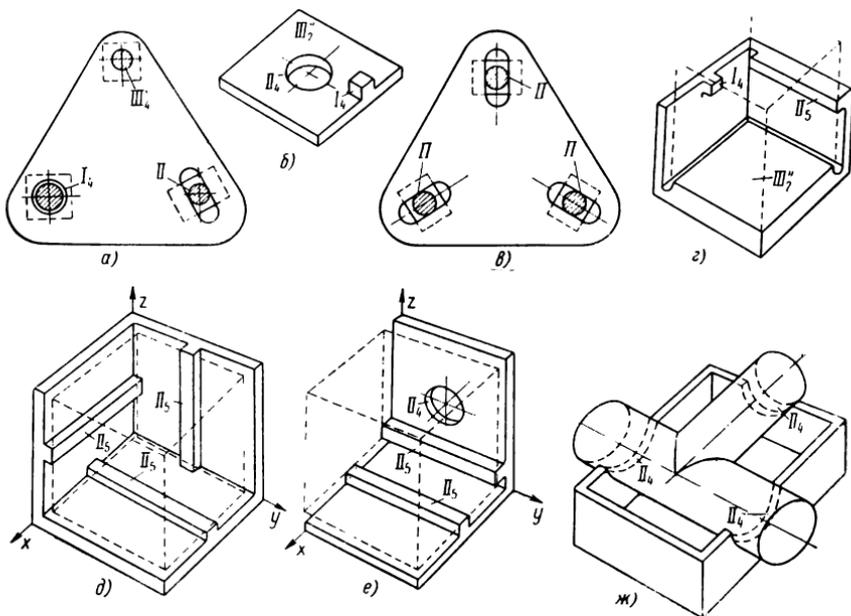


Рис. 11. Неподвижные соединения из трех кинематических пар

направлены к центру, но это не обязательно и пазы могут отклоняться от этого направления, но конечно незначительно.

В другом соединении (см. рис. 11, б) применена плоскостная пара III_2'' , кольцевая II_4 и точечная I_4 . Соединение целесообразно для случая, когда доминирует плоскостная пара.

Аналогичное соединение, но в котором вместо кольцевой пары поставлена пара II_5 с касанием по полоске, показана на рис. 11, г.

Кинематические пары первого и второго классов целесообразно располагать в плоскости действия горизонтальных сил. Однако это необязательно и можно располагать их гораздо ниже (для экономии места). Правда, при этом распределение нагрузки на паре III_2'' станет неравномерным, что обычно значения не имеет.

Соединения, изображенные на рис. 11, б и г, вместо плоскост-

ной пары третьего класса III_2'' можно выполнять с шаровыми парами III_2' . Правда из-за трудности изготовления шаровой пары, по сравнению с плоскостной, такое соединение можно рекомендовать только в исключительных случаях.

Соединение из трех пар II_5 второго класса с касанием по плоскости (см. рис. 11, *д*) аналогично соединению по рис. 9, *а*, только поверхности соприкосновения здесь больше, поэтому его можно рекомендовать для больших усилий. Здесь пара, расположенная на плоскости $хоу$, устанавливает положение детали по оси z и поворот вокруг оси x ; пара на плоскости $хоz$ — по оси y и поворот вокруг оси z ; пара на плоскости $уoz$ — по оси x и поворот вокруг оси y .

Соединение из трех пар второго класса можно выполнить из двух пар II_5 с касанием по полоске и одной паре II_4 с касанием по узкой цилиндрической поверхности (см. рис. 11, *е*). Оно имеет много общего с соединениями, изображенными на рис. 9, *в* и 10, *б*, и его также можно рекомендовать для соединения крупных машин с редуктором. Поверхность соприкосновения здесь больше, чем в случае рис. 9, *в*, поэтому схема 11, *е* целесообразна для больших сил. Высоту оси машины и положение ее по оси y здесь тоже регулировать нельзя.

Горизонтальность оси машины регулируют кинематической парой на плоскости $хоу$, положение машины вдоль оси x и поворот в горизонтальной плоскости вокруг оси z — кинематической парой на плоскости $уoz$. Эта пара на рис. 11, *е* расположена внизу. Но она может быть и наверху, и по центру машины.

В неподвижном соединении из трех кольцевых пар II_4 с касанием по узкой цилиндрической поверхности (рис. 11, *ж*) оси пар пересекаются под прямым углом, но это необязательно. Оси могут пересекаться под любым углом, например 120° , могут и скрещиваться. Такое соединение можно рекомендовать для небольших деталей, особенно, когда подвижную деталь удерживает собственный вес (важно, чтобы деталь сразу и точно становилась на свое место).

Неподвижное соединение из трех кинематических пар можно образовать одной цилиндрической парой четвертого класса и двумя парами первого класса ($6 = 4 + 1 + 1$). Пары первого класса позволяют устанавливать положение съемной детали вдоль оси цилиндрической пары и угол поворота вокруг той же оси. Такое соединение целесообразно применять для небольших деталей и частой разборки.

Таким образом, из трех кинематических пар, включая две схемы с шаровыми парами и одну с цилиндрической, можно получить десять вариантов неподвижных соединений.

Соединения из двух кинематических пар можно получить из пары пятого класса и пары первого класса ($6 = 5 + 1$) или из пары четвертого класса и пары второго класса ($6 = 4 + 2$).

Неподвижное соединение из двух пар третьего класса (шаровой и плоскостной III_2'') получить нельзя ни при каких их комбинациях. Здесь всегда получается одна избыточная связь, а одна из подвижностей остается неустранимой.

Соединение из вращательной пары V_2 и пары I_2 (рис. 12, а) применяют для трамвайного подвешивания тяговых двигателей товарных электровозов. Двигатель опирается на ось колеса при помощи вращательной пары V_2 . Реактивный момент через носок и пружинную траверсу (пара I_2) передается на тележку.

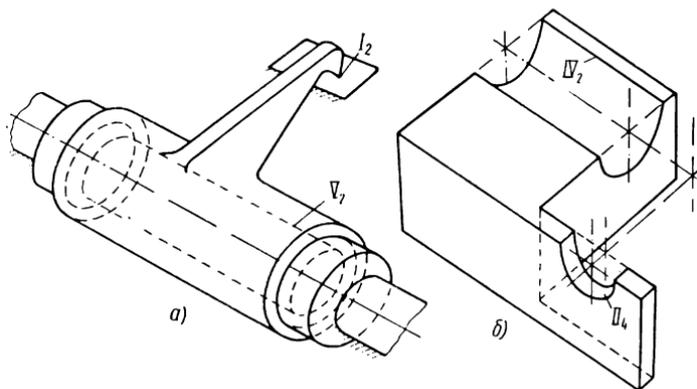


Рис. 12. неподвижные соединения:

а — из вращательной и точечной пар; б — из цилиндрической и кольцевой пар

Аналогично крепят фланцевые электродвигатели. Только у них пару V_2 выполняют в виде фланца с центрирующим кольцом.

Соединения из поступательной пары V_3 и пары I_2 применяют для съемных рукояток и рычагов. Поступательную пару выполняют квадратной или шлицевой.

Соединение из винтовой пары V_4 и пары I_2 в последнее время стали применять для съемных рукояток. Здесь передаваемый момент обеспечивает силовое замыкание соединения. Такое соединение годится только для передачи момента в одном направлении, так как при вращении в обратную сторону рукоятка отвинчивается.

Неподвижное соединение из цилиндрической пары IV_2 и кольцевой II_4 (рис. 12, б) имеет много общего с соединением, изображенным на рис. 11, ж, и предназначено для тех же целей. Детали при их соединении (см. рис. 11, ж и 12, б) можно сближать в радиальном направлении.

Цилиндрическую пару можно сделать закрытой, а детали при сборке сближать вдоль ее оси. Вырез у кольцевой пары следует направить вдоль оси цилиндрической пары. Если вырез оставить таким, как он сделан на рис. 12, б, тогда части пары необходимо соединять двумя движениями — осевым перемещением и поворотом.

Таким образом, получается четыре варианта соединений из двух кинематических пар.

В целом получено 24 варианта неподвижных соединений без избыточных связей: два — из шести пар, три — из пяти, пять — из четырех, десять из трех и четыре — из двух кинематических пар. Из такого числа можно подобрать требуемый вариант для всех случаев практики.

10. ОПОРЫ ДЛЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Каждое вращающееся звено машины следует опирать на два подшипника. Тогда точность установки каждого подшипника в радиальном направлении определяется допустимым перекосом оси вала. Если вал опереть на три подшипника, то третий из них придется центрировать по оси двух первых с большой точностью. Поэтому установка каждого звена на два, а не большее число подшипников должна стать законом конструирования. По той же причине двери надо подвешивать на две петли, а не на три. Прорезь для засова замка необходимо делать на 8—10 мм больше ширины засова, чтобы исключить влияние осадки дома на работу замка.

Длинные валы выполняют разрезными, соединяя части при помощи двойных карданов (обычно зубчатых или гибких). Такая конструкция общепринята в паровых турбинах, где валы каждого корпуса и вал генератора опираются каждый на свои два подшипника и соединены муфтами, соответствующими двойному кардану.

В другом случае все подшипники делают в корпусе машины без вкладышей и обрабатывают с одной установки инструмента. Этим обеспечивают совпадение осей, и в структурной формуле их можно рассматривать как одну кинематическую пару. Такой прием применяют для коленчатого вала автомобильных двигателей. Он хуже предыдущего, так как не позволяет применить самоустанавливающиеся подшипники.

В осевом направлении следует вал фиксировать только на одном подшипнике, иначе получается избыточная связь и при температурных деформациях подпятники испытывают перегрузку и могут сгореть.

Разрезной вал можно весь фиксировать в одном месте или каждый его отрезок отдельно, но тогда соединять их муфтой, допускающей осевую подвижность. Второй способ предпочтительнее, так как при нем много меньше осевое смещение при температурных деформациях.

В многоцилиндровых поршневых машинах возможно опирать коренной вал на два подшипника. При нескольких цилиндрах для этого следует применять звездообразное расположение. Такая конструкция широко известна в авиационных двигателях, но ее можно применить и для других целей, например в компрессорах. При трех цилиндрах применяют W-образное расположение, при двух V-образное.

При рядом расположении цилиндров вал можно опирать на два подшипника только при малом их числе. При двух цилиндрах такая конструкция общепринята (мотоциклы). Известна конструкция даже четырехцилиндрового рядного двигателя с валом, опертым на два подшипника (двигатель СТЗ 15/30). Правда, в этой конструкции вал получился очень тяжелым. При высокой степени сжатия (дизеля) она вообще неприменима.

В горизонтальных двухцилиндровых паровых машинах и компрессорах широко распространена конструкция с кривошипами по концам вала, опирающегося на два подшипника. Между подшипниками располагают приводной шкив или ротор электрической машины. Такая схема непригодна для речных пароходов, у которых гребные колеса расположены по концам вала.

В двухцилиндровой машине вал опирается не меньше чем на четыре подшипника — два на раме машины и два на корпусе парохода у гребных колес.

Если сделать вал цельным, получится статически неопределимая система с большим числом избыточных связей. Такая конструкция у волжских пароходов при смещении подшипников во время эксплуатации приводила к изгибу и поломкам валов. Чтобы избежать этого применяют разрезные валы (рис. 13, а). Каждая половинка вала опирается на два подшипника — на раме машины и на корпусе у гребного вала. На каждой половинке насажен кривошип одного цилиндра. Кривошипы соединены спарником, снабженным шаровыми головками III'_2 или III'_4 . В такой схеме устранены избыточные связи, т. е. упрощен монтаж и устранены изгибы и поломки валов.

Аналогичную схему можно применить и для трехцилиндровой машины (тройного расширения). Только здесь вал состоит из трех частей, соединенных двумя спарниками (рис. 13, б). Здесь избыточные связи устранены полностью.

При трех кривошипах известна схема с частичным устранением избыточных связей (рис. 13, в). В этом случае среднее колено выполнено как одно целое. В крайних коленах палец кривошипа с одной щекой имеет неподвижное соединение, а с другой — подвижное (он свободно входит в отверстие, сделанное в щеке). Если это соединение рассматривать даже как пару II_4 , остаются две избыточные связи, требующие точного центрирования рамных подшипников. Правда, требования к точности установки подшипников у гребных колес меньше. Для сравнения укажем, что при неразрезном вале в этом случае получается восемь избыточных связей.

Подшипники желательно выполнять самоустанавливающимися (рис. 14). Это позволяет избежать очень трудоемкой работы по обеспечению совпадения их осей и при прогибах осей сохранить равномерное распределение нагрузки по длине вкладыша.

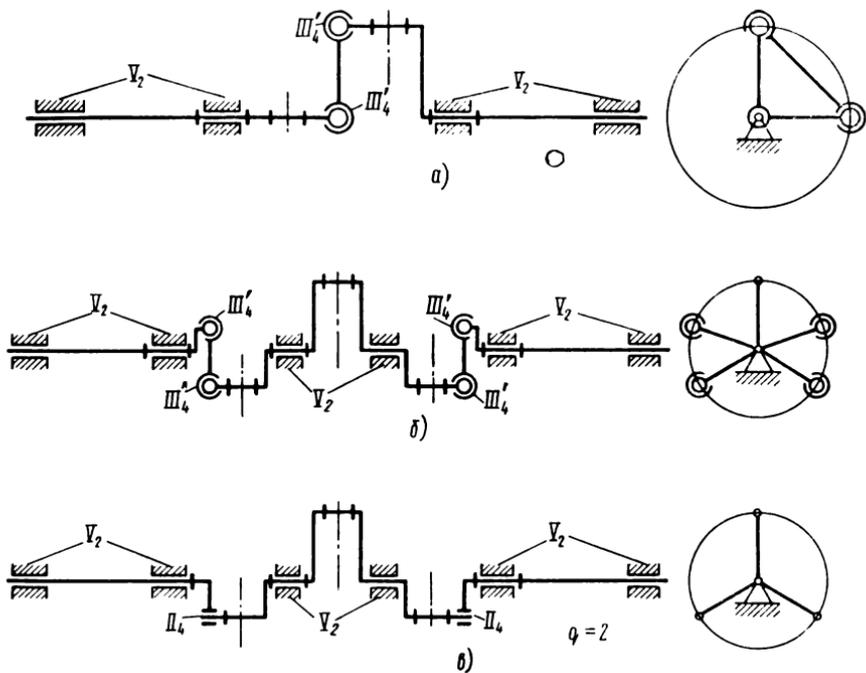


Рис. 13. Рациональные схемы многоопорных колчатых валов, применяемых на судах с гребными колесами

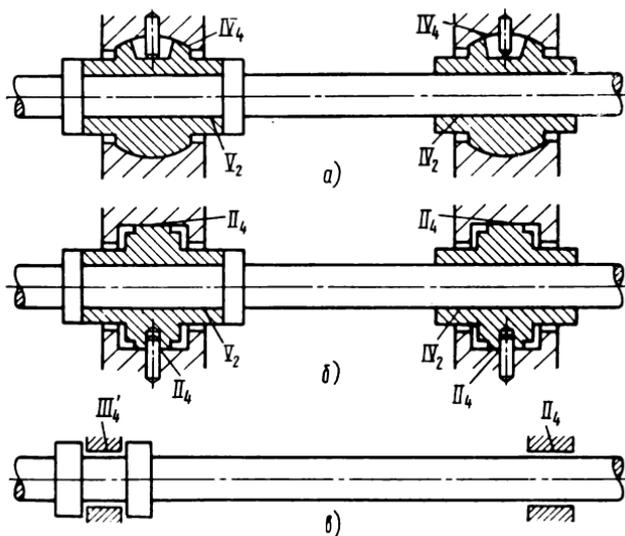


Рис. 14. Рациональные схемы двухопорных валов на подшипниках скольжения

Самоустанавливающиеся вкладыши можно опирать на шаровую пару (рис. 14, а). Вращение вкладыша устраняют штифтом, входящим в продольный паз вкладыша. Следовательно, соединение вкладыша со стойкой получается шаровой со штифтом парой IV_4 . Положение штифта безразлично, обычно его ставят сверху, чтобы можно было, не поднимая вала, вынуть нижний вкладыш выворачиванием.

В осевом направлении вал фиксируют на одном подшипнике (пара V_2), другой подшипник выполняют как цилиндрическую пару IV_2 . Чтобы упростить изготовление, можно вместо шаровой пары применить кольцевую II_4 с контактом по узкому цилиндрическому пояску (рис. 14, б). Штифтом в этом случае фиксируют вкладыш и от вращения, и от продольного перемещения. Поэтому штифт должен входить в сверление во вкладыше, т. е. он будет тоже парой II_4 .

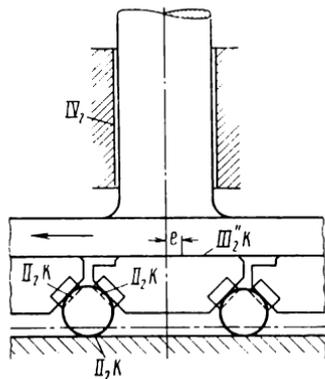


Рис. 15. Подпятник с самоустанавливающимися сегментами

Чтобы вкладыш лучше самоустанавливался, необходимо уменьшить трение. Для этого штифт ставят снизу (с нагруженной стороны) и он при повороте вкладыша имеет меньший путь скольжения. Правда, при этом нельзя вынуть нижний вкладыш без подъема вала. Во избежание аварии при срезе штифта корпус подшипника обязательно

снабжают соответствующими закраинами, ограничивающими осевое перемещение вкладыша (см. рис. 14, б).

Так же как и в предыдущем случае, один подшипник должен быть вращательной парой V_2 , а другой — цилиндрической IV_2 . В обоих случаях не будет избыточных связей, в чем можно убедиться по формуле А. П. Малышева или О. Г. Озола.

При малых нагрузках и коротких вкладышах подшипники можно рассматривать как пары III_4 и II_4 и выполнять их без самоустанавливания (рис. 14, в).

Опоры, изображенные на рис. 14, а, б не годятся для передачи значительных осевых усилий, особенно, когда все осевое усилие передается через штифт (рис. 14, б).

Для больших осевых усилий применяют подпятники с самоустанавливающимися сегментами. Уравнительный механизм должен обеспечивать равномерное распределение нагрузки между сегментами и правильное распределение вдоль сегмента (для образования масляного клина). Механизм должен быть без избыточных связей, так как иначе деформации будут влиять на распределение сил. Один из таких механизмов показан на рис. 15. Условно радиальный подшипник показан сверху, хотя обычно он бывает

снизу. Нагрузка передается через шары, которые расположены в желобе на стойке (пара II_2) и в желобах на сегментах (тоже пары II_2). Шары выравнивают нагрузки на сегменты.

Желаемого распределения нагрузки вдоль сегмента достигают смещением середины сегмента относительно середины расстояния между шарами ($e = 0,05 \div 0,1$ от длины сегмента). Того же можно достичь разным наклоном желобов на переднем и заднем конце сегмента.

Чтобы сегменты с шарами не начали вращаться, необходимо один из них соединить со стойкой парой первого класса. Число k сегментов берут от 4 до 16 в зависимости от размера подпятника. Избыточные связи отсутствуют, в чем можно убедиться по формуле А. П. Малышева. Надо только помнить, что каждый шар за счет скольжения может иметь три местных подвижности — вращения вокруг трех осей.

Поэтому

$$\begin{aligned} \omega &= 1 + 3k & n &= 1 + 2k \\ p_V &= 0; & p_{IV} &= 1; & p_{III} &= k; & p_{II} &= 3k; & p_I &= 1; \\ q &= \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I \end{aligned}$$

или

$$q = 1 + 3k - 6(1 + 2k) + 4 \cdot 1 + 3k + 2 \cdot 3k + 1 = 0.$$

По данным Шибеля подпятники с самоустанавливающимися сегментами имеют несущую способность в 6—8 раз большую, а трение в 10—20 раз меньше, чем подпятники с цельным кольцом. Поэтому последние приходится выполнять гребенчатыми. Это еще раз подтверждает целесообразность применения механизмов без избыточных связей.

Чтобы избежать избыточных связей, при подшипниках качения следует применять самоустанавливающиеся подшипники. Такими являются радиальные и сферические двухрядные шарико-подшипники и ридико-подшипники.

Сюда же относятся и подшипники скольжения «НОМИ», выпускаемые по стандартам подшипников качения и соответствующие сферическим подшипникам.

Вал следует опирать на два, а не на большее число подшипников. Один из них следует закреплять обоими кольцами (пара III_1), а у другого закреплять внутреннее и оставлять подвижным внешнее кольцо (пара II_1).

При необходимости опоры вала на четыре подшипника каждые два следует объединять в самоустанавливающийся корпус (см. рис. 14, а, б), где между каждым вкладышем и валом можно поставить по два сферических подшипника). Вкладыши лучше выполнять неразрезными. У одного из четырех подшипников необходимо закреплять оба кольца и он будет фиксировать вал в осевом направлении. Наружные кольца трех других подшипников надо делать на подвижной посадке.

При трех подшипниках — два объединять в самоустанавливающийся корпус, а третий соединять непосредственно со стойкой. Осевую фиксацию должен иметь только один из трех.

При необходимости регулировки зазора и больших осевых нагрузках можно применить опору одного конца вала на конических роликоподшипниках (рис. 16). Установить их необходимо только

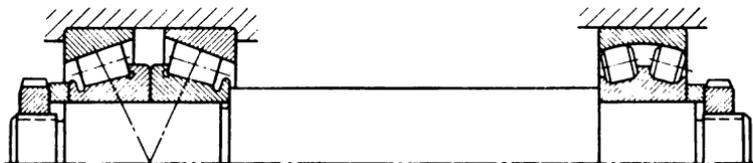


Рис. 16. Рациональная схема опор вала на роликовых подшипниках

так, чтобы нормали к середине контактной линии ролика с наружным кольцом пересекались с осью в одной точке. Тогда оставшиеся избыточные связи наименее вредны и подшипники соответствуют паре III_1' . Регулируют их наружными кольцами (на рис. 16 не показано).

Второй конец вала следует опирать на сферический подшипник с подвижным наружным кольцом (пара II_1).

11. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ДЛЯ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

Направляющие для прямолинейного движения можно выполнять круглыми в виде цилиндрической пары IV_2 . В этом случае вращение вокруг оси пары устраняется связями в механизме (например, кривошипно-ползунном). В другом случае сами направляющие накладывают условия связи, которые устраняют и это вращение, т. е. накладывают пять условий связи.

Типичной конструкцией первого случая является тронковый (безкрейцкопфный) поршень двигателя внутреннего сгорания или компрессора простого действия. Конструкция эта правильная — избыточные связи отсутствуют. Также правильной является конструкция цельного крейцкопфа (с несъемными башмаками) паровых машин. Шток и сальник здесь мы не рассматриваем.

Совершенно иной является конструкция крейцкопфа со съемными башмаками (рис. 17, а). Соединения корпуса с башмаками в ней выполнены как вращательные пары V_2 . Поэтому к подвижности крейцкопфа добавляется вращение вокруг оси этих пар и она становится равной трем. Избыточные связи $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 2 = 3$.

Одна из них (прижатие второго башмака) неизбежна, вторая при продольном перекосе верхнего башмака относительно нижнего дает неравномерную нагрузку башмаков в продольном на-

правлении, третья при несовпадении осей рабочих поверхностей башмаков, создает неравномерную нагрузку их в поперечном направлении.

Еще хуже конструкция, в которой башмаки имеют неподвижное соединение с корпусом (пары «шестого» класса). У нее число избыточных связей еще больше и равно четырем, а подвижность равна двум. Устранение этих дефектов требует большой точности изготовления. Их считали неизбежными. Эту конструкцию применяли в паровых машинах и даже начали использовать в компрессорах высокого давления для химической промышленности.

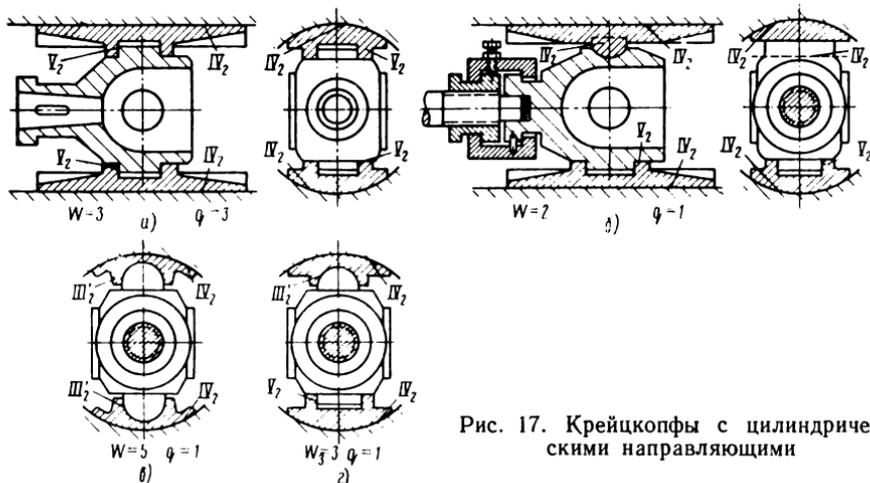


Рис. 17. Крейцкопфы с цилиндрическими направляющими

Устранить эти избыточные связи можно, если одну из вращательных пар V_2 , соединяющих башмаки с корпусом, заменить горизонтальной поперечной цилиндрической парой IV_2 (рис. 17, б).

Подвижность, возникшая в конструкции по рис. 17, а, здесь устраняется и остаются две подвижности. Продольный перекосяк одного башмака относительно другого устраняется поворотом его вокруг оси цилиндрической пары IV_2 .

При правильном расположении оси этой пары образуется масляный клин и башмак работает аналогично сегменту подпятника Митчеля. Это увеличивает нагрузочную способность и уменьшает трение.

Несовпадение осей цилиндрических поверхностей башмаков устраняется перемещением одного из башмаков вдоль оси цилиндрической пары. Избыточная связь $q=2-6 \cdot 3+5 \cdot 1+4 \cdot 3=1$ остается только за счет прижатия второго башмака (она неизбежна).

Конструктивно цилиндрическую пару можно выполнить в виде цилиндрической шпонки, закладываемой между башмаком и корпусом крейцкопфа. Ее использовать для регулировки башмака при износе.

В больших паровых машинах встречалась конструкция крейцкопфа (рис. 17, в), у которого башмаки соединены с корпусом шаровыми шарнирами (Зульцер). Выпуклая поверхность этих шарниров расположена на корпусе, а вогнутая на башмаке. Желательно сделать наоборот.

Тогда центр шарнира будет расположен ближе к рабочей поверхности башмака и распределение сил на нем будет более благоприятное для образования масляного клина. В этом крейцкопфе подвижность $\omega = 5$ (продольная подвижность и четыре вращения).

Вращений вокруг продольной оси здесь два, так как оба башмака соединены через корпус крейцкопфа и имеют двойную мертвую точку (три центра лежат на одной прямой). Поэтому в пределах зазоров и деформаций башмаки могут иметь независимое вращение вокруг продольной оси. Эти подвижности не опасны, так как моментов вокруг продольной оси нет.

Вращения вокруг вертикальной оси и вокруг поперечной оси устраняют соединением крейцкопфа с поршнем. Это способствует устранению избыточных связей, которые в этой схеме крейцкопфа $q = 5 - 6 \cdot 3 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 1$ (прижатие верхнего башмака неизбежно).

Можно один башмак соединить с корпусом крейцкопфа шаровой парой, а другой — вращательной (рис. 17, г). В этом случае подвижность $\omega = 3$, так как устранены независимые вращения башмаков вокруг продольной и поперечной осей. Избыточной связью $q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 1 = 1$ является тоже неизбежное прижатие второго башмака.

В крупных дизелях обычно применяют ползуны с плоскими направляющими. Рациональную схему такого механизма можно получить при двустороннем крейцкопфе (рис. 18, а). Для этого поперечину соединяют с башмаками шаровыми шарнирами III'_2 или III'_4 . При коротком поршне, который имеется в четырехтактных дизелях простого действия, его соединение с цилиндром можно принять за кольцевую пару II_4 .

При подсчете числа условий связи можно считать, что работают только те плоскости, которые в данный момент прижаты, т. е. имеют место две поступательные пары V_3 .

По формуле А. П. Малышева

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 1 = 1.$$

Эта избыточная связь вызвана прижатием закранн обоих ползунов. Она потребует строгой параллельности обеих направляющих. Избежать ее можно, если один из ползунов сделать с двумя закраннами, а другой без них, но ограничив лишнюю подвижность соответствующими упорами.

При длинном поршне, который необходим у двухтактных дизелей для перекрывания продувочных и выхлопных окон, его при-

ходится считать цилиндрической парой IV_2 . Чтобы избежать избыточных связей, его следует соединить со штоком шаровой со штифтом парой IV_4 . Такое соединение показано наверху рис. 18, а. Применить шаровую пару здесь нельзя, так как необходимо обеспечить переход стыков поршневых колец по перемычкам продувочных и выхлопных окон.

К сожалению в поршне, охлаждаемом через шток, эту конструкцию применить затруднительно.

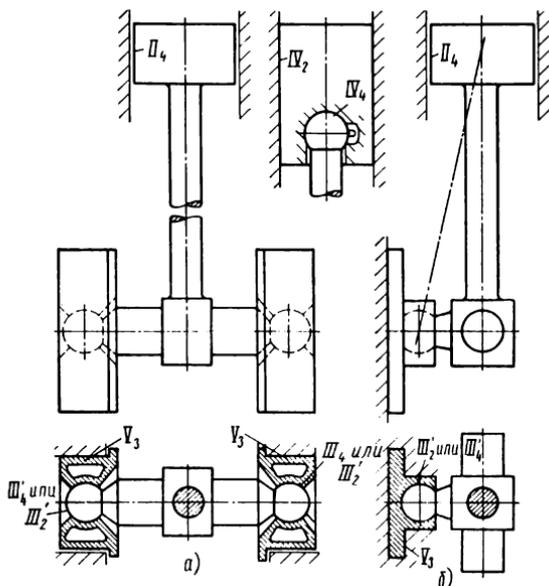


Рис. 18. Рациональные схемы ползуна дизеля:
а — двухстороннего; б — одностороннего

При одностороннем ползуне можно устранить избыточные связи, если башмак соединить с поперечиной при помощи шарового шарнира III_2 (рис. 18, б). Расположение такого шарнира между штоком и рабочей плоскостью башмака очень благоприятно для образования масляного клина при работе двух узких плоскостей. В этом случае удельное давление очень большое, поэтому особенно важно хорошее образование масляного клина.

При работе основной опорной плоскости удельное давление намного меньше и поэтому расположение шарового шарнира, показанное на рис. 18, б, вполне допустимо. В таком механизме, кроме основной подвижности (поступательного движения), имеет место еще вращение вокруг наклонной оси, проходящей через центр поршня и центр шаровой пары (рис. 18, б).

Эта подвижность устраняется связями в кривошипно-ползунном механизме (как в тронковом поршне), что способствует ликви-

дании в нем избыточных связей, которые в ползуне с шаровым шарниром $q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$, т. е. отсутствуют.

При длинном поршне (двухтактные двигатели) требуется дополнительный шарнир IV_4 на штоке так же, как и при двустороннем ползуне.

В компрессорах высокого давления для химической промышленности широко применяют многоступенчатые поршни. При неправильной конструкции легко получается большое число избыточных связей.

Рассмотрим двухступенчатый поршень.

При жестком соединении поршней получается четырех избыточных связи и требуется точное совпадение осей. Чтобы избежать,

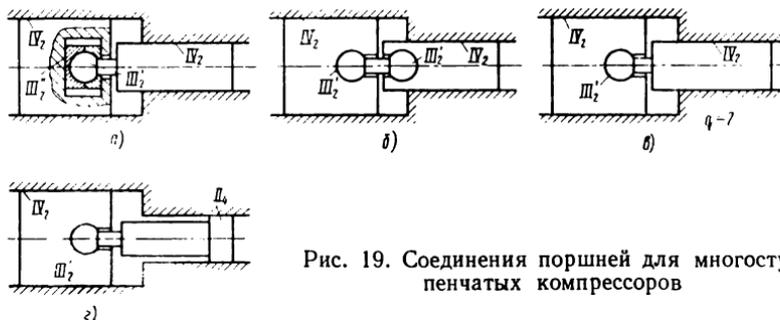


Рис. 19. Соединения поршней для многоступенчатых компрессоров

этого следует делать подвижное соединение через плоскостную пару III_2' , промежуточное звено и шаровую пару III_2' (рис. 19, а) [35], или через две шаровых пары III_2' и промежуточное звено (рис. 19, б). Вторая схема предпочтительнее, так как в ней меньше трение. В обеих схемах подвижность равна четырем: прямолинейное движение и вращение обоих поршней и промежуточного звена. Если независимое вращение поршней недопустимо, можно поставить пары IV_4 шаровые со штифтом. Это может быть при наличии в цилиндрах впускных окон, когда необходимо, чтобы стыки поршневых колец двигались по перемычкам между окнами.

Обойтись одним шаровым шарниром (рис. 19, в) нельзя, так как тогда остаются две избыточных связи. Правда, если малый поршень сделать настолько коротким, что его соединение с цилиндром можно рассматривать, как пару II_4 второго класса, то избыточных связей не будет (рис. 19, г). Практически поршень высокого давления нельзя делать коротким из-за большого числа поршневых колец. Кроме того, уменьшение диаметра тела поршня увеличивает вредное пространство предыдущей ступени, что также нежелательно, так как это уменьшает производительность компрессора. Обойтись одной плоскостной парой III_2' тоже нельзя — при

этом остаются две избыточных связи, хотя и менее вредные, чем при шаровом соединении.

Соединение крейцкопфа со штоком невозможно сделать подвижным, так как это увеличивает габариты машины и не позволяет передать на ползун вес поршня (в горизонтальной машине). Жесткое соединение дает четыре избыточных связи, которые требуют совпадения центра ползуна с центром штока, направляемого сальниками, в двух радиальных направлениях и совпадения направлений осей в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Здесь особенно вредно несовпадение центров, так как отклонение направлений осей обычно бывает невелико. Поэтому важно иметь возможность регулировки центра штока относительно центра ползуна в конце сборки. Соединения на конус с клином (см. рис. 17, а) и на резьбе с контргайкой не позволяют этого сделать. Соединение разъемной (в осевой плоскости) муфтой и натяжной гайкой (см. рис. 17, б) при наличии достаточных радиальных зазоров удовлетворяет этому условию.

Следует выполнить соединение, в котором вместо центрирующей заточки были бы центрирующие винты. Важно, чтобы гайку можно было крепить в конце сборки в том положении машины, когда ползун стоит ближе всего к сальнику. Необходимо следить, чтобы при этом шток не съехал в сторону и не прижался к одной стороне сальника. Еще лучше применить сальник самоустанавливающийся в радиальных направлениях. Такая конструкция давно известна в сальниках с металлической набивкой.

В другом случае направляющие накладывают пять условий связи и оставляют одну подвижность — прямолинейное перемещение. Такие направляющие можно выполнить в виде шлицевого соединения — пары V_3 . Хотя в нем и есть избыточные связи, но они безвредны, так как действуют только в пределах кинематической пары, а не в пределах механизма. Кроме того, шлицевое соединение можно выполнить очень точно — отверстие протягиванием, валик фрезерованием червячным фрезером.

Шлицевое соединение общепринято для передвижных зубчатых колес в коробках передач. Однако оно не допускает регулировки зазора и потому не обеспечивает большой жесткости соединения, необходимой в станках. Невыгодно оно и там, где направление передаваемых сил постоянно (ползуны), так как не позволяет расположить рабочие плоскости перпендикулярно этому направлению.

Поэтому иногда бывает целесообразно выполнять направляющие из нескольких кинематических пар (рис. 20). Пять условий связи можно получить из цилиндрической пары IV_2 и точечной I_2 или I_4 (рис. 20, а). Такое соединение целесообразно в приборах при небольших силах. Оно удобно еще и тем, что позволяет откинуть ползун поворотом вокруг оси цилиндрической пары, что бывает важно для осмотра, ремонта механизма и других целей.

При больших силах пара с точечным контактом непригодна. В этом случае ее заменяют кинематическим соединением пар пятого, четвертого или третьего классов, дающих поверхностный контакт.

Для получения пяти подвижностей (как у пары первого класса) необходимо взять две пары четвертого класса и одну пятого (см. табл. 3, I_0). Ползун с таким соединением показан на рис. 20, б.

Можно также применить одну шаровую пару III'_2 или III'_4 и одну плоскостную III''_2 (см. рис. 4, з). Здесь возникает местная

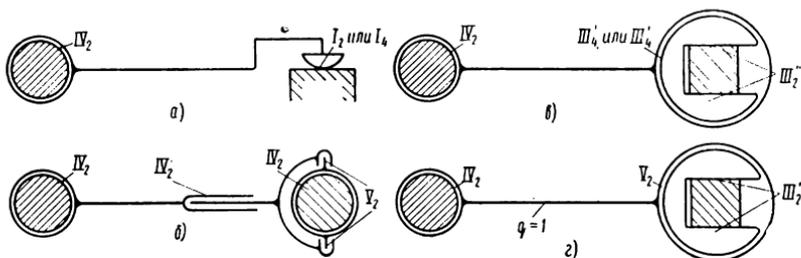


Рис. 20. Направляющие, составленные из нескольких кинематических пар

(пассивная) подвижность — вращение шарового сухаря вокруг вертикальной оси в пределах упоров, которая безвредна. Такой ползун показан на рис. 20, в.

Если шаровую пару заменить вращательной V_2 , то местная подвижность исчезнет, но возникнет одна избыточная связь, которая зажимает соединение и увеличивает трение в случае непарал-

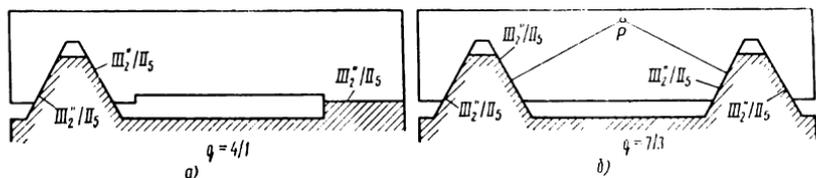


Рис. 21. Станочные направляющие

льности пар IV_2 и III''_2 (рис. 20, з). Так как непараллельность обычно невелика и имеются зазоры, такую избыточную связь в некоторых случаях можно допустить.

В станочных направляющих очень высоки требования к точности и жесткости соединения. Изготавливают их с большей точностью, чем в других машинах. Поэтому в таких направляющих допустимы избыточные связи. Правильная конструкция состоит из клинчатого и плоского ползунков (рис. 21, а).

Если контактные плоскости считать как пары III_5 , то будет одна избыточная связь. Когда эти плоскости пересекаются по не-

параллельным прямым, то избыточная связь приводит к неравномерной нагрузке в продольном направлении. Практически такая непараллельность исключается, так как все плоскости обрабатывают с одной установки на станке. Всегда работают все три пары плоскостей и всегда они препятствуют наклону ползуна.

Если же плоскости считать как пары III_2 , то будет четыре избыточных связи. При неточностях изготовления они приводят к неравномерной нагрузке этих плоскостей в поперечном направлении. Такими же свойствами обладают направляющие в виде ласточкина хвоста, часто применяемые из-за удобства регулировки.

Неправильная конструкция с двумя клинчатыми ползунами показана на рис. 21, б, в которой очень большое число избыточных связей. Поэтому в этом случае работают не четыре плоскости, а две (кроме очень точного изготовления).

При работе двух плоскостей, считая их парами II_5 , получим четыре условия связи вместо пяти. Это значит, что ползун получит вторую подвижность — вращение вокруг центра P мгновенного вращения (при работе внутренних плоскостей) до упора третьей пары плоскостей. Такая подвижность влияет на размеры изделия. Поэтому направляющие из двух клинчатых ползун в станках нежелательны.

12. КЛИНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Клиновой механизм состоит из двух клиньев и трех кинематических пар (рис. 22), т. е. $n = 2$; $p_V + p_{IV} + p_{III} = 3$, так как пары второго и первого классов отсутствуют.

При $q = 0$ и $\omega = 1$ по формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I;$$

$$0 = 1 - 12 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III},$$

откуда

$$5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 11.$$

Уравнения удовлетворяются при $p_{IV} = 2$ и $p_{III} = 1$ (рис. 22, а).

Такое устройство можно встретить в зажимных устройствах, применяемых в приспособлениях для металлообрабатывающих станков. Отсутствие избыточных связей обеспечивает надежную работу даже при несовпадении осей и отклонении угла между осями от суммы углов клиньев.

В последнем случае, если

$$\delta_1 + \delta_2 \leq \delta,$$

клинья самоустанавливаются путем поворота вокруг своих осей и нагрузка равномерно распределяется по плоскости соприкоснове-

ния клиньев (проверено на модели). Клинья здесь самоустанавливаются один раз в начале движения и поэтому трение в них не влияет на самоустановку.

Менее удачная конструкция показана на рис. 22, б. Такую конструкцию применяют для соединения штока с ползуном. Здесь $p_{IV} = 3$ — все три кинематических пары выполнены цилиндрическими.

По формуле А. П. Малышева $q = 1$, т. е. имеется одна избыточная связь, которая требует точного изготовления одного раз-

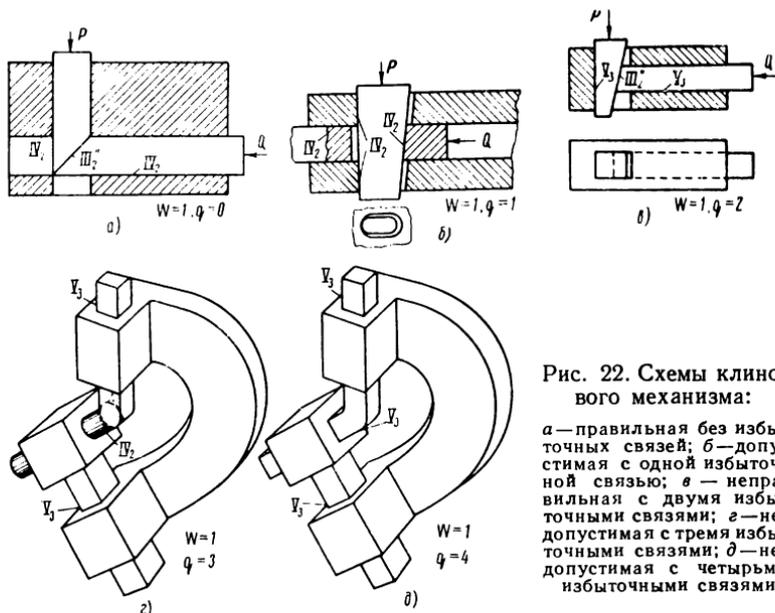


Рис. 22. Схемы клинового механизма:

а — правильная без избыточных связей; б — допустимая с одной избыточной связью; в — неправильная с двумя избыточными связями; г — недопустимая с тремя избыточными связями; д — недопустимая с четырьмя избыточными связями

мера — угла клина в соответствии с углом в штоке. Выполнять в одной плоскости оси направляющих клина в штоке и ползуне не требуется, так как эти направления выравниваются за счет поворота штока. Но если оси направляющих и клина не совпадут с осью штока, то это приведет только к некоторому повороту клина.

Неправильная конструкция, состоящая из двух поступательных пар V_3 и одной плоскостной IV_2 показана на рис. 22, в. У нее две избыточные связи, вследствие которых требуется точное изготовление (пригонка) двух углов у одного из клиньев.

В клиновом механизме с двумя парами V_3 и одной IV_2 (рис. 22, г) $\omega = 1$ и $q = 3$. В клиновом механизме с тремя поступательными парами V_3 (рис. 22, д) $\omega = 1$ и $q = 4$.

Из-за огромного числа избыточных связей, требующих точного выполнения многих размеров, две последние схемы для практики совершенно непригодны и даны как примеры явно неправильных конструкций.

13. ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В винтовых механизмах ведущее звено (винт) обычно имеет вращательное движение относительно стойки (подшипники — пара V_2), а ведомое (гайка) — поступательное прямолинейное (направляющие — пара V_3). Если винт и гайку выполнить, как пару V_4 (рис. 23), то по формуле А. П. Малышева $\omega = 1$, $n = 2$ и $\rho_V = 3$.

$$q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 4.$$

Четыре избыточных связи требуют точного совпадения оси гайки с осью винта в вертикальной и горизонтальной плоскостях и параллельности между осью винта и направляющими в верти-

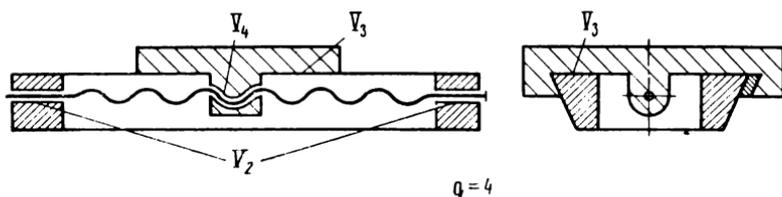


Рис. 23. Винтовой механизм с четырьмя избыточными связями

кальной и горизонтальной плоскости. Если даже все эти условия выполнены во время изготовления, то при износе направляющих и их подтягивании неизбежно ось гайки сбивается с оси винта и работа идет за счет зазоров и изгиба последнего. Поэтому такая конструкция, применяемая в станкостроении, отличается большим трением и большими мертвыми ходами. Избежать избыточных связей можно путем увеличения числа звеньев и кинематических пар.

Конструкцию по рис. 23 можно улучшить, если винт опереть только одним концом на один подшипник. Тогда другой опорой будет служить гайка. При наличии зазоров и малой длине подшипника и гайки по сравнению с длиной винта их можно считать парами III'_4 и III'_5 .

Тогда по формуле А. П. Малышева

$$q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Условие отсутствия избыточных связей лучше найти из формулы О. Г. Озола $q = \omega + 6k - f$, так как по формуле А. П. Малышева число условий связи изменяется при изменении числа звеньев.

В случае одновинтовых механизмов (одноконтурных, $k = 1$) при $q = 0$ потребное число подвижностей кинематических пар $f = 6 + \omega$. Если $\omega = 1$, то $f = 7$, т. е. требуется семь подвижностей.

Винтовые механизмы применяют двух видов: с отдельно выполненными направляющими (см. рис. 23) и когда винты служат направляющими. Последние применяют в винтовых подъемниках. В механизмах с отдельными направляющими винт и направляющая, как пары V класса, дают вместе две подвижности. На остальные пары остается пять подвижностей (из семи).

Если применить пары V класса (одноподвижные), потребуется пять пар (рис. 24, а). Для лучшей видимости поступательная

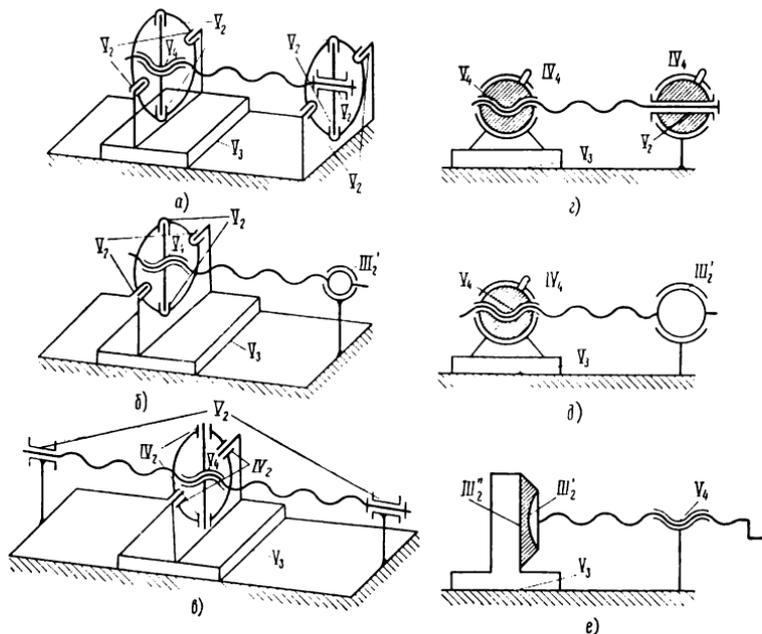


Рис. 24. Рациональные схемы винтовых механизмов

пара V_3 (ползун—направляющие) вынесена вбок. В действительности она должна располагаться симметрично относительно винта. То же самое сделано и на других схемах рис. 24.

На рис. 24, а гайка V_4 соединена с ползуном через два шарнира V_2 , а подшипник винта V_2 со стойкой — через два шарнира V_2 . Можно сделать наоборот — гайку соединить через два шарнира со стойкой, а винт через три шарнира с ползуном. Получается совершенно равноценная схема.

Если применить одну шаровую трехподвижную пару III'_2 , то для получения семи подвижностей, кроме винта и направляющей необходимы две одноподвижных пары V класса (рис. 24, б). Можно изменить эту схему: шаровой подшипник III'_2 соединить с ползуном, а гайку через два шарнира V_2 — со стойкой.

Применимы и две цилиндрические пары IV_2 (рис. 24, в)

$$7 = (1 + 1) + 2 + 2 + 1.$$

Здесь, кроме винта и направляющих, требуется еще одна одно-подвижная пара V_2 (подшипники винта).

Схема на рис. 24, в проще, чем на рис. 24, а, — пять пар вместо семи. Кроме того, у нее винт имеет только вращательное движение, что упрощает привод к нему.

Если использовать две пары IV_4 шаровых со штифтом (рис. 24, з), получается механизм, широко распространенный в слесарных тисках (стуловых). Правда, там не поступательная пара V_3 , а вращательная V_2 соединяет подвижную губку со стойкой.

Аналогичную конструкцию, но с двумя цепными парами IV_5 применяли в винтовых сцепках железнодорожных вагонов. Конструкция очень напряженная, так как вес сцепки ограничен силой сцепщика. Если бы в ней были избыточные связи, то они сделали бы конструкцию неработоспособной.

Можно взять также одну шаровую пару III'_2 (трехподвижную) и одну пару IV_4 (двухподвижную) шаровую со штифтом (рис. 24, д).

$$7 = (1 + 1) + 3 + 2.$$

В случае двух трехподвижных пар III'_2 и III''_2 (рис. 24, е)

$$(1 + 1) + 3 + 3 = 8.$$

Здесь подвижностей на единицу больше, что указывает на местную подвижность — вращение подкладки между винтом и ползуном. Такая конструкция встречается в ручных прессах, в которых винт работает на продольный изгиб. Однако, если изменить расположение звеньев, его можно сделать работающим на растяжение.

В подъемниках (домкратах), где сами винты служат направляющими, легче избежать избыточных связей. В одновинтовом подъемнике (рис. 25) для этого необходимо применить самоустанавливающуюся шариковую пяту, т. е. пару I класса. В таких подъемниках обычно гайка имеет вращательное движение, а винт — поступательное, для чего он снабжен шпоночной канавкой и направляется по втулке со шпонкой. Здесь $p_v = 2$ и $p_1 = 1$. Следовательно, $f = 7$.

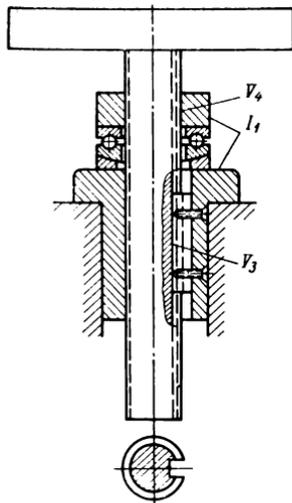


Рис. 25. Одновинтовой подъемник

По формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + \dots + p_I;$$
$$q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0.$$

Если применить несамостоятельную шариковую пятю, т. е. пару III класса, то получим $q = 2$. Две избыточные связи требуют точного выполнения торцовых поверхностей гайки и втулки перпендикулярно оси винта. Для этого точить эти поверхности необходимо с одной установки на станке вместе с нарезанием резьбы для гайки и растачиванием отверстия для втулки.

Винт одновинтового подъемника при несовпадении точки приложения нагрузки с его осью подвергается изгибу, что является его недостатком.

Двухвинтовой подъемник (рис. 26) также можно сконструировать без избыточных связей. В таких подъемниках винты работают от общего привода. Однако механизмы без избыточных связей должны допускать и отдельный привод, т. е. $\omega = 2$. Этот случай рассмотрим, чтобы не вводить в расчет механизм привода.

Здесь гайки нельзя соединять жестко с платформой. Лучше одну соединить вращательной V_2 и цилиндрической IV_2 парами, а другую — вращательной парой V_2 . Тогда по формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + \dots = 2 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1 = 0.$$

Благодаря отсутствию избыточных связей такой механизм может безотказно работать даже при широких допусках при изготовлении, сборке и эксплуатации (осадка фундаментов).

В двухвинтовом подъемнике винт подвергается изгибу, если нагрузка не совпадает с осью платформы, т. е. здесь условия более благоприятные, чем в одновинтовом подъемнике.

Совершенно избежать изгибающих моментов на винтах можно в трехвинтовом подъемнике (рис. 27), что целесообразно при большой величине платформы. В этом подъемнике винты могут работать как от общего привода, так и отдельно.

Рассмотрим последний случай, т. е. когда $\omega = 3$. В этом подъемнике гайки всех трех винтов следует соединять с платформой при помощи вращательных и цилиндрических пар. Тогда по формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + \dots = 3 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 9 + 4 \cdot 3 = 0.$$

Подъемники с числом винтов больше трех для устранения избыточных связей требуют специальных уравнительных устройств, поэтому применение их нецелесообразно.

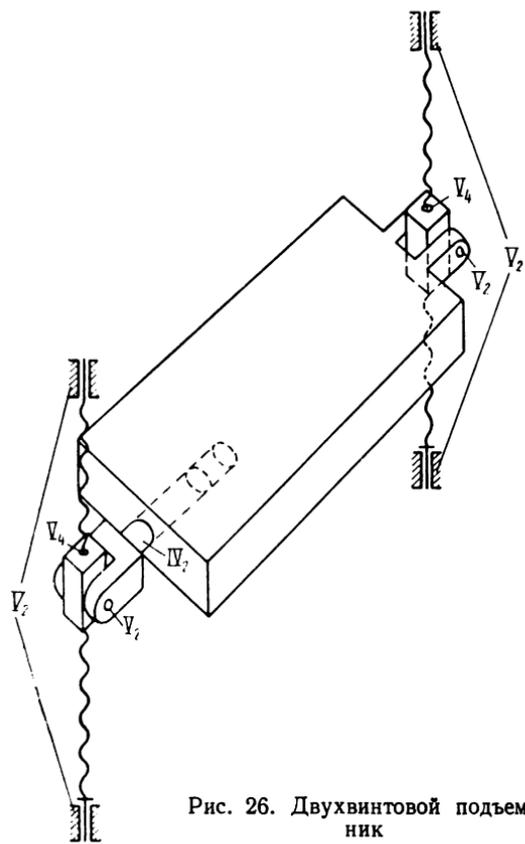


Рис. 26. Двухвинтовой подъемник

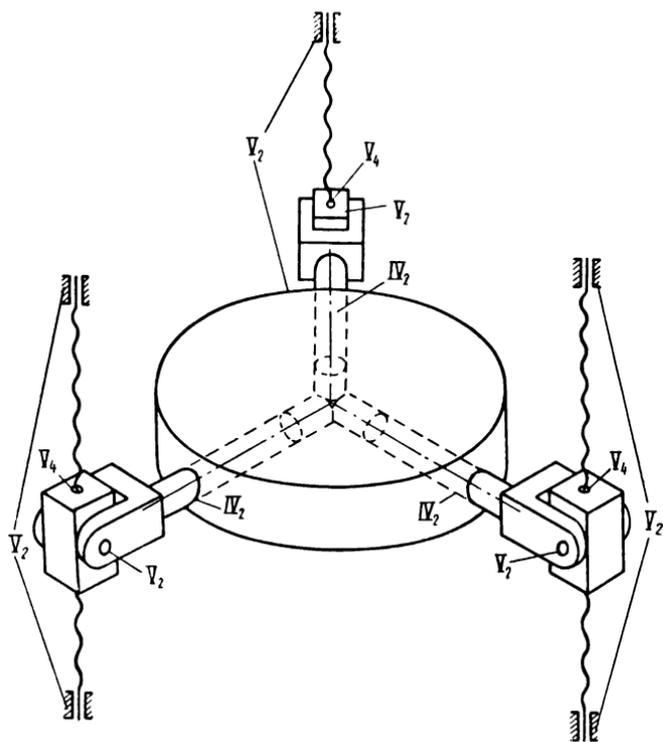


Рис. 27. Трехвинтовой подъемник

14. КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ

Кривошипно-ползунный механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное или обратно, применяют наиболее часто. В нем применены пары с поверхностным контактом. Он прост по устройству и пригоден для больших сил. Такой механизм позволяет валу делать полный оборот, следовательно, при помощи него можно передавать непрерывное вращение.

На плоской схеме, независимо от классов кинематических пар, по формуле П. Л. Чебышева механизм не имеет избыточных связей:

$$q = w_n - 3n + 2p_n + p_v = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 0.$$

Если взять все пары V класса, то по формуле А. П. Малышева

$$q = w - 6n + 5p_v + \dots = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$

Это означает, что при неточностях изготовления во время сборки в последней кинематической паре возникнут натяги трех видов. Если этой парой является ползун—направляющая, то натяги будут следующие. Первый натяг возникает в случае, когда ползун не попадает в направляющие вдоль оси вала (в направлении, перпендикулярном оси вала, ползун можно всегда завести в направляющие за счет подвижностей головок шатуна);

Второй и третий натяги получаются при несовпадении направления ползуна и направляющих в двух плоскостях, параллельных оси вала, — горизонтальной и вертикальной (в плоскости, перпендикулярной оси вала, этого совпадения всегда достигают за счет подвижностей головок шатуна).

Эти избыточные связи требуют большой точности изготовления и сборки этого механизма, что особенно ощутимо при больших его размерах. Сказанное хорошо известно всем, имеющим дело со сборкой таких механизмов.

Условие отсутствия избыточных связей получим по формуле А. П. Малышева, подставляя в нее $n = 3$, $w = 1$ и $q = 0$:

$$1 - 3 \cdot 6 + 5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} = 0$$

или

$$5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17,$$

т. е. сумма классов кинематических пар (число наложенных условий связи) должна быть равна семнадцати. Пары I и II классов не вошли в формулу, так как в этих механизмах их не применяют.

В другом виде условие отсутствия избыточных связей можно получить по формуле О. Г. Озола

$$q = w + 6k - f.$$

Подставляя $q = 0$, $w = 1$ и $k = 1$ (число контуров), получаем

$$f = 7,$$

т. е. сумма подвижностей кинематических пар должна быть равна семи.

Полученные числа 17 и 7 справедливы только для подвижности $\omega = 1$. При других значениях подвижности они соответственно будут по тем же формулам А. П. Малышева и О. Г. Озола.

ω	1	2	3
$\sum ip_i$	17	16	15
f	7	8	9

В рациональных схемах кривошипно-ползунного механизма целесообразно применять шаровые пары III' , которые могут быть сферическими шариковыми или сферическими роликовыми с за-

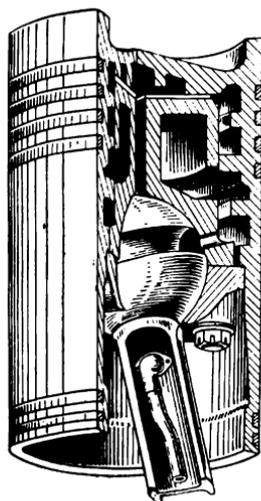


Рис. 28. Поршень с шаровой парой, применяемый в двигателях внутреннего сгорания

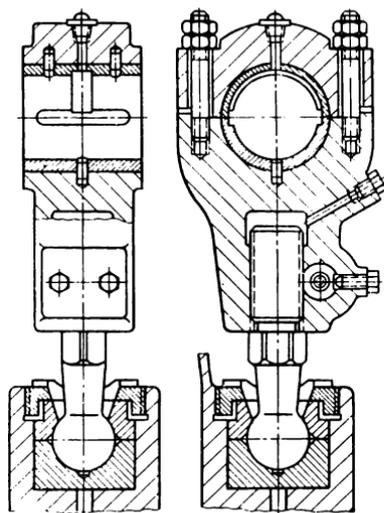


Рис. 29. Шатун с шаровой парой, применяемый в прессах

крепленным наружным кольцом или на подшипниках скольжения III'_2 . Конструкция такой пары, применяемая в двигателях внутреннего сгорания, показана на рис. 28 [16], а применяемая в прессах — на рис. 29 [13].

В дальнейшем на схемах шаровую пару будем изображать кружком увеличенного диаметра. Пары IV_4 шаровые со штифтом будем изображать тоже кружком увеличенного диаметра, а штифт условно направлять вкось. В действительности штифт должен иметь направление по геометрической оси шарира.

Пары II_2 или II_1 не рассматриваем. Кольцевая пара II_2 непригодна для больших сил из-за линейчатого контакта. Пару II_1 из-за большого трения наружного кольца нельзя применять там, где движение самоустанавливаемости является периодическим, т. е. она не годится для головок шатуна. Конечно, пару II_1 вместе с парой III_1 можно применить на коренном валу, где они вместе образуют пару V_1 , которая так и обозначена на схемах.

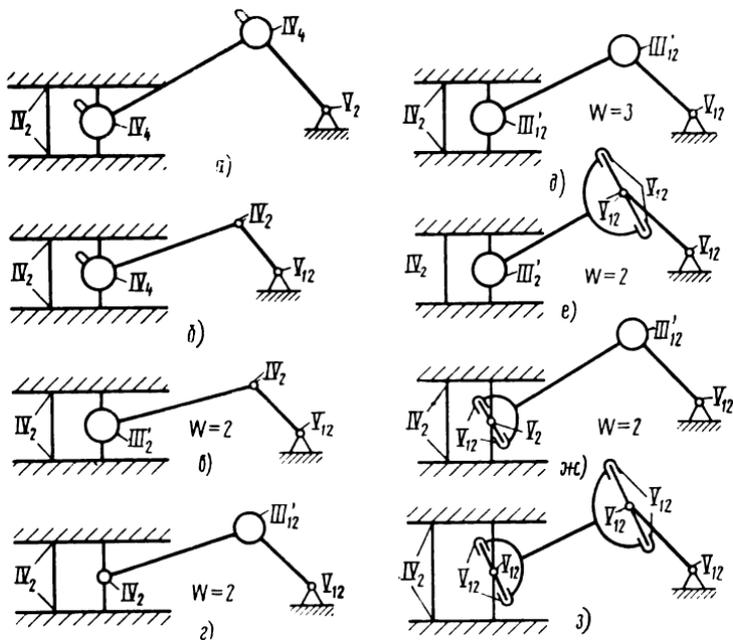


Рис. 30. Рациональные схемы кривошипно-ползунного механизма с цилиндрическим ползуном

В кривошипно-ползунных механизмах ползун можно выполнять или в виде цилиндрической пары IV_2 (рис. 30), или в виде поступательной пары V_3 (рис. 31). Цилиндрическую пару IV_2 условно изображаем в виде тронкового поршня, а поступательную V_3 — в виде одностороннего ползуна (аналогично паровозному).

Поставленному выше условию рациональной схемы (17 условий связи) могут удовлетворить: одна пара V_{12}^* и три пары IV класса (рис. 30 а, б). При этом не должно быть двух цилиндрических пар IV_2 с параллельными осями, иначе появятся местная вредная подвижность и одна избыточная связь (см. выше рис. 5, в).

Тому же условию удовлетворяют две пары V_{12} и V_3 , IV_4 и III'_{12} (рис. 31, а, б).

* V_{12} здесь обозначает пару V класса из столбца 1 или 2.

Пара IV_4 шаровая со штифтом имеет линейчатый контакт, поэтому непригодна для передачи больших сил. Она очень неконструктивна и ее почти невозможно осуществить на подшипниках качения. Поэтому ее заменяют цилиндрической парой IV_2 (рис. 31, *в* — прессы и 31, *г* — паровозы на подшипниках качения). Необходимо отметить, что на рис. 30, *б* нельзя две пары IV_4 за-

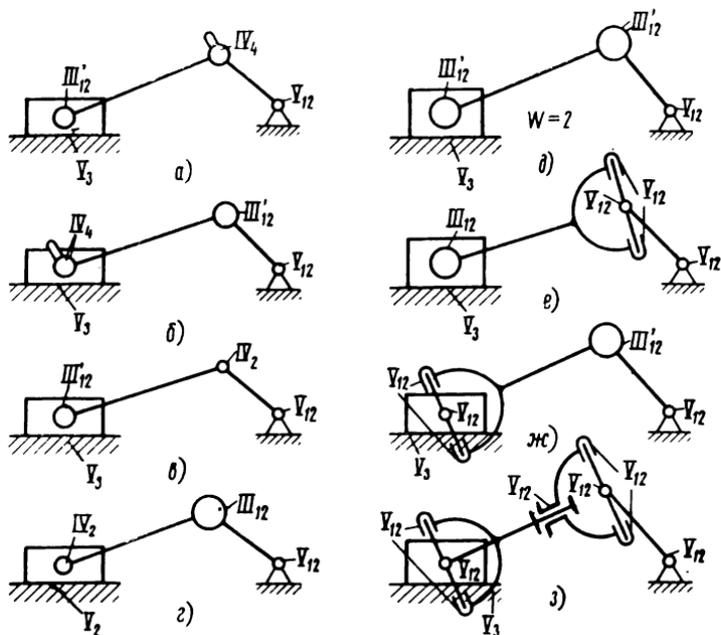


Рис. 31. Рациональные схемы кривошипно-ползунного механизма с поступательным ползуном

менить двумя парами IV_2 , так как тогда появится избыточная связь и недопустимая местная подвижность (шатун «снимается» с механизма).

Цилиндрическая пара при самоустанавливаемости скользит вдоль оси. Чтобы трение не вызывало заклинивания [23], длина вкладыша этой пары должна быть

$$b > \frac{3}{2} \pi f \cdot \frac{L^2}{r_n} \cdot \sin \gamma,$$

где L — длина шатуна;

r_n — радиус пары;

γ — угол перекоса пальца кривошипа;

f — коэффициент трения.

Самоустанавливаемость гораздо лучше, если цилиндрическая пара IV_2 стоит на пальце кривошипа (см. рис. 30, *в* и 31, *в*), чем когда она расположена на ползуне (см. рис. 30, *г* и 31, *г*).

При цилиндрическом ползуне совсем избежать пары шаровой со штифтом можно, если заменить ее шаровой парой III'_{12} (см. рис. 30, *в*). При этом появляется местная подвижность (вращение поршня вокруг своей оси, $\omega = 2$). Она безвредна в четырехтактных двигателях; в двухтактных она недопустима, так как здесь стыки поршневых колец не должны попадать на впускные и выпускные окна.

Шаровую пару III'_{12} нужно обязательно ставить на поршневую головку шатуна (см. рис. 30, *в*) и недопустимо и опасно на кривошипную головку (см. рис. 30, *з*). При этой схеме в мертвом положении шатун с поршнем можно повернуть вокруг кривошипной головки III'_{12} и во время пуска машины произойдет поломка. Поэтому, если и применять эту схему, то необходимо сильно ограничить упорами вторую подвижность пары III'_2 .

Цилиндрическую пару IV_2 трудно осуществить на подшипниках качения. Поэтому здесь ее целесообразно заменить на шаровую III'_1 (см. рис. 30, *д* и 31, *д*). При этом добавляется местная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси (в пределах упоров). В двухтактных машинах по такой схеме следует продумать вопрос о проходе стыков колец через впускные и выпускные окна.

Другой путь избежать пары IV_4 и IV_{12} — заменить их кинематическим соединением IV_a (см. табл. 3, рис. 30, *е*, *ж*, 31, *е*, *ж*). Здесь безразлично, на какой головке шатуна оставить шаровую пару III'_{12} и кинематическое соединение из двух пар V_{12} .

В тех случаях, когда искажения размеров звеньев очень велики, добавочные угловые подвижности сферических подшипников качения могут оказаться недостаточными. Тогда и шаровые пары III'_{12} целесообразно заменить кинематическим соединением III'_a (табл. 3, рис. 31, *з*). Здесь третья пара V_{12} передает только осевое усилие, поэтому она вынесена в сторону от точки пересечения осей, что упрощает конструкцию.

При цилиндрическом ползуне IV_2 обе головки шатуна должны быть соединениями четвертого класса (IV_a , рис. 30, *з*). Применяют такую схему в механизмах регулирования паровых турбин.

15. КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫЙ МЕХАНИЗМ

Плоская схема кривошипно-коромыслового механизма показана на рис. 32, *а*. Проверка ее по формуле П. Л. Чебышева или плоской формуле О. Г. Озола показывает, что $q_n = 0$, т. е. нет особо вредных избыточных связей. Чтобы не было никаких избыточных связей, подставим в формулу А. П. Малышева $q = 0$, $\omega = 1$, $n = 3$ и, учитывая, что в механизме нет пар I и II классов

$p_I = 0$ и $p_{II} = 0$, получим выражение для числа условий связи кинематических пар этого механизма, т. е.

$$5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 17.$$

То же условие в виде числа подвижностей можно найти аналогичной подстановкой в формулу О. Г. Озола или на основании сказанного на стр. 11 для числа подвижностей кинематических пар замкнутого контура:

$$f = 7.$$

Оба эти уравнения удовлетворяются при двух парах V_2 , одной IV_4 и одной III'_2 (рис. 32, б). К сожалению, пара IV_4 шаро-

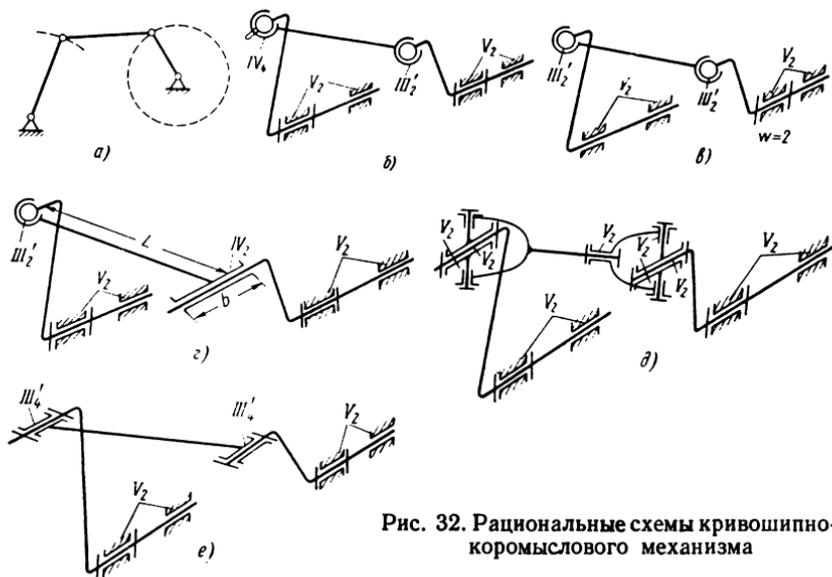


Рис. 32. Рациональные схемы кривошипно-коромыслового механизма

вая со штифтом имеет у последнего линейчатый контакт звеньев и непригодна для больших сил, потому схема 32, б пригодна только для очень легких механизмов. Избежать этого можно, если заменить пару IV_4 шаровой парой III'_2 (рис. 32, в). Подвижность механизма станет равной двум, добавится местная безвредная подвижность — вращение шатуна вокруг своей оси. Примером такой схемы может служить рулевая трапеция автомобиля, которая очень широко распространена и полностью себя оправдала.

Эту схему содержат и механизмы в природе. Самый ответственный механизм в организме человека — передача от барабанной перепонки к внутреннему уху — выполнен на шаровых шарнирах. Он состоит из кривошипа (молоточка), шатуна (наковальни) и коромысла (стремлячка), составляющего одно целое с внутренним

ухом. Применяемые в медицине названия «молоточек» и «наковальня», грубо искажают сущность этого механизма. Конечно, если бы в нем были зазоры и одно звено ударяло по другому, то человек слышал бы сильный грохот, заглушающий все звуки.

Особенно целесообразна схема рис. 32, в в случае шаровых пар на сферических подшипниках качения.

Другой путь получения рационального механизма заключается в замене пары IV_4 шаровой со штифтом цилиндрической парой IV_2 (рис. 32, з). Самоустанавливаемость здесь достигается за счет продольного скольжения пары. Этой самоустанавливаемости мешает трение. Чтобы не получилось заклинивания необходимо, чтобы длина пары была достаточной (23), т. е.

$$b > \frac{3\pi}{2} \cdot \frac{fL^2 \sin \gamma}{r_n},$$

где r_n — радиус этой пары;

γ — угол перекоса пальца кривошипа;

f — коэффициент трения.

Третий путь заключается в применении кинематических соединений (табл. 3) вместо пар IV_4 и III'_2 (см. рис. 32, д). Пару IV_4 заменяют соединением IV_a , состоящим из двух вращательных пар V_2 , а пару III'_2 — соединением III_a , включающим три пары V_2 . В результате получается механизм из семи пар (семь подвижностей в контуре) и семи звеньев (включая стойку).

Такая схема встречается в механизмах регулирования паровых турбин. Однако в исполненной конструкции забыта вращательная пара на оси шатуна и, следовательно, осталась одна избыточная связь.

Можно заменить кинематическим соединением только пару IV_4 , а шаровую пару III'_2 сохранить. Получается механизм из четырех вращательных пар V_2 и одной шаровой III'_2 . Они тоже дают семь подвижностей на контур.

Наконец, при очень больших размерах звеньев по сравнению с размерами кинематических пар (в 50 и более раз) кинематические пары на пальцах кривошипа и коромысла с учетом зазоров можно считать шаровыми III'_4 и допускать такую схему (рис. 32, е).

16. МЕХАНИЗМ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО КРИВОШИПА

В подавляющем большинстве механизмов подвижность во всех положениях одинакова. Исключением из этого правила можно назвать механизм параллельного кривошипа (рис. 33), являющийся частным случаем кривошипно-коромыслового механизма, у которого в мертвой точке подвижность возрастает на единицу. На рисунке, чтобы избежать совпадения линий, шатун AB и стойка OC условно показаны подковообразными, хотя в действительности их выполняют прямыми.

Во всех положениях, кроме мертвых (показано пунктиром на рис. 33), подвижность равна единице. При заданной скорости v_A скорость v_B вполне определена и равна v_A .

В мертвом положении скорость v_B теряет определенность и может иметь величину v_B' , тогда сохраняется механизм параллельного кривошипа и может получить противоположное направление (v_B'' на рис. 33) и он станет механизмом антипараллельного кривошипа.

Следовательно, для определенности движения в мертвой точке необходимо задавать не только скорость точки v_A , но и скорость точки v_B , т. е., подвижность увеличивается на единицу. Характерно здесь то, что в прямую линию вытягиваются звенья OA и AB и одновременно с ними звенья AB и BC , т. е. имеет место двойная мертвая точка.

В механизмах с простой мертвой точкой (например, кривошипно-ползунном) увеличения подвижности в мертвой точке не бывает. Увеличение подвижности вызывает возникновение избыточных связей. Это следует из формулы П. Л. Чебышева

$$q_n = \omega_n - 3n + 2p_n + p_s.$$

При увеличении подвижности ω_n на единицу в механизме без избыточных связей $q_n = 1$, так как остальные члены в этой формуле сохраняются.

То же самое можно получить и по формулам А. П. Малышева или О. Г. Озола.

Избыточная связь в механизме параллельного кривошипа требует точного выполнения условия

$$OA + AB = OC + CB.$$

Если же требуется переход через обе мертвые точки, то необходимо выполнить второе условие

$$OC + OA = AB + CB,$$

которое удобнее выразить в виде

$$OA = CB \text{ и } AB = OC.$$

В локомотивных передачах, где для перехода через мертвую точку приходится применять сдвоенный механизм параллельного кривошипа, т. е. нарушать основное правило конструирования, избыточная связь действует во всех положениях механизма.

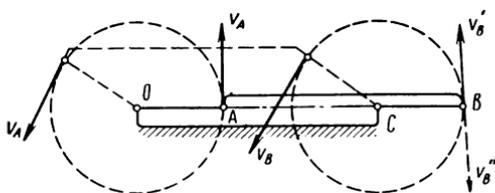


Рис. 33. Механизм параллельного кривошипа в мертвом положении (сплошные линии) и в произвольном (пунктирные линии)

Наличие избыточной связи в механизме параллельного кривошипа привело к тому, что этот механизм, широко применявшийся в паровозах, в современных локомотивах не применяют. Вместо него в электровозных одномоторных тележках используют зубчатую передачу с промежуточным колесом.

Очень велико число избыточных связей в пальцевом механизме параллельного кривошипа, применяемого в планетарно-эксцентриковых механизмах для передачи вращения от сателлита на ведомый вал. При обычно применяемом числе пальцев (6—8) число избыточных связей (5—7) очень велико.

Это требует большой точности изготовления. Кроме того, как показал В. Н. Кудрявцев [9], пальцевый механизм при эвольвентном зацеплении трудно вписывается в сателлит. Поэтому требуется применять или пальцы очень малого диаметра, или отверстия большого диаметра.

Эти недостатки устранены в предложенном и испытанном Ю. А. Грином редукторе с крестовой муфтой качения (Ольдгем) [6].

Механизм параллельного кривошипа не получил распространения и в многошпindelных головках из-за огромного числа избыточных

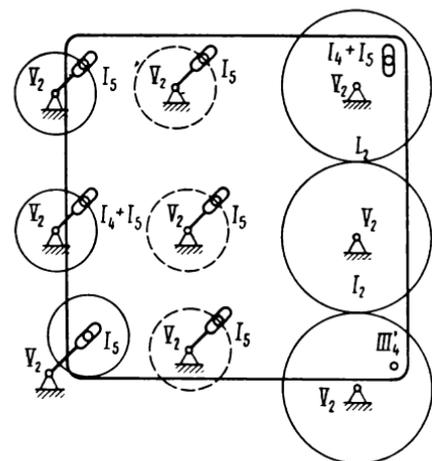


Рис. 34. Механизм многошпindelной головки с промежуточным колесом

связей (по одной на каждый шпindel). Здесь применяют механизмы со многими промежуточными колесами, хотя параллельный кривошип мог бы дать большое упрощение конструкции.

Устранить избыточную связь можно, если в кривошипе или в шатуне (рис. 34) втулку одного из шарниров заменить пазом. В мертвых положениях это устраняет избыточную связь, во всех остальных подвижность увеличивается на единицу. Этим мы избавимся от переменной подвижности, но здесь появляется лишняя подвижность — возможность вращения шатуна в плоскости механизма. Устранить ее можно введением дополнительных условий связи. На рис. 34 для этого применена зубчатая передача с промежуточным колесом, на рис. 35 — механизм из параллелограммов $C_1E_1E_2C_2$ и $B_1D_1D_2B_2$, обычно применяемый в рейшинах «Кульман». Можно применить и другие аналогичные механизмы для параллельного перемещения, например муфту Ольдгема.

В механизме на рис. 35 все оси могут быть использованы для сверлильных шпindelей, а на рис. 34 — все, кроме оси промежуточного колеса, так как оно вращается в противоположном направлении.

Следует отметить значительную простоту механизма, приведенного на рис. 34, по сравнению с механизмом, имеющим зубчатые колеса (всего одно промежуточное колесо вместо нескольких). Кроме того, механизм, выполненный по рис. 34, позволяет легко менять расстояния между центрами отверстий, чего механизм с зубчатыми колесами не допускает.

При конструировании механизма, согласно рис. 34, следует помнить, что шатун (пластина) должен крепиться на трех точках. Поэтому три пальца ($III'_4, I_4 + I_5$ и $I_4 + I_5$) необходимо выполнять с закраинами, все остальные во избежание избыточных связей—без закраин.

Аналогичным образом шатун (пластина) на рис. 35 следует фиксировать по трем точкам в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа. Поэтому пальцы A_2, A_3 и A_5 необходимо выполнять с закраинами, а остальные—без закраин. Для большей точности фиксирования желательно закраины выполнять на тех пальцах, расстояние между которыми самое большое. Так и сделано на рис. 35.

Таким же образом раму $E_1D_1E_2D_2$ следует фиксировать по трем широко расставленным точкам E_1D_1 и E_2 в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа. Для этого шарниры C_1, B_1, C_2 необходимо выполнять в виде вращательных пар V_2 . Остальные шарниры (B_2, D_2, E_1, E_2 и D_1) должны быть шаровыми III'_4 . При этом звено B_2D_2 будет иметь местную подвижность — вращение вокруг оси звена. Поэтому общая подвижность механизма $\omega = 2$.

Возможна другая схема кинематических пар механизма, изображенного на рис. 35. Например, если пластину и раму снабдить плоскостными направляющими (пары III'_2), то все пальцы необходимо делать без закраин, а все поводки — с шаровыми парами III'_4 .

Другой способ устранения избыточных связей показан на рис. 36. Для устранения избыточных связей шатун выполнен разрезным с соединением цилиндрической парой IV_2 . Концы его присоединены к головкам при помощи шарниров V_2 . Эти пары можно выполнять очень простыми, поскольку относительное

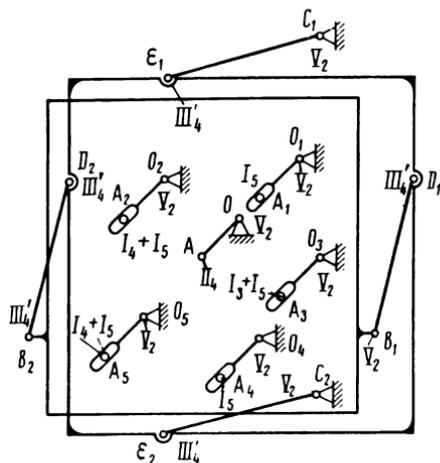


Рис. 35. Механизм многошпиндельной головки с шарнирными параллелограммами

движение в них ничтожно. Именно, пару V_2 можно сделать в виде валика, а заменяет она несколько болтов, соединяющих детали в статически неопределимом механизме. Поэтому устранение избыточных связей в механизме по рис. 36 не увеличивает его стоимости.

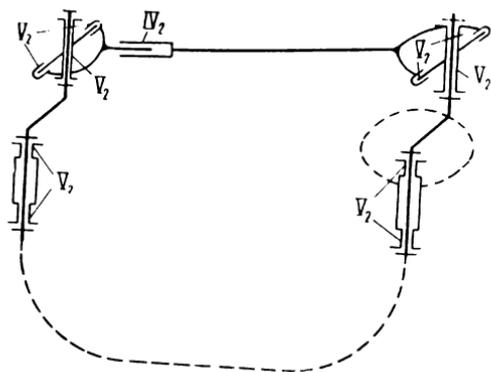


Рис. 36. Механизм параллельного кривошипа с независимым приводом кривошипов

независимый привод, т. е. считать $\omega = 2$. К сожалению, предлагаемый прием устранения избыточных связей не применим к случаю, когда параллельный кривошип служит для передачи момента (спарник локомотива).

Лишняя подвижность устранена тем, что оба кривошипа соединены через червячные передачи и промежуточный валик, от которого они получают вращение (условно показано пунктиром).

При проверке наличия избыточных связей по формуле А. П. Малышева целесообразно эти передачи не рассматривать, а считать, что кривошипы имеют

17. КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Плоские кулисные механизмы могут быть трех видов в зависимости от движения звена, несущего палец кулисного камня и движения кулисы:

кривошипно-кулисный с вращающейся кулисой — оба звена вращаются;

кулисный синусный — палец расположен на вращающемся звене, а кулиса движется прямолинейно;

кулисный тангенсный — палец расположен на звене, двигающемся прямолинейно, а кулиса вращается.

Рассмотрим кривошипно-кулисный механизм с вращающейся (или качающейся) кулисой. Плоская схема этого механизма дана на рис. 37, а. Если радиус кривошипа $OA > O_1O_2$ (расстояния между центрами), кулиса делает полный оборот (вращается). Если $OA < O_1O_2$ — кулиса делает часть оборота (качается).

Избыточные связи для этих двух случаев одинаковы, поэтому здесь их будем рассматривать вместе. Проверка плоской схемы по формуле П. А. Чебышева показывает отсутствие в ней избыточных связей.

При рассмотрении действительных механизмов без избыточных связей сохраняются зависимости для кривошипно-ползунного ме-

ханизма, так как они получены для того же числа звеньев и кинематических пар, т. е.

$$5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} = 17$$

и

$$\rho_V + \rho_{IV} + \rho_{III} = 4.$$

К этим зависимостям добавляется условие $\rho_V \geq 2$, которое вытекает из необходимости фиксирования в осевом направлении ведущего и ведомого валов.

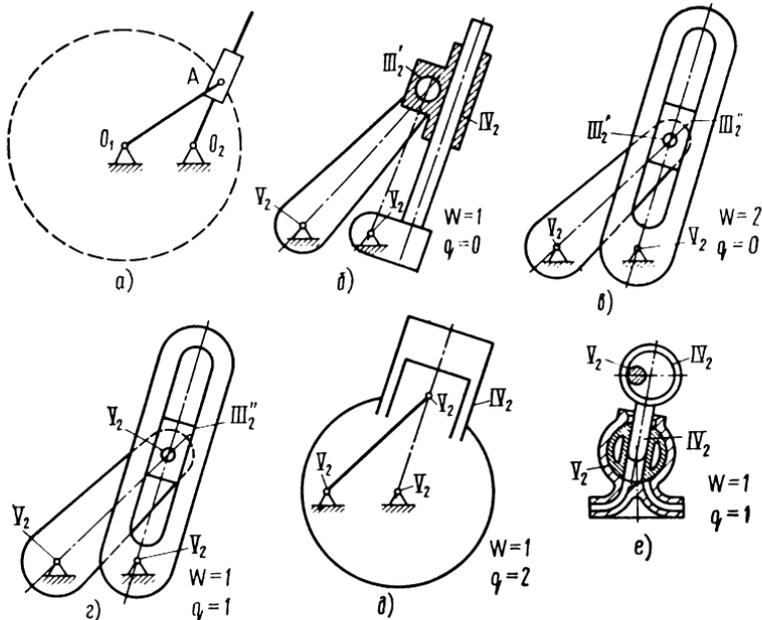


Рис. 37. Схемы механизма с качающейся кулисой

Поставленные условия можно удовлетворить при $\rho_V = 2$, $\rho_{IV} = 1$ и $\rho_{III} = 1$ (рис. 27, б).

Такая конструкция очень удобна для изготовления и эксплуатации, но имеет тот недостаток, что у нее применен смещенный ползунок (центр шарового пальца на кривошипе не совпадает с осью цилиндрической пары кулисы). При конструировании это смещение необходимо делать возможно меньшим.

Простую конструкцию без избыточных связей можно осуществить при

$$\rho_V = 2, \quad \rho_{III} = 2 \text{ и } \omega = 2 \text{ (рис. 37, в).}$$

В этом случае получается одна местная подвижность — вращение кулисного камня вокруг шарового пальца. Она практически безвредна, так как угол поворота ограничивают соответствующие упоры.

Конструкцию с одной избыточной связью (рис. 37, *г*) применяют в станках. Для нее $p_V = 3$ и $p_{III} = 1$, $w = 1$. По формуле А. П. Малышева $q = 1$. Эта избыточная связь требует строгой параллельности между осями вращательных пар и плоской парой (плоскостью соприкосновения кулисы и кулисного камня) во всех положениях механизма.

Механизм с вращающейся кулисой применяли в авиационных звездообразных двигателях с вращающимися цилиндрами (рис. 37, *д*). В этой конструкции $p_V = 3$ и $p_{IV} = 1$. По формуле А. П. Малышева $q = 2$. Избыточные связи можно устранить, поставив на шатуне шаровые головки, но при этом возникнут две местные степени подвижности — вращение поршня и вращение шатуна вокруг своей оси.

Механизм с качающейся кулисой применяют в масляных насосах с качающимся цилиндром (рис. 37, *е*). В этом механизме можно брать $p_V = 2$ и $p_{IV} = 2$. Тогда по формуле А. П. Малышева $q = 1$. Эта избыточная связь требует строгой параллельности осей вала, оси качения цилиндра и оси эксцентрика во всех положениях механизма.

Механизм с качающейся кулисой применяли в главном механизме паровых паровых машин с качающимися цилиндрами. В таком механизме можно тоже избежать избыточных связей. Этот вопрос рассматривать не будем, так как такие машины давно не применяют.

Кулисный синусный механизм (с бесконечным шатуном) при постоянном усилии на ползуне дает наибольший момент на кривошипе в середине хода, наименьшие моменты — по концам хода. Эта характеристика выгодна для электрических аппаратов, где такой механизм широко применяют.

Плоская схема этого механизма (рис. 38, *а*) избыточных связей, определяемых по формуле П. Л. Чебышева, не имеет. В этой схеме две поступательных и две вращательных пары.

В ней возможно применение трех цилиндрических пар с взаимно перпендикулярными осями, т. е. $p_{IV} = 3$ и $p_V = 1$. При этом не возникает ни местных подвижностей (как получилось бы, если оси цилиндрических пар были параллельны), ни избыточных связей. Такая конструкция показана на рис. 38, *б*.

Неправильная, но, к сожалению, распространенная конструкция, в которой только пары V класса, показана на рис. 38, *в*. В ней три избыточных связи, что требует точного выполнения ряда размеров.

Встречаются конструкции, у которых одна или две пары сделаны цилиндрическими. Эти конструкции имеют соответственно меньшее число избыточных связей.

Однако, чтобы избавиться от избыточных связей и получить от этого все преимущества, необходимо применить три цилиндрические пары, как это сделано в схеме на рис. 38, *б*.

Кулисный тангенсный механизм при постоянном усилии на ползуне дает наибольший момент на кулисе (на валу) по концам хода, наименьший — посредине. Характеристика выгодна для судовых рулевых машин, где этот механизм широко применяют.

Плоская схема такого механизма (рис. 38, *г*) избыточных связей, определяемых по формуле П. Л. Чебышева, не имеет.

В этом механизме возможно применение трех цилиндрических пар, оси которых непараллельны ($p_V = 1$, $p_{IV} = 3$, $\omega = 1$,

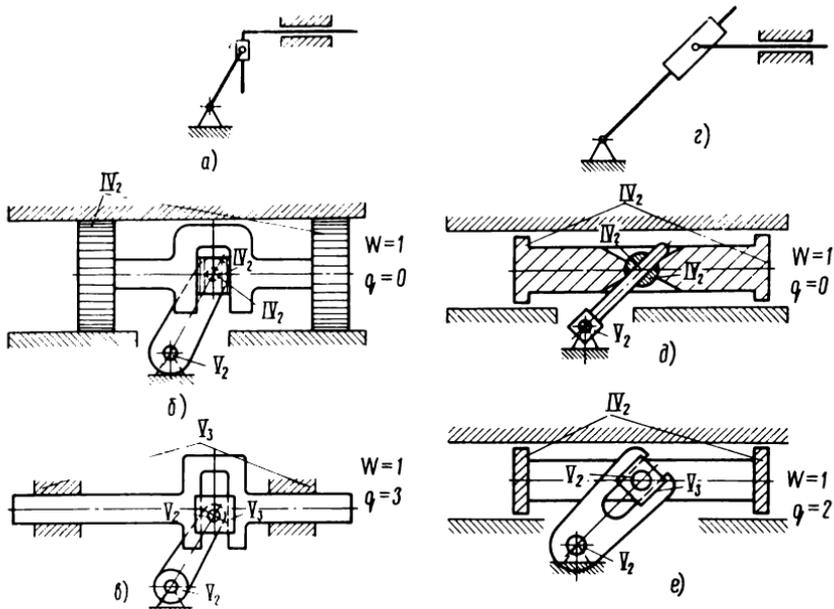


Рис. 38. Схемы механизмов:

а, б и в — синусных; *г, д и е* — тангенсных

$q = 0$). Такую конструкцию (рис. 38, *д*), предложенную А. Н. Ивановым, применяют в настоящее время в приводах реверсоров, тормозных переключателей и переключателей напряжения моторных вагонов.

В неправильной конструкции (рис. 38, *е*) одна пара цилиндрическая (ползун, направляющие), остальные V класса. На основании формулы А. П. Малышева схема имеет две избыточные связи, вследствие которых требуется точно выполнить два размера: перпендикулярность осей цилиндра и вала: положение цилиндра вдоль оси вала.

Встречаются конструкции, в которых применены две цилиндрических пары и две V класса. В них одна избыточная связь и соответственно требуется точно выполнить один размер — перпендикулярность оси цилиндра и вала.

Сравним синусный кулисный механизм (см. рис. 38, б) с тангенсным (рис. 38, д). Они отличаются только направлением оси цилиндрической пары, соединяющей кулисный камень с валом. У синусного эта ось параллельна, а у тангенсного перпендикулярна оси вала. Между этими крайними положениями можно применить любое промежуточное (проверено на модели) и получить промежуточную характеристику между синусным и тангенсным механизмами. Если этот угол сделать регулируемым, то можно регулировать и характеристику.

Единственным недостатком такого механизма является то, что он пространственный и его теория намного сложнее теории плоского. Механизм с промежуточной характеристикой исследован А. А. Касаманьяном. Если a — расстояние между центрами вала и ползуна, α — угол между радиусом и осью цилиндрической пары, соединяющей кулисный камень с валом, δ — угол поворота вала и β — соответствующий ему угол поворота ползуна (принужденный), тогда

$$\beta = \alpha - \arcsin(\operatorname{tg} \alpha \cos \delta).$$

Перемещение ползуна от среднего положения

$$x = a \sin^2(\alpha - \beta) \operatorname{tg} \delta + a \cos^2(\alpha - \beta) \sin \delta.$$

При $\alpha = 0$ и $\beta = 0$ $x = a \sin \delta$ — механизм обращается в синусный.

При $\alpha = 90^\circ$ и $\beta = 0$ $x = a \operatorname{tg} \delta$ механизм обращается в тангенсный.

18. ТРЕХ- И ЧЕТЫРЕХПОВОДКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Для трехповодковых механизмов рассмотрим группу нулевой подвижности (Ассура), которая входит в состав таких механизмов (рис. 39). Как известно, если такую группу, присоединить к стойке, то получим нулевую подвижность.

Механизмы трехповодковой группы включают базовое звено, три поводка и шесть кинематических пар. Нулевую подвижность и отсутствие избыточных связей можно получить при трех парах V класса и трех III'_{12} класса (рис. 39, а), т. е.

$$q = W - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + \dots = 0 - 6 \cdot 4 + \\ + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 3 = 0.$$

При этом необходимо, чтобы на каждом поводке (безразлично на каком его конце) была одна вращательная и одна шаровая пара. Правда, если вращательные пары поставить на конце поводка, соединенном с базовым звеном, то вся группа держится более устойчиво.

Можно применить две вращательных пары V_2 и четыре шаровых (рис. 39, б). При этом обе вращательные пары должны быть на одном поводке. Здесь появляются две местных подвижности за счет вращения поводков вокруг своих осей:

$$q = 2 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 4 = 0.$$

Можно применить две вращательных V_2 , две цилиндрических IV_2 и две шаровых пары III'_{12} (рис. 39, в). Расположение их должно быть такое, как показано на рисунке. Подвижность $\omega = 0$.

$$q = 0 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Можно, наконец, взять среднее между вариантами рис. 39, б и 39, в: один поводок с парами V_2, V_2 , другой IV_2, III'_{12} и третий III'_{12}, III'_{12} (рис. 39, г).

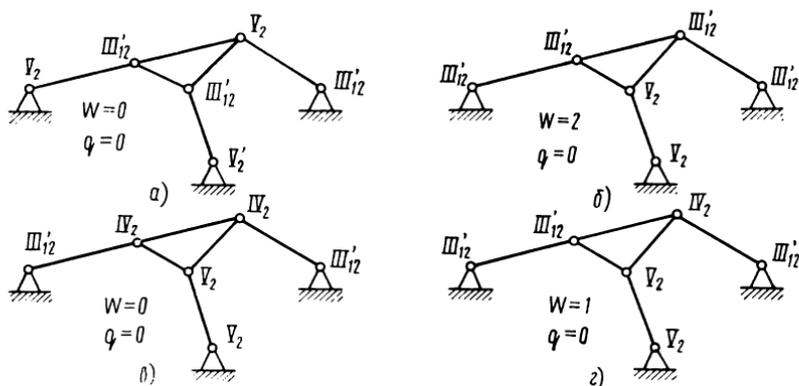


Рис. 39. Рациональные схемы трехповодковых групп

Тогда $\omega = 1$ — вращение одного поводка и $q = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 3 = 0$.

Пары V класса могут быть вращательными V_2 или поступательными V_3 , пары III класса — шаровыми III' или плоскостными III'' . Основным является случай, изображенный на рис. 39, а, когда все звено закреплено наиболее устойчиво.

Эту схему применим к трехповодковым¹ механизмам поперечно-строгальных станков (рис. 40, а). Здесь на каждом поводке ставим по одной паре V и III классов. Один из поводков (кулисный камень) соединен с кривошипом V_2, V_2 , благодаря этому весь механизм получает подвижность $\omega = 1$. Избыточные связи здесь $q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 3 = 0$ отсутствуют.

¹ Для этой схемы использованы материалы стажера МВТУ из Болгарской Народной Республики Вригазова.

Другие схемы соединения низа кулисы со стойкой показаны на рис. 40, б, в. Остальные кинематические пары остаются те же, что и на рис. 40, а, поэтому они не показаны. Структурная формула для всех трех схем одинакова и избыточные связи у всех отсутствуют.

Рассмотрим проектирование рациональной схемы кулисы Стефенсона, которая тоже является трехповодковым механизмом (рис. 41). Обозначения классов пар см. по числителю. В этой схеме пары ползун—шток золотника IV_2 и эксцентрики V_2 считаем заданными. Теория групп Ассур не позволяет решить эту задачу, так как условия связи на базовое звено накладывает также и четвертый поводок — кулисный камень. Поэтому применим более общее решение. Будем последовательно присоединять звенья так, чтобы не было натягов и вредных подвижностей. Вначале соединим кулису с эксцентриковыми тягами парами III'_4 и III''_4 . Натягов нет, но остаются подвижности — перемещение в плоскости чертежа и вращение кулисы вокруг оси III'_4/III''_4 . Первую подвижность устраним тягой, присоединяемой к переводному рычагу (у него показан только один шарнир в виде неподвижной точки) и которую во избежание натягов делаем на шаровых парах III'_4 , III''_4 . Местная подвижность (вращение этой тяги вокруг своей оси) безвредна.

Вращение кулисы вокруг оси III'_4/III''_4 устраним соединением ее с ползуном при помощи пар V_2 и цилиндрической IV_2 .

Проверить отсутствие натягов можно путем рассмотрения сборки последней пары (ползун—направляющие). Совмещения по горизонтали не требуется, так как это обеспечивает сама пара. Совмещения по вертикали достигают скольжением кулисного камня в кулисе. Совмещение в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа, обеспечивает осевая подвижность в шарнире IV_2 между ползуном и кулисным камнем.

Поворот вокруг горизонтальной оси не нужен, так как его обеспечивает сама пара, а поворот вокруг вертикальной оси достигают

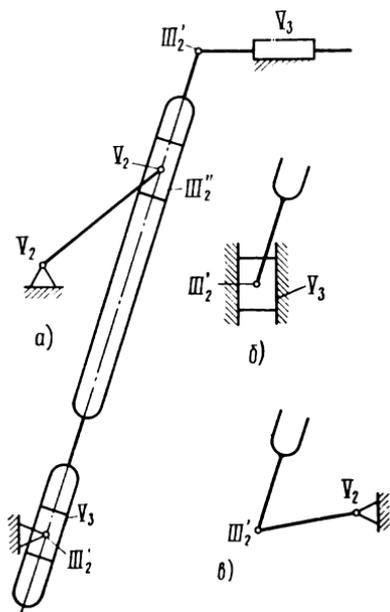


Рис. 40. Рациональные схемы трехповодкового кулисного механизма поперечно-строгольного станка:
а — основная; б и в — варианты соединения кулисы со стойкой

поворотом кулисы вокруг оси III'_4/III'_4 . Поворот вокруг оси, перпендикулярной плоскости чертежа, обеспечивают за счет шарнира IV_2 в кулисном камне.

Проверим механизм по формуле А. П. Малышева:

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \dots = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 4 = 0.$$

В данном случае положение кулисы фиксируют не только три поводка (две эксцентриковые тяги и тяга переводного рычага),

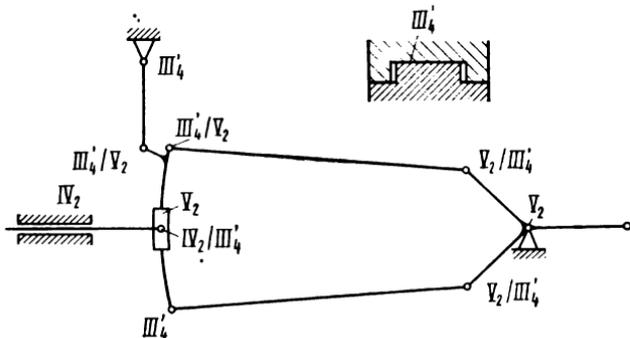


Рис. 41. Рациональная схема механизма третьего порядка (два варианта: по числителю и знаменателю)

но и ползун через кулисный камень. Поэтому решить задачу рассмотрением только трехповодковой группы невозможно.

Недостатком рассмотренной схемы является возможность кулисы перемещаться в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа, так как эксцентриковые тяги удерживают ее недостаточно жестко. Избежать это можно, но тогда придется эксцентрики сделать парами III'_4 . Для этого придется увеличить осевой зазор, как показано в правом верхнем углу рис. 41 (обозначения даны по знаменателю).

Задачу решим путем последовательного присоединения звеньев. Кулисный камень соединяем со штоком золотника шаровой парой III'_4 . Этим устанавливаем положение одной точки кулисы в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа. В вертикальном направлении ее фиксирует тяга переводного рычага, в горизонтальном направлении и поворот вокруг оси, перпендикулярной чертежу, — эксцентриковые тяги; поворот вокруг горизонтальной оси, расположенной в плоскости чертежа, — тяга переводного рычага, которая соединена с кулисой вращательной парой V_2 ; поворот вокруг вертикальной оси — верхняя эксцентриковая тяга, соединенная с кулисой вращательной парой V_2 .

Следовательно, все шесть координат кулисы зафиксированы и притом однозначно, что указывает на отсутствие вредных подвижностей и избыточных связей. Можно проверить избыточные связи по формуле А. П. Малышева. Согласно последней $\omega = 3$. Из них одна основная и две местных подвижности — вращение Золотника и нижней эксцентриковой тяги $III'_4 III'_4$ вокруг своих осей:

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \dots = 3 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 5 = 0.$$

Чтобы показать выгоды метода последовательного присоединения звеньев, применим его к одному из самых сложных механизмов, применявшихся на практике — кулисе Вальсхарта—Гейзингера (рис. 42).

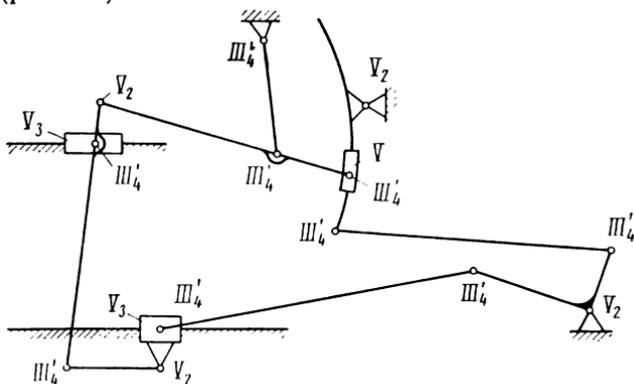


Рис. 42. Рациональная схема механизма четвертого порядка

Здесь ползуны поршня и золотника пары V_3 надо считать заданными.

Кривошипно-ползунный и кривошипно-коромысловый механизмы — передачи от контркривошипа к кулисе рассмотрены раньше. На этом основании и проставляем здесь классы кинематических пар. Кулиса, конечно, должна вращаться на паре V_2 .

Переходим к кинематическим парам четырехповодковой группы. Чтобы низ маятника не имел возможности двигаться перпендикулярно плоскости механизма, надо одну из пар нижнего поводка сделать вращательной V_2 , а другую (чтобы не было натяга) — шаровой III'_4 . Маятник с ползуном золотника во избежание натягов соединяем при помощи шаровой пары III'_4 . У маятника остается местная подвижность — вращение вокруг оси $III'_4 III'_4$.

Кулисный камень соединяем с кулисой парой V_2 , так как иначе механизм трудно осуществить конструктивно. Кулисную тягу можно соединить с маятником вращательной парой V_2 это устранил местную подвижность маятников и не вызовет натяга. Соеди-

нение кулисной тяги с кулисным камнем во избежание натяга необходимо выполнять на шаровой паре III'_4 . Эта пара замыкает контур, поэтому проверим в ней отсутствие натягов.

При таком соединении сближения по горизонтали достигают при помощи ползуна золотника, по вертикали — поворотом золотниковой тяги вокруг шарнира V_2 на маятнике.

Совмещение перпендикулярно плоскости механизма обеспечивают поворотом золотниковой тяги вместе с маятником вокруг шаровых пар. Поворотов при совмещении не требуется, так как пара шаровая.

Тягу переводного рычага, во избежание натяга следует выполнять на шаровых парах III'_4 и III'_4 . Местная подвижность (вращение тяги вокруг своей оси) безвредна. Проверить правильность схемы можно по формуле А. П. Малышева. Подвижность $\omega = 4$ основная и вращение трех звеньев вокруг своих осей (шатунa, эксцентриковой тяги и тяги переводного рычага)

$$q = 4 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 9 = 0.$$

По сравнению с кинематикой четырехповодкового механизма (построение планов скоростей и ускорений), приведенный структурный синтез получился очень простым.

19. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Устранение избыточных связей в центробежных регуляторах, кроме обычных выгод, дает еще уменьшение трения, а следовательно, и уменьшение нечувствительности, что очень важно.

Рассмотрим типичные схемы центробежных регуляторов. В современных регуляторах обычно ставят два груза и соответственно два передаточных механизма от груза к муфте. Наличие двух механизмов не нарушает статической определенности, так как каждый передает свою центробежную силу (сдвоенный механизм, недопустимый по избыточным связям, получается, когда движение одного звена передается другому двумя параллельно расположенными механизмами).

В коническом регуляторе (рис. 43, *a* без пружин и груза на муфте), грузовые рычаги соединены с валом при помощи вращательных пар V_2 , через которые на грузы передается инерционный момент при переменной скорости машины. Чтобы этот момент давал возможно меньшее трение, цапфы этих пар необходимо делать длиннее. Для этого обычно грузовые рычаги заканчивают широкими вилками, охватывающими цапфы.

Муфта регулятора перемещается по валу на поступательной паре V_3 (на шпонке). Чтобы грузовые рычаги соединить с муфтой без натягов, следует применить тяги с шаровыми парами III'_1 , III'_2 или III'_4 . В последнем случае цапфы делают очень короткими и с зазором.

При исследовании структуры механизмов регуляторов возможны два способа:

рассматривать весь механизм регулятора, включая подшипники его вала (в этом случае будут две общих подвижности, не считая местных, — вращение регулятора и перемещение муфты);

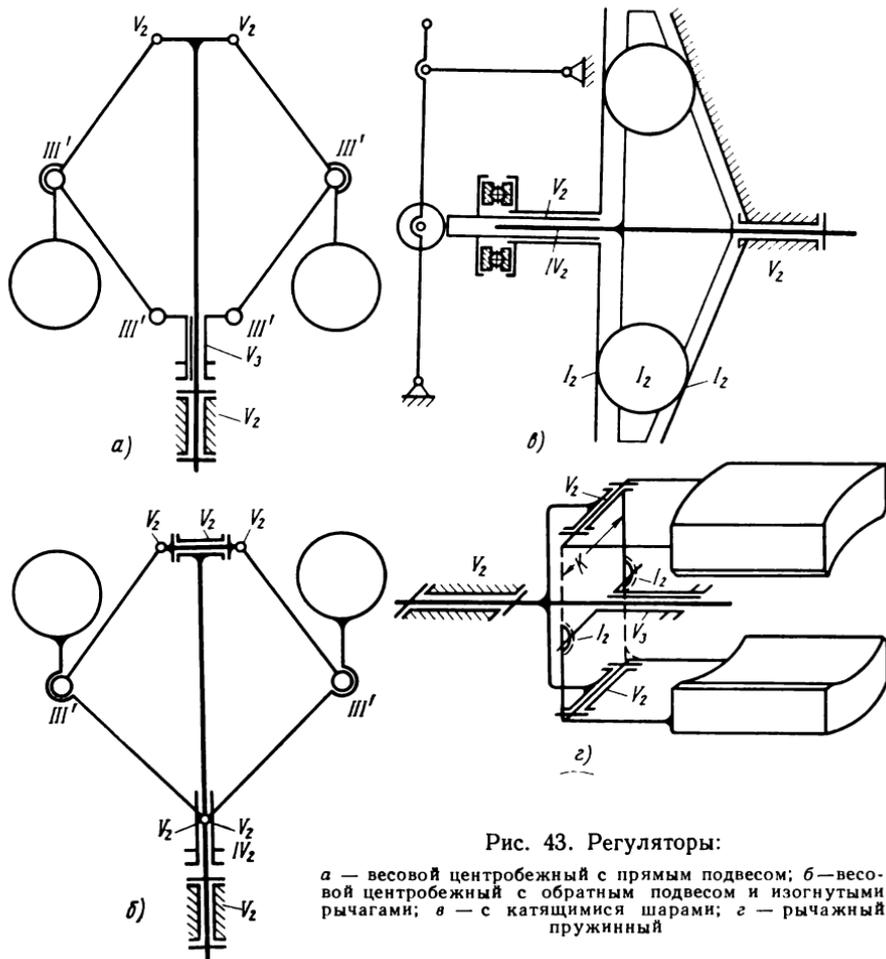


Рис. 43. Регуляторы:

а — весовой центробежный с прямым подвесом; *б* — весовой центробежный с обратным подвесом и изогнутыми рычагами; *в* — с катящимися шарами; *г* — рычажный пружинный

считать корпус регулятора за стойку и рассматривать только перемещение муфты (подвижность в этом случае равна единице).

Далее будем пользоваться первым способом.

Подвижность рассматриваемого регулятора состоит из вращения вала, перемещения муфты и местной подвижности (вращение двух тяг вокруг своих осей), т. е. $\omega = 4$.

По формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \dots = 4 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 = 0.$$

Приведенная схема применима для всех конических регуляторов с прямым подвесом грузов, т. е. с открытыми и перекрестными тягами, с прямыми и изогнутыми рычагами. В случае обратного подвеса грузов схема применима только при прямых рычагах. При изогнутых рычагах местные подвижности позволяют им вывернуться и правильное положение грузов нарушается.

Регуляторы конические весовые применяют только с вертикальным валом, конические пружинные — как с вертикальным, так и с горизонтальным валами. При горизонтальном вале сила веса груза то прибавляется к центробежной силе (в нижнем положении груза), то вычитается из нее (в верхнем положении груза), т. е. на груз действует переменная сила, вызывающая непрерывное относительное движение звеньев регулятора. Это движение уменьшает трение, а следовательно, и нечувствительность регулятора. При вертикальном вале равнодействующая веса и центробежной силы постоянна по величине и направлению (относительно вала регулятора) и не может вызвать движений, уменьшающих трение. В этом существенное преимущество горизонтального регулятора перед вертикальным.

Центробежные силы двух грузов регулятора бывают неравными из-за влияния допусков на веса грузов и размеры звеньев. Неравные центробежные силы, передаваясь на муфту, прижимают ее к валу (горизонтальные слагающие) и выворачивают (вертикальные слагающие). От этого возрастает трение и нечувствительность регулятора.

Выворачивающий момент можно устранить. Для этого совмещают точки присоединения тяг к муфте (рис. 43, б), т. е. тяги оформляют в виде вилки, охватывающих муфту, и присоединяют к ней двумя цапфами, представляющими вращательную пару V_2 . Чтобы избежать избыточных связей, схему приходится усложнять — добавить один шарнир V_2 наверху регулятора, а шпонку на муфте убрать (сделать цилиндрическую пару IV_2). В этой схеме муфту вращают тяги грузов, а шпонка создала бы только избыточную связь. Горизонтальный валик служит уравнивающим механизмом при передаче вращающего момента.

По формуле А. П. Малышева

$$q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0.$$

В такой схеме возможен обратный подвес грузов с изогнутыми рычагами, что и показано на рис. 43, б. Необходимо позаботиться и о равенстве центробежных сил. Для этого следует применять грузы простой формы. Здесь меньше размеров, и вес получается точнее. Грузы выверять на весах, а регулятор балансировать без грузов и с грузами.

В регуляторе с катящимися шарами (рис. 43, в) шары расположены между неподвижной конической тарелкой и подвижной плоской тарелкой. Движение шары получают от крестовины (сепа-

ратора), соединенной с валом двигателя. Подвижная тарелка нагружена пружиной непосредственно или через рычаг (рис. 43, в). Она имеет два движения — осевое (при изменении скорости) и вращательное (получаемое от сил трения катящихся шаров). Такой регулятор представляет собой планетарный механизм, у которого шары служат сателлитами, а крестовина — водилом. Подвижная тарелка получает вращение приблизительно с удвоенной угловой скоростью крестовины, с которой и работает шариковый подпятник, передающий ее перемещение на механизм регулирования. При изменении скорости шары катятся по спиральям на тарелках. Поэтому скольжение ничтожно и регулятор имеет малое трение.

Рассмотрим структуру этого регулятора без передаточных рычагов. Будем считать, что он имеет шесть шаров (бывает от 2 до 6). Подвижность механизма: основное вращение, вращение тарелки, муфты и шести шаров вокруг трех осей координат за счет проскальзывания, перемещение муфты. Всего $\omega = 22$.

По формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I;$$

$$q = 22 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 18 = 0.$$

Следовательно, схема правильная и изменений не требует.

Рычажный регулятор без пружин показан на рис. 43, г. Пружины применяют продольные, действующие на муфту или передаточные рычаги, или поперечные, действующие непосредственно на грузы. Продольные пружины широко используют в транспортных дизелях вследствие удобства изменения их натяжения для регулирования скорости. Поперечные пружины позволяют сильно уменьшить усилия в кинематических парах регулятора, а следовательно, уменьшить трение и нечувствительность. Для этого необходимо, чтобы направление действия пружины проходило через центр тяжести груза. Тогда самые большие силы (центробежная и сила пружины) непосредственно уравниваются и не передаются на шарниры. Поэтому регуляторы с поперечными пружинами применяют в стационарных установках, главным образом в паровых турбинах, где требуется точное регулирование.

Грузы соединяют с муфтой при помощи синусного (рис. 43, з и 44, а) и тангенсного (рис. 44, б) кулисных механизмов или кривошипно-ползунного (рис. 44, в).

В кулисных механизмах больше скольжение в кулисе и потому больше трение, чем в кривошипно-ползунном. Поэтому кулисные чаще применяют в транспортных двигателях, а шарнирные — в стационарных. Чтобы уменьшить трение в кулисном механизме, его необходимо конструировать так, чтобы в среднем положении грузов скорость скольжения в кулисе равнялась нулю. В соответствии с этим на рис. 44, а, б показана правильная конструкция,

а на рис. 44, *г* — неправильная. Другой путь уменьшения трения — установка ролика на палец кулисного механизма.

При продольных пружинах центробежная сила грузов передвигает муфту в одном направлении, а пружина — в обратном. Поэтому можно применять открытый кулисный механизм (рис. 43, *д* и 44, *а*). При поперечных пружинах грузы должны двигать муфту в обоих направлениях, поэтому кулису необходимо делать пазовой (рис. 44, *б* и пунктир на рис. 44, *а*).

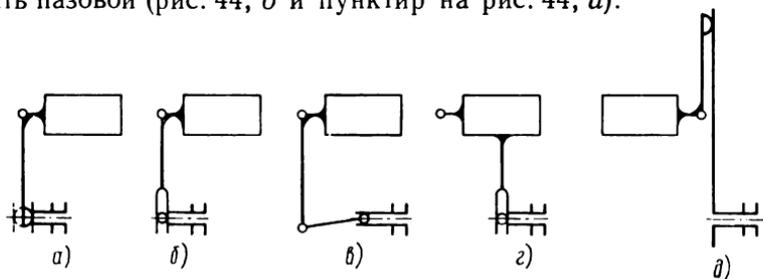


Рис. 44. Схемы соединений грузового рычага с муфтой:
а, б и в — правильные; *г* и *д* — неправильные

Если контакт между рычагом груза и кулисой считать точечным (пара I_2), то не будет избыточных связей:

$$q = 2 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 1 \cdot 2 = 0.$$

Даже при линейчатом контакте (пара II_3) избыточные связи не опасны, так как они могут дать только неравномерное распределение усилия вдоль линии контакта.

При неодинаковых центробежных силах на муфту передается момент, выворачивающий ее и увеличивающий трение и нечувствительность. Чтобы уменьшить этот момент, кроме взвешивания грузов, следует стремиться уменьшить размер k (рис. 43, *г*). Поэтому целесообразнее те конструкции, у которых муфта поставлена не на вал регулятора, а в специальный подшипник. Это позволяет расположить рычаги грузов вплотную один к другому. Совершенно неправильна конструкция, у которой рычаг груза направлен наружу (рис. 44, *д*), так как у нее очень велико плечо k .

Ни в коем случае не следует применять сдвоенный механизм (пунктир на рис. 43, *г*), так как при этом возникнут вредные избыточные связи. Если кулиса открытая, это приведет к тому, что будет работать один механизм из двух. Гораздо хуже при закрытой (пазовой) кулисе, когда неточности изготовления создают натяги и резко увеличивают трение.

Правда, известны попытки применить сдвоенный механизм, используя груз в качестве уравнивающего звена. Возможная схема такого устройства с кривошипно-ползунным механизмом показана для одного груза на рис. 45 (пружины не показаны). Здесь точно разграничено: где стоят вращательные пары V_2 , где шаровые пары III'

Постановка везде одинаковых пар нежелательна, так как в зависимости от величины зазоров это может привести или к избыточным связям и натягам, или вредным подвижностям и нарушению точности работы.

Подвижность этого механизма $\omega = 4$, вращение, перемещение муфты и местные подвижности (вращение двух звеньев вокруг своих осей).

Следует отметить, что одну из местных подвижностей (вращение груза вокруг оси III' , III') можно устранить натяжением пружин, которые не учтены в структурной схеме.

По формуле Малышева А. П.

$$q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + \dots$$

$$q = 4 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 6 = 0.$$

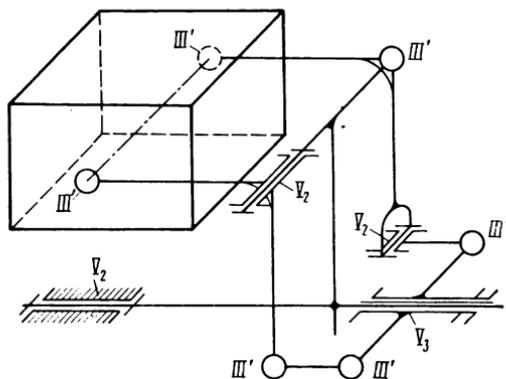


Рис. 45. Кривошипно-ползунный механизм, в котором груз регулятора использован для устранения избыточных связей

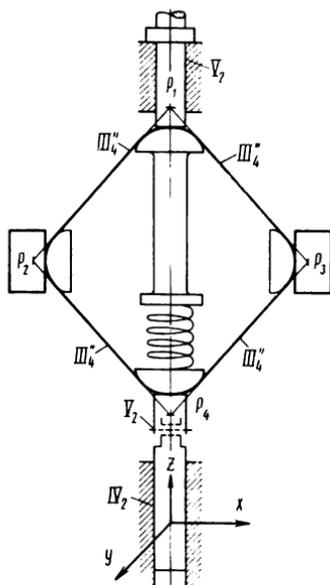


Рис. 46. Ромбический ленточный маятник Ленинградского металлического завода (пунктиром показан шарнир для устранения избыточных связей)

В этом механизме, несмотря на сложность (на рис. 45 показана только половина регулятора), не устранен выворачивающий момент на муфте, так как при неточностях исполнения усилия, передаваемые на оба механизма, не равны.

В гидравлических турбинах применяют регуляторы с гибкими связями, которые практически исключают трение и сводят к нулю коэффициент нечувствительности. В этой области регуляторы обычно называют маятниками. Известен эвольвентный маятник, ленточный маятник А. Г. Розова и ромбический ленточный маятник Ленинградского металлического завода. Последний, как наилучший, представлен на рис. 46. Шарнира V_2 , показанного пунктиром, в исполненной конструкции нет. Он похож на конический

регулятор, только тяги и рычаги в нем заменены гибкими связями — листовыми парами III''_4 .

Подвижность регулятора $\omega = 4$, вращение, перемещение муфты и местная подвижность двух грузов (вращение вокруг P_2 и P_3 линий пересечения продолжения листовых пар). Для устойчивости центр тяжести грузов должен лежать снаружи этих линий.

По формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + \dots;$$

$$q = 4 - 6 \cdot 4 + 5 + 4 + 3 \cdot 4 = 1.$$

Избыточная связь означает неравномерность в нагрузке гибких листов. Чтобы устранить ее, на одном из центральных звеньев в плоскости чертежа необходимо поставить, вращательную пару. Тогда

$$q = 4 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 4 + 3 \cdot 4 = 0.$$

Следует отметить, что в этом регуляторе муфта (она представляет золотник сервомотора) вращается в неподвижной втулке и трение в ней направлено по окружности и осевых слагающих практически не имеет. Поэтому коэффициент нечувствительности этого регулятора практически равен нулю.

Необходимость горизонтального шарнира между нижним углом и муфтой (золотником) можно установить также из условия сборки механизма без натяга. Предположим, что последней собираемой парой будет IV_2 (золотник—втулка). Чтобы совместить их, золотнику необходимо сообщить три поворота вокруг трех осей координат и три перемещения по этим осям. Поворот вокруг оси x достигают горизонтальным шарниром, вокруг оси y — при помощи центра P_4 мгновенного вращения.

Перемещения по оси x достигают работой центров P_1 и P_4 мгновенного вращения, а по оси y — скручиванием лент P_1P_2 и P_1P_3 (меньше деформируются две другие) и поворотом нижнего узла вокруг оси x . Чтобы этот поворот не передался золотнику, предусмотрена работа горизонтального шарнира.

Поворота вокруг оси z и перемещения по этой оси не требуется, так как их обеспечивает сама пара (золотник—втулка).

Таким образом, поворот вокруг оси x и перемещение по оси y являются независимыми только за счет горизонтального шарнира. Если такой шарнир не включить в схему механизма, независимость нарушится и получится натяг и неравномерная работа гибких лент. Устранение этой избыточной связи позволит сделать этот регулятор лучшим из современных и его применение целесообразно распространить на другие смежные области.

Цена дополнительного шарнира не больше десяти рублей, что составит ничтожную часть стоимости всей установки.

Если считать мощность турбины 100 тыс. квт. и цену киловатт-часа 4 коп. то установка за одну секунду даст энергии на

$$\frac{100\,000 \cdot 4}{100 \cdot 60 \cdot 60} = 1 \text{ р. } 11 \text{ к.}$$

т. е. шарнир окупится за счет сокращения простоя на 10 сек. А простой может быть из-за разрушения ленты регулятора при наличии избыточных связей. Этот расчет не учитывает убытков от аварии при разрушении регулятора, которые могут быть огромны, что еще раз говорит в пользу регуляторов без избыточных связей.

Эвольвентный маятник имеет две избыточных связи, еще больше избыточных связей в маятнике А. Г. Розова. Устранение их вызовет большое усложнение, поэтому эти механизмы здесь не рассматриваем.

20. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ БАШЕННЫХ КРАНОВ

Механизмы ходовой части башенных кранов особенно важно выполнять статически определяемыми. Дело в том, что рельсы для них (как и для всех строительных кранов) устанавливают временно. Кроме того, каждый рельс кладут на свои шпалы. Скорости кранов во много раз меньше, чем поездов. Поэтому точность установки рельсов этих кранов значительно ниже железнодорожных. Повышать эту точность невыгодно, так как это удорожает

строительные работы. Наоборот, для ускорения и удешевления строительства желательно снизить требования к точности установки рельсов. Это и дают механизмы без избыточных связей.

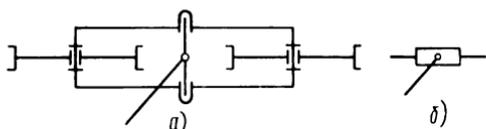


Рис. 47. Двухколесная крановая тележка:
а — правильное исполнение; б — условное обозначение

тележках (рис. 47, а). Между фермой крана и колесами должно быть два шарнира: вертикальный — для поворотов тележки в соответствии с профилем пути в плане, горизонтальный — для выравнивания нагрузок на колеса. В дальнейшем на схемах такую тележку будем изображать прямоугольником (рис. 47, б).

Если кран опирается на три таких тележки, то его вес распределяется статически определимо между шестью колесами. Конечно, это не значит, что распределяется поровну, так как, кроме веса крана, есть еще опрокидывающие силы (вес груза и давление ветра).

Однако такой кран не будет приспособляться к профилю пути в плане. Например, он не пройдет (без аварии) по колеям переменной ширины. Особенно трудно для такого крана подогнать рельсы

на кривых. Поэтому его применение практически ограничивается только прямыми путями.

Устранить этот недостаток можно, если соединить фермой две тележки (рис. 48, а). Кран следует опереть на третью тележку и середину фермы. При этом центр крана должен быть в два раза ближе к соединению с фермой, чем к соединению с тележкой. Соединение фермы с краном должно обязательно быть на вращательной паре V_2 , т. е. выполнено на двух широко расставленных подшипниках. Такой кран сможет двигаться и по колее переменной ширины и по кривым. Ветровая сила равномерно распределится между тремя тележками.

В структурном отношении та же задача решена на схеме рис. 48, б. Здесь одна нога составляет одно целое с краном, две другие соединены с ним вращательными парами V_2 , выполненными так же, как и на рис. 48, а. Кроме того, ноги соединены шарнирным механизмом допускающим их поворот только на равные углы в противоположных направлениях. К сожалению, тележки на поворотных ногах не участвуют в передаче ветровой силы. Эту силу передает только третья тележка и только одному рельсу (на рис. 48, б верхнему). Поэтому такая схема может иметь только очень ограниченное применение (например, для кранов в закрытых помещениях).

Значительно проще та же задача решена на схеме рис. 48, в. В ней тоже ветровая сила действует только на одну тележку. По сравнению со схемой рис. 48, б в этом случае несколько хуже приспособляемость крана к изменению ширины колеи.

При четырех тележках неизбежна одна избыточная связь вследствие передачи вертикальных сил на четыре точки, которая приведет к статически неопределимому распределению сил между колесами.

Второй недостаток (отсутствие приспособляемости к профилю пути в плане) можно устранить. Как известно, обычно ноги соединяют с краном при помощи вертикальных шарниров V_2 . Кран перевозят со сложенными ногами. В рабочем положении ноги закрепляют тросами и они составляют с краном одно целое звено. Чтобы устранить избыточные связи, действующие в горизонтальной плоскости, необходимо закреплять не четыре ноги, а только две, расположенные одна против другой (рис. 48, г); две другие оставить свободными на вращательных парах. Такой кран может работать и при переменной ширине колеи (кран КБ 100.1 ВНИИ-Стройдормаш). К сожалению, в передаче горизонтальной силы будут участвовать только две тележки (на закрепленных ногах), т. е. эта схема частично имеет недостаток схемы рис. 48, б.

Избежать этого недостатка можно, если все четыре ноги оставить вращающимися на шарнирах V_2 (рис. 48, д). Для устранения лишних подвижностей следует соединить соседние ноги шарнирными механизмами, допускающими их поворот только на равные

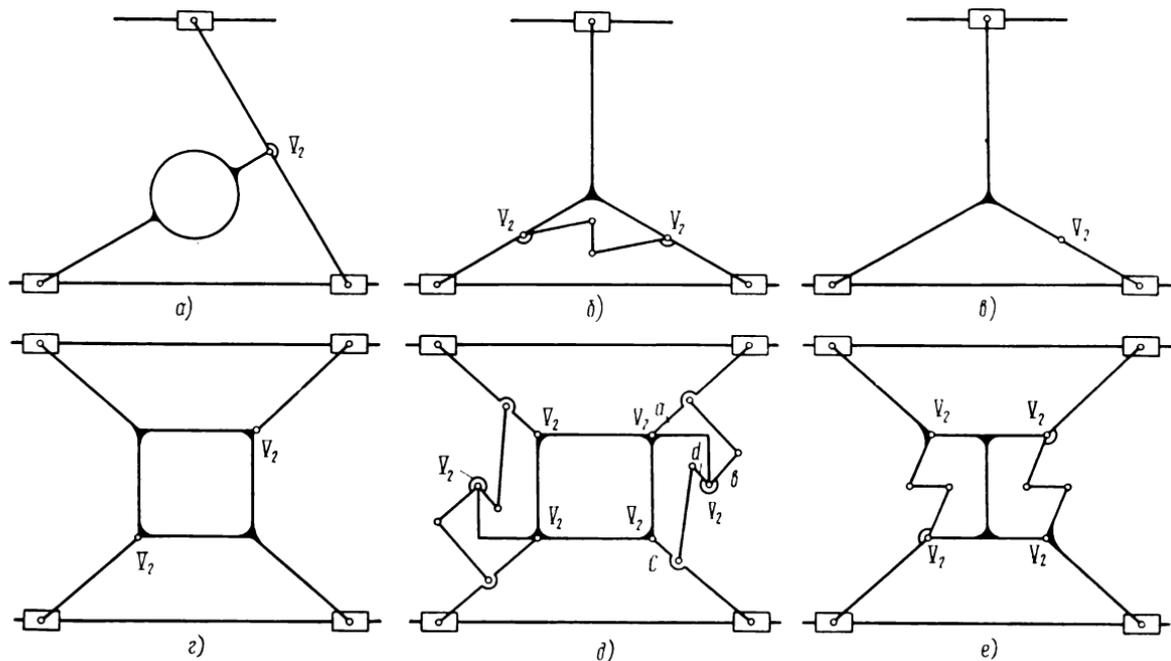


Рис. 48. Схемы соединений крана:
 а—в — с тремя тележками; г—е — с четырьмя тележками

углы в противоположных направлениях. Для этого должно быть выполнено соотношение

$$\frac{a}{b} = \frac{c}{d}.$$

Механизм получается легкий и недорогой, так как изменение колеи невелико и, следовательно, размеры рычагов b и d оказываются небольшими. При этом следует соединять ноги с тележками, опирающимися на разные рельсы. Нельзя соединять ноги с тележками на одном рельсе, так как тогда эти тележки не смогут передавать ветровые силы (недостаток рис. 48, б). Кроме того, не будут устранены избыточные связи, а возникнет местная вредная подвижность (движение крана поперек рельс).

Вместо соединительного механизма (см. рис. 48, д) можно применить механизм антипараллельного кривошипа (рис. 48, е). Последний механизм проще, но силы в нем и размеры звеньев больше, чем в первом механизме.

21. КРАНЫ СО СКЛАДЫВАЮЩЕЙСЯ СТРЕЛОЙ (ПОРТАЛЬНЫЕ)

Краны со складывающейся стрелой обычно устанавливают на козлах-порталах. Внутри портала обычно проходят железнодорожные пути. Такие краны обычно применяют в портах для разгрузки судов. Складывающаяся стрела необходима для прохода

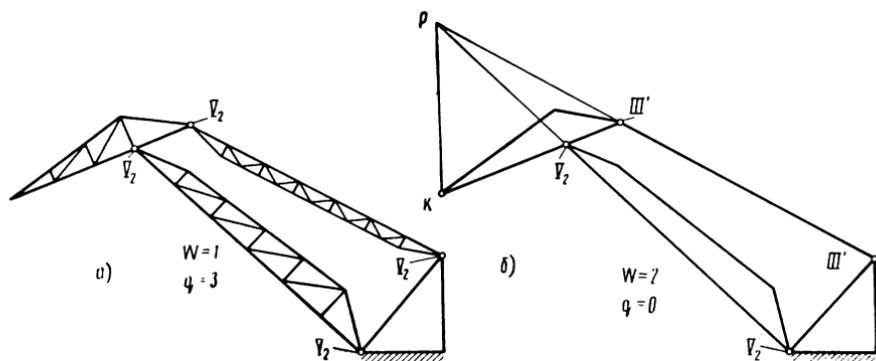


Рис. 49. Портальный кран с жесткими звеньями:

a — старая схема; b — новая схема без избыточных связей

между мачтами судов. В них сильно уменьшена длина свободного конца каната, а следовательно, уменьшено раскачивание груза, что очень важно для высокой производительности.

Применяют краны с жесткими звеньями, соединенными шарнирами (рис. 49, а), и гибкой оттяжкой и улиткой (рис. 50). Последние дают изменение вылета в больших пределах, но у них во время поворота укосина подвергается скручиванию. Кроме того, при обрыве груза возможно запрокидывание хобота.

В первых конструкциях кранов со складывающейся стрелой все три подвижных звена: укосина, хобот и оттяжка (рис. 49, а) выполнены в виде жестких ферм. Соединяли их вращательными парами V_2 . Такой механизм имеет три избыточных связи, что требует точного выполнения параллельности всех шарниров и расположения их в одной плоскости. Выполнить эти условия при большом вылете очень трудно.

Устранить избыточные связи можно, если оттяжку сделать в виде тяги, соединенной с хоботом и стойкой сферическими шар-

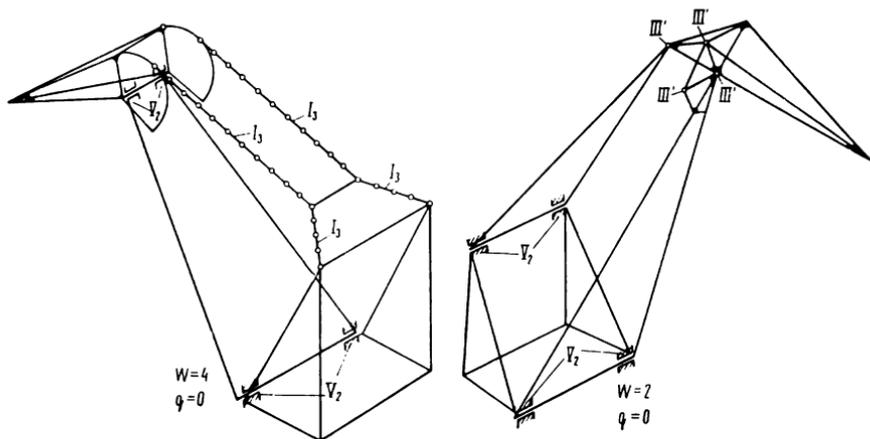


Рис. 50. Кран с гибкими оттяжками

Рис. 51. Схема портального крана, исключая избыточные связи и скручивание стрелы

нирами III'_{12} (рис. 49, б). Можно эти шарниры выполнить и вращательными III'_4 с зазором. При большой длине оттяжки они работают как шаровые.

Такая конструкция в последнее время применена фирмой Де-маг для кранов большой грузоподъемности. Недостаток ее — при поворотах укосина подвергается скручивающему моменту так же, как и при гибкой оттяжке. Поэтому здесь укосину выполняют сплошной, коробчатой, чтобы лучше сопротивляться скручиванию.

Скручивания укосины можно избежать (рис. 51). Для этого оттяжку необходимо делать жесткой в виде треугольной фермы. Такую же форму должна иметь и ферма укосины. На рис. 51, чтобы не затемнять чертеж, не показаны раскосы ферм укосины, хобота и оттяжки, а показаны только пояса. Укосину и оттяжку следует соединять со стойкой вращательными парами V_2 , а с хоботом — шаровыми III' . Чтобы ветер не повалил хобот (вращение около оси III'_1, III'_1), последний соединен с укосиной тягой III' , III' . Этим и вызвана несколько необычная, но более простая схема

фермы хобота (раскосы нужны только на боковых плоскостях и не нужны на верхних плоскостях).

Хобот с укосиной следовало бы соединить парой IV_4 (шаровой со штифтом), но такая пара непригодна для больших сил и моментов, которые имеют место в порталных кранах. Поэтому здесь следует применить шаровую пару и тягу. Тягу необходимо взять одну, а не две, так как иначе возникнут избыточные связи и схема теряет все преимущества.

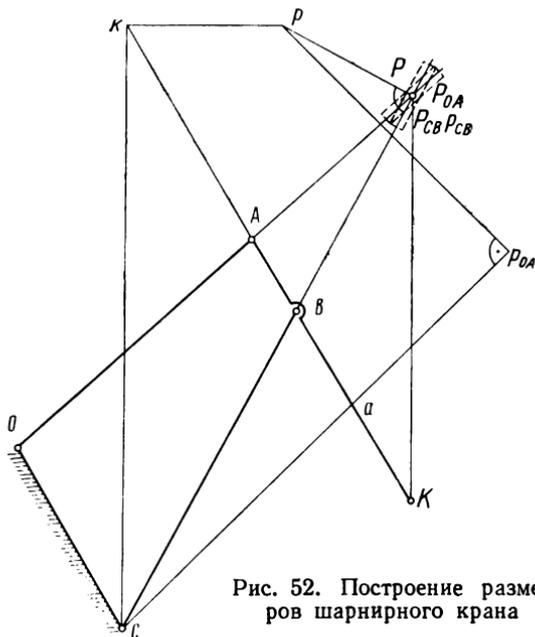


Рис. 52. Построение размеров шарнирного крана

При проверке числа избыточных связей по структурной формуле следует помнить, что эта тяга имеет местную подвижность — вращение вокруг своей оси, поэтому подвижность механизма $\omega = 2$.

Проектировать размеры крана с жесткими звеньями удобнее всего графическим путем [26]. Конец хобота K (рис. 49, б) должен двигаться горизонтально. Построим центр P мгновенного вращения хобота. Он находится в точке пересечения продолжения укосины и оттяжки. Чтобы точка K двигалась горизонтально, надо, чтобы PK было вертикально. Это первое условие, связывающее направление укосины и оттяжки. В качестве второго возьмем условие, чтобы нормаль PK двигалась поступательно (не наклоняясь). Иными словами, скорость точки K должна равняться проекции скорости центра мгновенного вращения на направление касательной.

Для этого рассмотрим точку P (рис. 52), как шарнир между двумя ползунами, двигающимися по кулисам OA и CB , т. е. рассмотрим искусственный кулисный механизм.

Скорости будем находить при помощи многоугольника скоростей (плана повернутых скоростей), полюс которого возьмем в точке C . Для удобства изображение скорости точки B возьмем равным CB .

Точку a найдем на пересечении $Ca \parallel OA$ с продолжением AB .

Точку k , как изображение точки звена ABK в многоугольнике скоростей, можно найти из пропорции

$$\frac{kB}{KB} = \frac{aB}{AB}.$$

Первое условие — горизонтальность направления скорости точки K — здесь сводится к вертикальности Sk .

В точке P совпадают еще три точки (P_{OA} , P_{CB} и изображение ее в многоугольнике скоростей p_{CB}). Изображение p_{OA} точки P_{OA} , как лежащей на звене OA , найдем из пропорции

$$\frac{CP_{OA}}{Ca} = \frac{OP_{OA}}{OA}.$$

Изображение p точки P найдем в точке пересечения перпендикуляра к CB , восстановленного из точки P_{CB} (скорость скольжения ползуна на кулисе CB), и перпендикуляра к OA , восстановленного из p_{OA} (скорость скольжения ползуна на кулисе OA).

Второе условие — поступательное движение нормали PK — сводится к горизонтальности линии pk .

Само проектирование ведем следующим образом. Считаем заданными размеры укосины CB и хобота AB и BK . Искомыми величинами являются длина OA и положение точки O . Вычерчиваем механизм CBK в среднем положении (средний вылет). Точку P найдем в точке пересечения вертикали, проведенной через точку K , с продолжением CB . Этим определим направление PAO .

Точку k найдем в точке пересечения продолжения KB с вертикалью через полюс C .

Точку p определим из двух условий:

она должна лежать на одной горизонтали с точкой k (условие равенства проекций скоростей) и на перпендикуляре $p_{CB}P$ к линии PBC , так как этот перпендикуляр изображает скорость скольжения ползуна на кулисе CB искусственного механизма.

Точку p_{OA} найдем, если опустим перпендикуляр pp_{OA} на продолжение Ca , так как этот перпендикуляр изображает скорость скольжения другого ползуна. $Ca p_{OA}$ изображает в многоугольнике скоростей звено OAP_{OA} . Следовательно, размеры их пропорциональны. Поэтому

$$\frac{OA}{OP_{OA}} = \frac{Ca}{Ca p_{OA}}.$$

Отсюда находим OA . После этого следует вычертить механизм в крайних положениях. Необходимо учитывать, что при наибольшем вылете этот механизм склонен поднимать хобот. Поэтому не следует допускать таких положений.

В кранах с гибкими оттяжками (см. рис. 50) для удобства компоновки с фермой хобота улитки обычно выполняют сдвоенными. Чтобы нагрузка на них распределялась поровну, применяют уравнительное устройство, для чего канаты соединяют поперечной, а концы их разводят в стороны. Неравенство длин канатов устраняется продольным смещением поперечины.

При проверке этого механизма следует учитывать, что поперечина имеет три местных подвижности: вращение вокруг своей оси и движения ее концов (независимые) в направлении, перпендикулярном плоскости канатов.

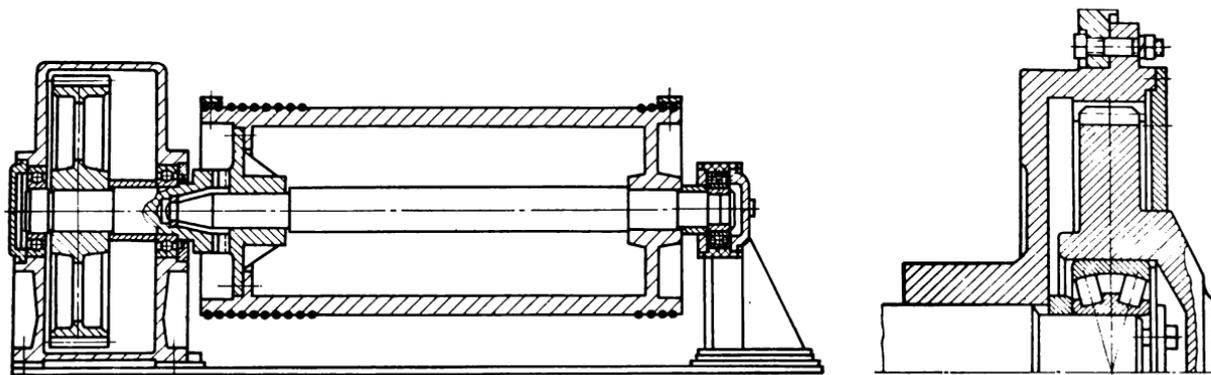
Канаты этим подвижностям не препятствуют.

первой — потому что канаты теоретически проходят через ось поперечины, второй — потому что расположены в одной плоскости, что соответствует мертвой точке механизма, а в этой точке возникает дополнительная подвижность механизма. Вместе с основным движением подвижность этого механизма $\omega = 4$ (поворотную платформу считаем стойкой).

22. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Интересным случаем является привод канатного барабана, который в современных кранах осуществляют от редуктора (рис. 53, а). Выходной вал редуктора опирается на два подшипника. Барабан вследствие большой длины устанавливается на весу, как делают с канатоведущим шкивом лифтов, нельзя. Приходится ставить еще один подшипник. Получается вал на трех подшипниках. Чтобы избежать статически неопределимой системы, необходимо соединить редуктор с барабаном карданным шарниром (обычно зубчатым). Для разгрузки зубчатой муфты от радиальных сил (которые здесь очень большие) ставят шаровое соединение, обычно в виде сферического роликового подшипника (рис. 53, б). Для надлежащей подвижности необходимо, чтобы зубчатая муфта лежала в одной плоскости с центром сферы (см. рис. 53, б). К сожалению, это не выполнено на рис. 53, а, где плоскость кулачковой муфты вынесена вдоль оси. Это уменьшает подвижность и потому такую конструкцию следует признать неправильной.

Другой путь исправления конструктивной схемы — это установка на корпусе редуктора одного, а не двух подшипников. При этом в месте прохода вала через корпус редуктора ставят только уплотнение и не ставят подшипник. Получается вал на двух опорах — внешней и в корпусе редуктора. Такая конструкция применена в приводе эскалаторов и полностью себя оправдала [8].



a)

b)

Рис. 53. Барабан на трех подшипниках:

— конструкция ВНИИПТМАШ; *b* — конструкция завода ПТО им. Кирова

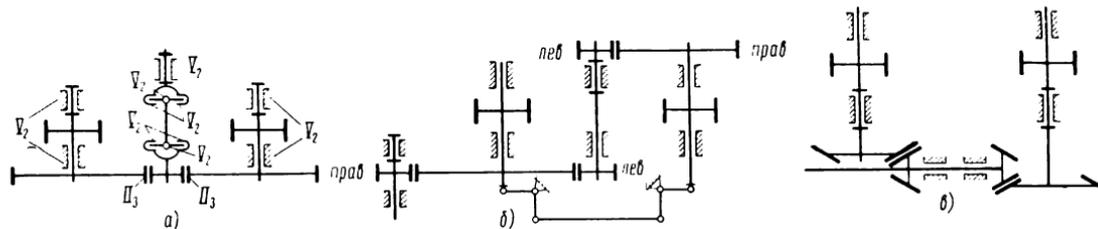


Рис. 54. Механизм для выравнивания нагрузок на два напорных зубчатых колеса:

a — с плавающим промежуточным звеном; *b* — с использованием осевого усилия косозубых колес;
в — с использованием осевого усилия конических колес

Третий путь заключается в том, что редуктор (с двумя подшипниками) следует делать самоустанавливающимся. Внешнюю опору следует сделать шаровой III'_2 , а редуктор соединить со стойкой зубчатым карданом III'_5 . Практически вместо зубчатого кардана лучше взять только два зуба, расположенные в одной горизонтальной плоскости. Такая схема целесообразна в тех случаях, когда двигатель составляет одно целое с редуктором. В других случаях могут потребоваться изменения конструкции соединительной муфты между двигателем и редуктором.

Интересным случаем является механизм напора экскаваторов. Применяющийся здесь реечный механизм вследствие больших удельных давлений в крупных машинах очень быстро изнашивается. Чтобы уменьшить давления в порталных кранах (для изменения вылета), применяют сдвоенный реечный механизм с уравнительным рычагом между рейками. Наличие двух реек и уравнительных рычагов очень утяжеляет механизм. Можно обойтись и одной рейкой, сцепив с ней оба напорных зубчатых колеса (рис. 54, а, б и в). и применив уравнительный механизм, обеспечивающий распределение усилий между ними поровну. Для этого приводное колесо можно сделать плавающим между двумя зубчатыми колесами (рис. 54, а) и приводить его двойным карданным шарниром. Колеса должны быть прямозубые. Плавающее колесо будет иметь местную подвижность — возможность перемещаться в плоскости осей в пределах зазоров (для фиксирования оно должно зацепляться с тремя колесами, а не с двумя). Эта подвижность безвредная. В рассматриваемой схеме все три оси колес должны быть в одной плоскости. Это увеличивает габариты вследствие больших диаметров зубчатых колес.

Сблизить оси напорных колес можно, применив уравнительный механизм, основанный на выравнивании осевых усилий косоугольных колес (рис. 54, б). Напорные колеса должны быть прямозубыми. Все ведомые колеса должны иметь одно направление спирали (например, правое), а ведущая и промежуточные — другое (например, левое). Привод может быть от среднего промежуточного колеса или бокового.

При помощи этого механизма можно приводить несколько напорных колес, усложнится только рычажный механизм. При двух зубчатых колесах он может состоять из двух рычагов, соединенных тягой. Выбором угла спирали можно ограничить осевые усилия, передаваемые механизмом, а расположением рычагов добиться работы тяги на растяжение.

Механизм получается значительно проще при приводе с коническими колесами (рис. 54, в). Здесь совершенно не нужен рычажный механизм, так как уравнения усилий здесь достигают осевым перемещением блока ведущих конических колес. Необходимо только обеспечить возможность такого перемещения, установив

соответствующую муфту на ведущем валу, а еще лучше прямозубую цилиндрическую передачу. Тогда трение в муфте не будет искажать силы. Следует отметить, что уравнивательные механизмы, основанные на осевых силах конических колес, полностью себя оправдали в авиационных редукторах.

Описанные механизмы применимы не только для реечной передачи. Если вместо рейки взять большое зубчатое колесо, то механизм можно применять во всех случаях, когда момент от одного двигателя необходимо передавать через два или несколько зубчатых колес, например, в механизмах поворота кранов или в электровозных передачах.

23. РАЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМНИКОВ (ЛИФТОВ)

Обычно на подъемниках применяют лебедки с канатоведущим шкивом на три или четыре каната. Канатный шкив получается узким, поэтому его всегда располагают «на весу». Так легко получают конструкцию с двумя опорами вала шкива в корпусе редуктора. Глобоидная червячная передача, которую обычно применяют в лифтовых лебедках, представляет собой систему с избыточными связями, пути устранения которых пока не найдены.

Также остается не решенным вопрос о распределении нагрузки между канатами. На кабине ставят рычажный уравнивательный механизм, выравнивающий нагрузку канатов. С противовесом канаты соединяют через пружины, т. е. система остается статически неопределимой, хотя неравенство сил и смягчают пружины.

Если один из канатов лежит в желобе шкива глубже (или мельче) остальных, то за счет меньшей окружности он проходит меньший путь, чем остальные. Поэтому натяжение его в верхнем и нижнем положениях кабины становится различным и он начинает проскальзывать. Тогда дальнейший износ этого желоба идет гораздо быстрее остальных и шкив приходится заменять. С этим автору пришлось иметь дело. Так как всегда желоба различны (в пределах допусков), то причина неравномерного износа заложена в самой схеме механизма. Очень ответственным механизмом лифта являются ловители, останавливающие кабину при обрыве канатов.

Клиновые ловители мгновенного действия представляют собой статически неопределимую систему. Срабатывание ловителей на обоих направляющих достигают их регулировкой. При плохой регулировке может сработать только один ловитель, что вызовет перекося кабины. Свободны от этого недостатка клещевые ловители скользящего действия. В них схема механизма обеспечивает одинаковое прижатие клещей в обоих направляющих.

Очень ответственным механизмом лифта является подъемный пол кабины, управляющий подпольным контактом. При отказе этого механизма лифт способен уехать с открытыми дверями ка-

бины, что может привести к тяжелым несчастным случаям со смертельным исходом. Особенно опасно, если в кабине окажутся дети без взрослых (малый вес). Поэтому важна работа подъемного пола с малым трением, которое не возрастало бы от случайных причин, т. е. чтобы механизм был без избыточных связей.

В исполненной по ГОСТу 5746—58 конструкции пассажирского лифта на 350 кг (рис. 55, а) имеется семь избыточных связей.

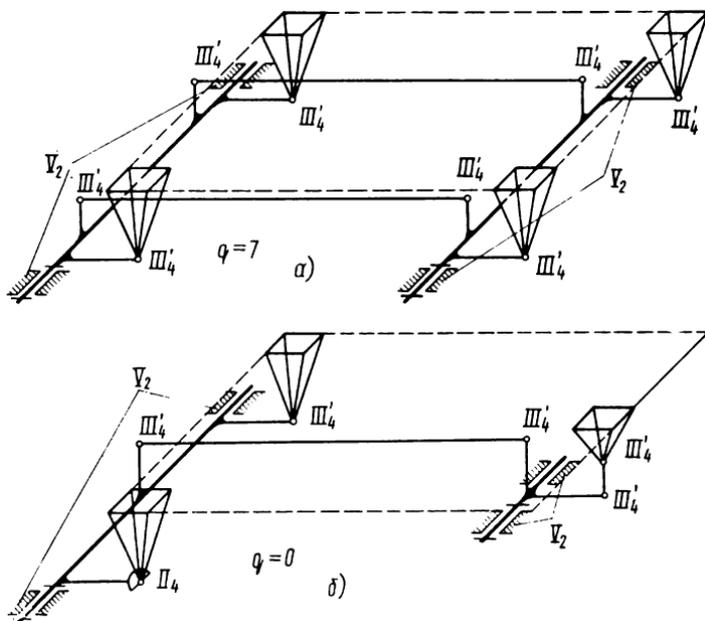


Рис. 55. Схемы механизма подвижного пола:

а — неправильная с семью избыточными связями; б — правильная без избыточных связей

Требуется точно выдерживать: равенство длин шатунов (неправильная схема — двоенный механизм) и точное положение шарниров, соединяющих пол с кривошипами: положение первого шарнира не требует точности, второго — точное расстояние от первого, третьего — точное расстояние от второго и первого (диагональ), четвертого — точное расстояние от третьего, первого и по высоте.

В правильной схеме без избыточных связей (рис. 55, б) валы соединены одинарным механизмом параллельного кривошипа. Пол опирается на три точки (одна — на шарнире III_4' , другая — на шарнире II_4 с осевым разбегом, третья — на тяге $III_4'III_4$). Точности здесь не требуется, лишь бы пол не задевал за стены кабины. Рама лебедки опирается на перекрытие через резиновые прокладки (для звукоизоляции), высоту которых регулируют винтами. Обычно применяют шесть прокладок, т. е. статически неопре-

делимую систему, что естественно вызывает большие трудности при выверке рамы. Исправить это очень легко. Надо только перейти на три прокладки и три винта, соответственно увеличив их размеры.

В исполненной конструкции противовес направляют шесть башмаков — по три на каждой направляющей. Такая схема имеет большое число избыточных связей. Особенно большой точности требует выверка по одной прямой трех башмаков, работающих на одной направляющей. Целесообразно число башмаков на противовесе сократить до трех: два на одной направляющей (наверху и внизу рамы) и один на другой (посередине рамы). Три других башмака можно оста-

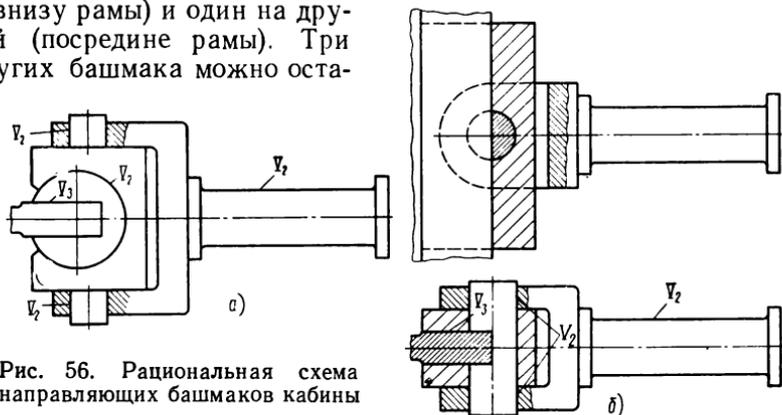


Рис. 56. Рациональная схема направляющих башмаков кабины

вить как предохранительные, выполнив их с большим зазором. Тогда отпадает работа по точной выверке башмаков.

Кабину обычно направляют четыре башмака. Возможность нецентральной нагрузки, вследствие одностороннего расположения пассажиров и соответственно больших усилий на направляющие, заставляет делать длинные башмаки. Такие башмаки соединяют с рамой двумя шарнирами: вертикальным и горизонтальным в плоскости направляющих. Горизонтального шарнира с осью, перпендикулярной плоскости направляющих, в исполненных конструкциях нет, а этот шарнир необходим, так как соответствующие перекосы наиболее велики и часто бывает, что башмак работает только одним краем. Поэтому важно создать такой шарнир (рис. 56, а). На рисунке не показаны детали, необходимые для разборки. Для упрощения можно пожертвовать шарниром с вертикальной осью (рис. 56, б). Здесь конструктивно можно решить задачу применением оси, срезанной наполовину в средней части.

Конечно лучше перейти на три башмака, но тогда конструкция третьего башмака будет отличаться от двух других и потребуются в стенке кабины делать дверку для его обслуживания.

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ С НИЗШИМИ ПАРАМИ (ШАРНИРНЫЕ)

24. МЕХАНИЗМЫ ГИРАЦИОННЫХ ДРОБИЛОК

Гирационная дробилка состоит из двух конусов, между которыми происходит дробление продукта. Неподвижный конус имеет внутреннюю рабочую поверхность, облицованную плитами из износостойкой стали. Подвижный конус расположен внутри неподвижного и имеет наружную рабочую поверхность, также облицованную плитами. Ось подвижного конуса при движении описывает коническую поверхность с центром наверху дробилки или цилиндрическую. Подвижный конус вокруг своей оси вращается свободно без принужденного привода, т. е. имеет местную подвижность.

Гирационные дробилки для первичного дробления имеют малые углы конусов; для вторичного — большие, приближающиеся к дискам, так как это позволяет регулировать крупность продукта перестановкой неподвижного конуса.

В дробилках для первичного дробления встречается статически неопределимый механизм (рис. 57, а). Вал подвижного конуса опирается верхним концом на шаровую опору III'_2 , которая, кроме того, воспринимает его вес. Нижним концом вал входит в косо сверление стакана, образуя с ним цилиндрическую пару IV_2 .

Стакан, соединенный со стойкой вращательной парой V_2 , получает вращение от привода (обычно из конических колес). Стакан движет подвижный конус, перемещая его ось по конической поверхности.

В таком механизме $n = 2$ и $\omega = 2$ (основная подвижность и вращение конуса вокруг своей оси).

Поэтому

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \dots;$$

$$q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 4 + 3 = 2.$$

Две избыточные связи требуют, чтобы ось косо сверления стакана всегда проходила через центр шаровой пары. Для этого

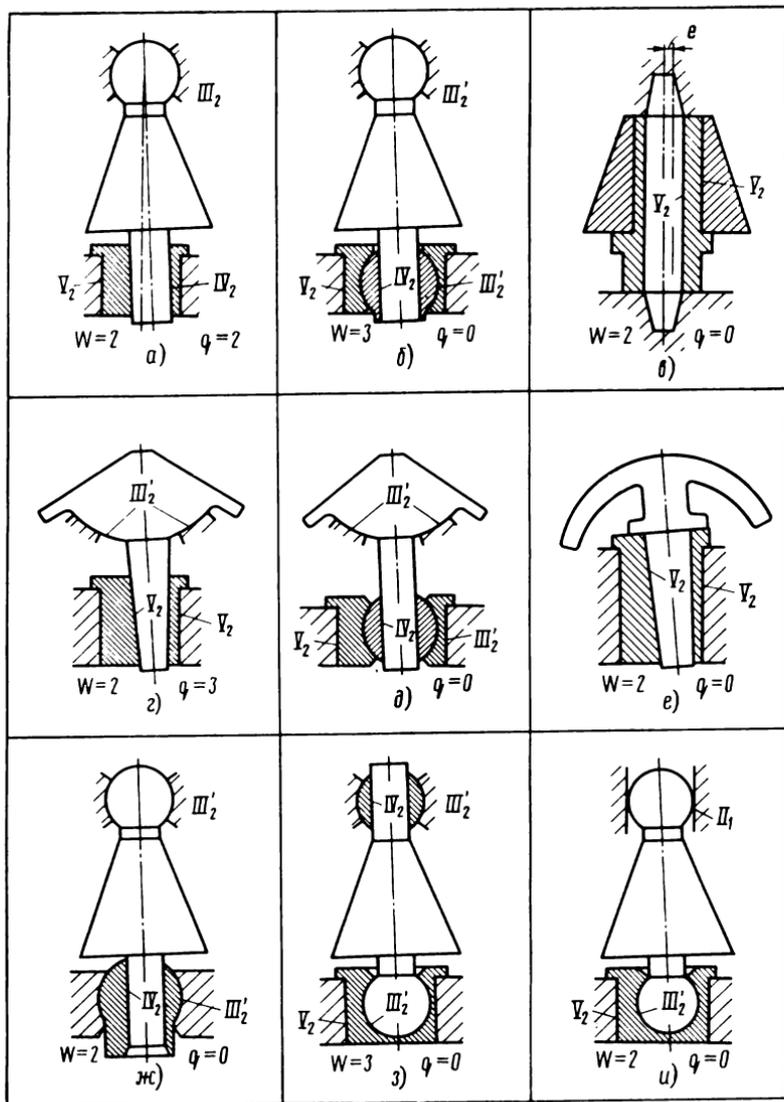


Рис. 57. Схемы механизмов гирационных дробилок

необходимо точное соблюдение многих размеров. Кроме того, от огромных усилий, действующих в дробилке во время работы, ее звенья деформируются, что также нарушает равномерность нагрузки в кинематических парах и ускоряет их износ.

Избежать этот недостаток можно, если между валом подвижного конуса и стаканом, кроме цилиндрической пары IV_2 , поста-

вить еще шаровую пару III'_2 (рис. 57, б). Здесь, правда, прибавляется одна местная безвредная подвижность — вращение шарового вкладыша вокруг оси подвижного конуса. Поэтому $\omega = 3$, $n = 3$ и

$$q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Механизм этот применяют для малых дробилок. У больших трудно разместить шаровое соединение внутри стакана.

Очень простой механизм (без избыточных связей) получается, если применить движение оси подвижного конуса по цилиндрической (а не конической) поверхности (рис. 57, в). Стакан выполняют эксцентричным и он вращается вокруг неподвижной оси на вращательной паре V_2 . На нем свободно на вращательной паре V_2 вращается подвижной конус

$$q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 0.$$

Этот же механизм может обеспечить не только цилиндрическое движение оси подвижного конуса, но и коническое. Надо только сделать косую расточку стакана и соответственно обработать торцы. Только угол конуса получится небольшой.

При большом угле подвижного конуса в обычной конструкции (рис. 57, г) шаровую пару III'_2 располагают под ним, а подвижный конус соединяют со стаканом коническим шипом (для прочности), т. е. вращательной парой V_2 , а не цилиндрической. Стакан соединяют со стойкой вращательной парой V_2 и он также получает вращение от привода, как и на рис. 57, а.

Здесь $\omega = 2$ и $n = 2$, т. е.

$$q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 3 = 3$$

Эти избыточные связи требуют, чтобы ось конической расточки в стакане всегда проходила через центр шаровой пары (две связи).

Кроме того, необходимо выдержать правильное расстояние между стаканом и шаровой парой (третья избыточная связь). Избегать их можно, если конец подвижного конуса соединить со стаканом цилиндрической парой IV_2 и шаровой III'_2 (рис. 57, д). Здесь одна общая и две местных подвижности $\omega = 3$, $n = 3$ и

$$q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Встречается очень простая конструкция, которую можно получить, если на рис. 57, г отказаться от шаровой пяты, а ее нагрузку передать на стакан (рис. 57, е). При этом стакан ставят на подшипники качения. Диаметр его получается большой, но это не страшно, так как благодаря большому углу подвижного конуса на его вал действуют, главным образом, осевые усилия. Здесь всего две вращательных пары и

$$q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 = 0.$$

Простой механизм, пригодный для всех случаев, можно получить, если на рис. 57, а цилиндрический стакан заменить шаровым III_2' (рис. 57, ж). Здесь $\omega = 2$, $n = 2$ и

$$q = 2 - 6 \cdot 2 + 4 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Шаровой вкладыш имеет только одно вращательное движение, так как две остальные вращательные подвижности устранены соединением с валом подвижного конуса. Поэтому на шаровой вкладыш, так же, как и на цилиндрический, можно посадить приводное зубчатое колесо.

Рассмотренные выше схемы (рис. 57, б, д) обладают тем недостатком, что стакан получается большого диаметра, из-за того, что в нем помещаются цилиндрическая IV_2 и шаровая III_2' пары.

Диаметр стакана можно уменьшить, если цилиндрическую пару перенести в верхнюю шаровую опору III_2' (рис. 57, д). Вес конуса тогда передается на нижний стакан, что может облегчить верхнюю часть дробилки.

Подвижность здесь $\omega = 3$ (основная и два вращения звеньев), $n = 3$ и

$$q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 + 4 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Проще получается конструкция, если верхнюю опору выполнить на сферическом подшипнике качения (рис. 57, и), который можно осуществить на подвижной посадке наружного кольца, т. е. он станет парой II_1 класса. Тогда отпадает надобность в цилиндрической паре.

Здесь

$$n = 2, \omega = 2 \text{ и}$$

$$q = 2 - 6 \cdot 2 + 5 + 3 + 2 = 0.$$

25. ШАРНИРНЫЕ КАРДАНЫ

Одним из этих механизмов является шарнир Кардана (Гука), приведенный на рис. 58. В этом механизме все кинематические пары, кроме одной, выполняют вращательными V_2 цилиндрическими с крайнами.

Соединение между вилкой и крестом следует рассматривать как одну кинематическую пару, несмотря на то, что это соединение состоит из двух частей. Дело в том, что эти части можно изготовлять с одной установки на станке. Следовательно, совпадение их осей выполняют с большой точностью.

Последняя пара II_2 кольцевая, обычно выполняемая из сферического подшипника качения с наружным кольцом на подвижной посадке.

В таком механизме $\omega = 1$, $n = 3$, $p_V = 3$, $p_{II} = 1$ и
 $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 = 0$,

т. е. нет избыточных связей.

В карданном шарнире для небольших нагрузок, выполненном на подшипниках скольжения, кинематическую пару II_2 можно выполнить как цилиндрическую без закраин с зазорами при условии достаточного удаления ее от центра шарнира (5—10 радиусов вилки) и небольшой длины вкладыша (не больше диаметра вала).

Зазоры в кинематических парах увеличивают угловые по-

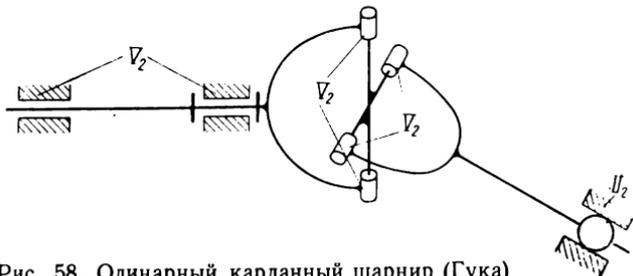


Рис. 58. Одинарный карданный шарнир (Гука)

движности и не влияют на линейные подвижности. Поэтому зазоры, сделанные в цилиндрической паре IV_2 , обращают ее в пару II_2 .

Если вместо пары II_2 поставить пару III'_2 (сферическую), то получится механизм с одной избыточной связью. В таком механизме расстояния между центром сферы и центром креста следует выполнять точно одинаковыми на стойке и ведомом валу. Если вместо пары II_2 поставить цилиндрическую пару IV_2 (без закраин), то получится механизм с двумя избыточными связями. Потребуется точное совпадение осей этих цилиндров на стойке и выходном валу (два размера).

Если вместо пары II_2 поставить вращательную пару V_2 , то получится механизм с тремя избыточными связями. Потребуется совпадение трех размеров на стойке и на выходном валу: совпадение осей цилиндров и равенство расстояний от пары до центра креста. Требование точно выполнять эти размеры удорожает изготовление и снижает надежность эксплуатации, так как при изменении их (например, от нагрева или просадки фундамента) механизм нагружается добавочными силами, которые увеличивают трение и могут привести к поломкам звеньев. Поэтому карданы с избыточными связями никогда применять не следует.

На практике может быть случай, когда и на ведущем и на ведомом валу необходимы вращательные пары V_2 класса, т. е. ни на одном из них нельзя ставить пару II_2 (недопустимы колебания вала). В этом случае можно применить или двойной кардан или

кардан с кубиком (рис. 59, а). Этот механизм при наличии зазора в осевом направлении между кубиком и вилкой допускает угол между направлениями валов. Того же можно достичь скосами углов кубика. Допустимый угол зависит от зазора или величины скоса

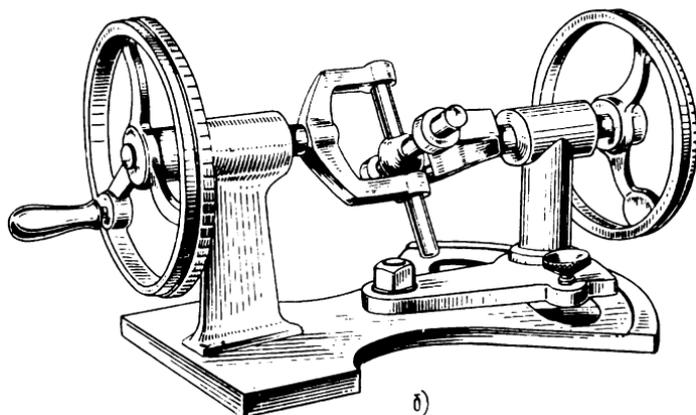
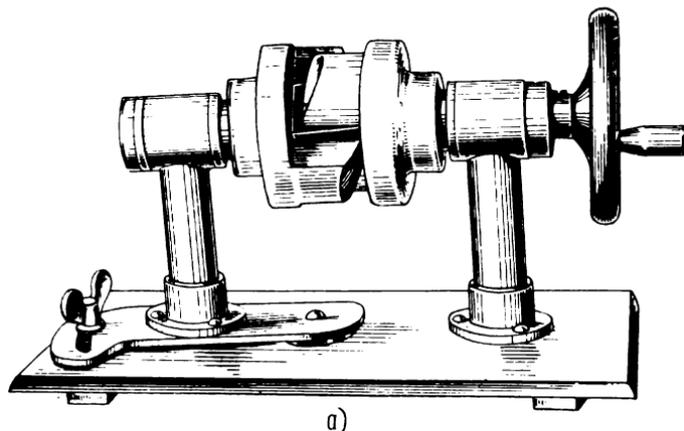


Рис. 59. Карданы:

а — с кубиком; б — с парами IV_2

углов кубика. В этом механизме подвижность $\omega = 2$, так как, кроме основной подвижности (вращения), имеет место осевая подвижность кубика в пределах зазоров, и избыточные связи отсутствуют, т. е.

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \dots = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Следует отметить, что этот механизм в качестве карданного шарнира до сих пор не применяли и считалось возможным

использовать его только при параллельных осях, т. е. в качестве муфты Ольдгема [7].

Даже в классическом исполнении муфта Ольдгема при наличии зазора в осевом направлении может служить карданным шарниром. Дело в том, что плоскостная пара III_2' , примененная между крестом ивилкой, допускает относительное вращение, т. е. может заменить вращательную пару.

Кардан с кубиком в кинематическом отношении равноценен обычному одинарному кардану, т. е. дает непостоянное передаточное число с коэффициентом неравномерности, приближенно равным квадрату угла (в радианах) между осями.

Механизм с одной парой V_2 и тремя парами IV_2 (рис. 59, б) не имеет избыточных связей, т. е.

$$q = \omega - 6n + 5p_v + 4p_{IV} + \dots = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 1 + 4 \cdot 3 = 0.$$

Однако он не может служить карданным шарниром, так как при наличии сдвига осей и угла между ними вал с парой IV_2 , совершает колебательное движение вдоль оси с удвоенной частотой. Амплитуду можно регулировать сдвигом осей или углом между ними. Поэтому механизм может найти применение для преобразования вращательного движения в поступательное, когда требуется регулировка амплитуды.

Следует отметить, что на практике исключительно применяют двойные карданы.

Даже автомобильная трансмиссия «с одинарным карданом» обычно имеет второй кардан—гибкий или зубчатый, устраняющий избыточные связи. Поэтому очень важно правильно конструировать механизм двойного кардана.

Если механизм составляют из двух шарниров Кардана (рис. 60, а), то необходимо на одном из валов (ведущем, ведомом или промежуточном) поставить свободное шлицевое соединение (поступательную пару V_3 класса). Промежуточный валик не должен иметь подшипников. При выполнении этих условий избыточные связи отсутствуют, т. е.

$$q = \omega - 6n + 5p_v + \dots = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 7 = 0,$$

и механизм будет надежно работать. При отсутствии шлицевого соединения остается одна избыточная связь, что в таких механизмах ведет к поломкам.

Избежать шлицевого соединения можно, если один или оба кардана взять универсальными, т. е. допускающими осевую подвижность (рис. 60, б), где один из карданов является зубчатым. В этом случае

$$q = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 0,$$

т. е. избыточные связи также отсутствуют.

Следует предостеречь от применения опор на промежуточном валу двойного карданного механизма, так как они сильно увеличивают число избыточных связей.

Интересно разрешена проблема устранения избыточных связей в механизме Тракта (рис. 61, а). По своей кинематике он представляет двойной шарнир Кардана, но вместо шести подвижных звеньев в нем четыре. Кресты в нем соединены не через два промежуточных звена и вращательную, поступательную и вращательную пары, а непосредственно через плоскостную пару III''_2 , т. е. сохранены три относительные подвижности.

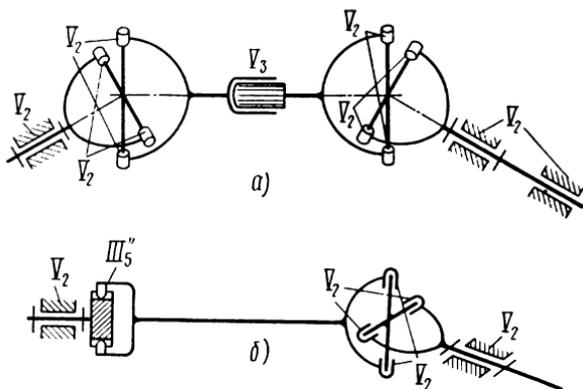


Рис. 60. Карданы:

а — двойной; б — двойной с одним универсальным (зубчатым)

Плоскостная пара выполнена в виде глубокого паза на одном звене, в который входит пластина конца другого звена. Она обеспечивает звеньям (крестам) такое же относительное движение, как и в обычном двойном кардане. Для сборки вращательных пар V_2 поверхность их цапф спилена. Вставляют их в вилки в повернутом на 90° положении.

Избыточные связи здесь отсутствуют, т. е.

$$q = w - 6n + 5p_v + 3p_{III} = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 0.$$

Механизм Тракта очень интересен по своей идее. Однако его трудно выполнить на подшипниках качения. Для обработки его звеньев нужны специальные приспособления, без которых их трудно закрепить на станке, поэтому он не пригоден для индивидуального изготовления. Кроме того, в нем трудно получить большой угол между осями.

Кардан, применяемый в прокатных станах (рис. 61, б), тоже является универсальным. Вращающий момент в нем передается

через два вкладыша в виде цилиндрических сегментов с закраинами. Другая сторона вкладыша составляет с ведомой вилкой плоскостную пару III'_2 . Чтобы ведомая вилка не выскочила, в радиальном направлении поставлен кулисный камень в виде параллелепипеда, соединенного с вкладышами вращательными парами. Так как вдоль оси его может фиксировать только одна из этих пар, которая является парой V_2 , то вторую следует считать парой IV_2 . Опорные подшипники (если рассматривать одинарный кардан) должны быть V_2 и III'_2 (на рис. 61, б не показаны). Число избыточных связей

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 = 7.$$

Установим место этих связей. Кулисный камень должен иметь вращательное движение относительно вкладышей, т. е. между ними должно быть пять условий связи, имеется $5 + 4 = 9$. Четыре из них избыточные и могут вызвать неравномерную нагрузку двух шипов в двух плоскостях. Поэтому необходимо обеспечить совпадение осей расточенных отверстий во вкладышах и совпадение осей шипов кулисного камня. Последнее легко достичь обточкой их в центрах.

Три другие избыточные связи могут вызвать неравномерную нагрузку плоскостных пар III'_2 между вкладышами и вилкой и между кулисным камнем и вилкой. Поэтому технология изготовления механизма должна быть хорошо продумана и обеспечивать надлежащую параллельность и перпендикулярность плоскостей. Толщина вилки должна соответствовать расстоянию между вкладышами. Устранить избыточные связи здесь затруднительно вследствие больших усилий.

В прокатных станах обычно применяют двойные карданы. Следует помнить, что промежуточный вал имеет продольную подвижность в пределах зазоров. Поэтому при расчетах следует брать $\omega = 2$.

Шарнирные карданы до сих пор выполняли на вращательных парах V_2 (кроме одной опоры). Если применить сферические

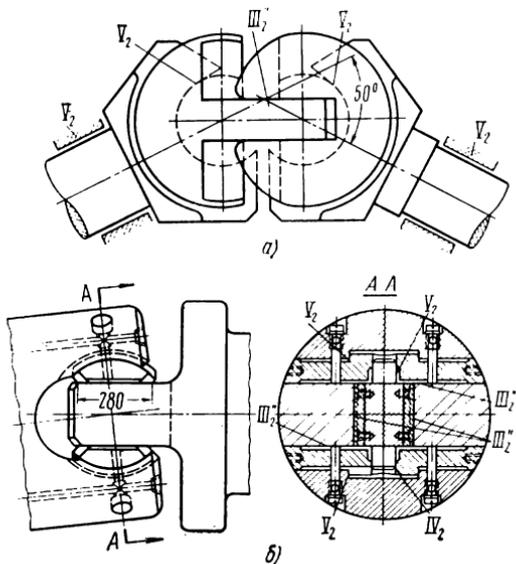


Рис. 61. Карданы:

а — двойной Тракта; б — прокатный

шарниры III_2' , то можно получить новые конструкции карданных механизмов (рис. 62). Универсальный шарнир, т. е. шарнир, передающий между валами момент вскруг оси вала и усилия по осям, перпендикулярным оси вала (рис. 62, а), состоит из двух тройных вилок, соединенных тремя тягами.

Механизм особенно выгоден для железнодорожного транспорта при выполнении шарниров на сайлент — блоках (на резине). При небольших углах между осями можно выполнять их также на сферических подшипниках качения. Соединительные тяги имеют мест-

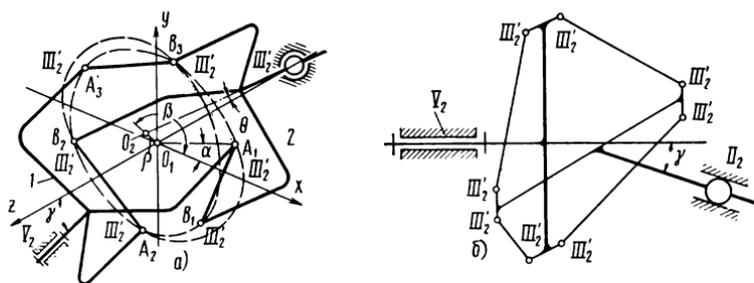


Рис. 62. Карданы со сферическими парами:
а — универсальный; б — обыкновенный

ные подвижности — вращение вокруг своей оси, поэтому $\omega = 4$. Избыточные связи отсутствуют, т. е.

$$q = 4 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 7 = 0.$$

Нагрузки на шарниры в $1 \frac{1}{2}$ раза меньше, чем у обычного карданного шарнира.

Кинематика механизма [33] характеризуется тем, что при перекосях осей ведомая вилка совершает сферические движения, вращаясь относительно неподвижного сферического опорного подшипника. При этом перекося в ведущего валика на угол γ в одной плоскости вызывает отклонение ведомого валика на некоторый угол θ (угол нутации) в другой плоскости. В результате этого оси ведущего и ведомого валов перекрещиваются в пространстве с расстоянием ρ между центрами вилок. В связи с тем, что центр O_2 ведомой вилки обычно расположен далеко от опорного подшипника, угол отклонения θ оказывается ничтожно малым. Поэтому без больших погрешностей можно сделать допущение, что направление оси ведомой вилки остается неизменным.

Тогда положение ведомой вилки определяют величина и направление смещения центра O_2 вилки (ρ и β) и угол поворота φ вокруг этого центра в плоскости, перпендикулярной оси вилки (на рис. 62, а на показан).

Задачу определения перечисленных выше параметров кинематики рассматриваемого шарнирного кардана можно решить

графо-аналитическим способом по методу Н. Г. Бруевича, т. е. путем анализа условного преобразованного механизма [5].

Преобразованный механизм на рис. 63, а изображен в положении, когда перекося осей вилок отсутствует ($\gamma = 0$). Он составлен так, что ведущая вилка, неподвижно закрепленная на рамке CD под заданным углом α поворота, может поворачиваться вокруг оси x на угол γ вместе с рамкой. Если осуществить это движение, то центр ведомой вилки переместится по направлению осей x и y на расстояние Δx и Δy . Одновременно ведомая вилка повернется вокруг центра O_2 на некоторый угол $\Delta\varphi$.

Очевидно, что указанные движения ведомой вилки преобразованного механизма полностью определяются величиной перекося ведущей вилки, т. е. углом γ и размерами механизма.

В соответствии с методом Н. Г. Бруевича, сообщим ведущей вилке вращение вокруг оси x с постоянной угловой скоростью

$$\omega_1 = \frac{\gamma}{\mu} \quad (1)$$

где μ — коэффициент пропорциональности.

При этом направление вращения совпадает с направлением перекося осей. Теперь определим скорости и ускорения в преобразованном механизме. Так как механизм трехповодковый, то решать задачу начнем с определения скоростей свободных точек Ассура. На рис. 63, б, такими точками являются S_1 , S_2 и S_3 , лежащие в точках пересечения продолжения поводков и рассматриваемые как точки ведомой вилки.

Расчетными уравнениями для них будут:

$$\bar{v}_{S_1} = \bar{v}_{A_1} + \bar{v}_{B_1A_1}, \quad \bar{v}_{S_1} = \bar{v}_{A_2} + \bar{v}_{B_2A_2} + \bar{v}_{S_1B_2}; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{v}_{S_2} &= \bar{v}_{A_2} + \bar{v}_{B_2A_2} + \bar{v}_{S_2B_2}, \\ \bar{v}_{S_2} &= \bar{v}_{A_3} + \bar{v}_{B_3A_3} + \bar{v}_{S_2B_2}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \bar{v}_{S_3} &= \bar{v}_{A_1} + \bar{v}_{B_1A_1} + \bar{v}_{S_3B_1}, \\ \bar{v}_{S_3} &= \bar{v}_{A_3} + \bar{v}_{B_3A_3} + \bar{v}_{S_3B_3}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь скорости v_{A_1} , v_{A_2} и v_{A_3} ведущей вилки преобразованного механизма известны. Они параллельны оси z . Значения абсолютных скоростей (см. рис. 63) определяют из выражений:

$$\begin{aligned} v_{A_1} &= A_1 A_{x_1} \omega_1 = R \sin \alpha \frac{\gamma}{\mu}, \\ v_{A_2} &= A_2 A_{x_2} \omega_1 = R \sin (\alpha - 120^\circ) \frac{\gamma}{\mu}, \\ v_{A_3} &= A_3 A_{x_3} \omega_1 = R \sin (\alpha + 120^\circ) \frac{\gamma}{\mu}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \bar{\omega}_{S_1} &= \bar{\omega}_{A_1}^n + \bar{\omega}_{A_1}^t + \bar{\omega}_{B_1A_1}^u + \bar{\omega}_{B_1A_1}^b + \bar{\omega}_{S_1B_1}^t + \bar{\omega}_{S_1B_1}^n, \\ \bar{\omega}_{S_1} &= \bar{\omega}_{A_2}^n + \bar{\omega}_{A_2}^t + \bar{\omega}_{B_2A_2}^u + \bar{\omega}_{B_2A_2}^b + \bar{\omega}_{S_1B_2}^t + \bar{\omega}_{S_1B_2}^n. \end{aligned} \quad (6)$$

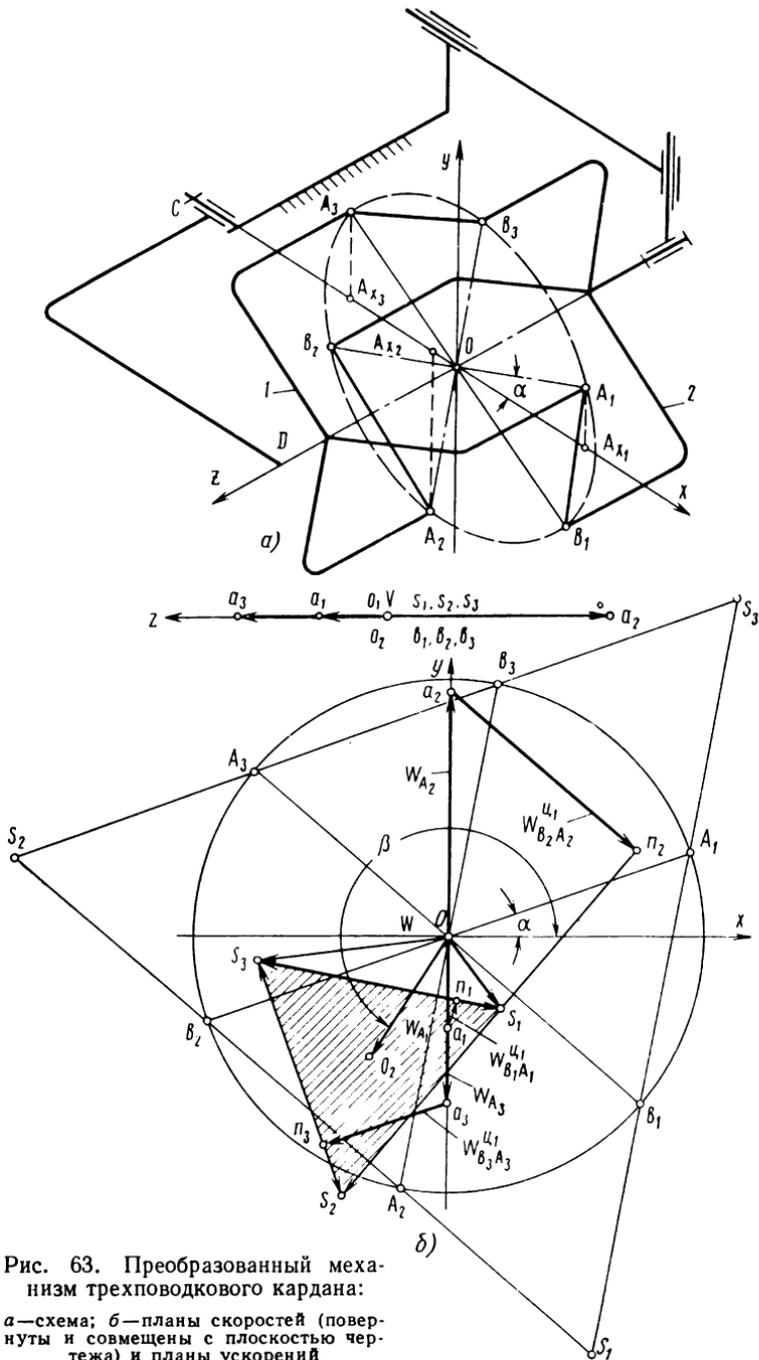


Рис. 63. Преобразованный механизм трехпроводкового кардана:
 а—схема; б—планы скоростей (повернуты и совмещены с плоскостью чертежа) и планы ускорений

В уравнениях (6) нормальные ускорения $\omega_{A_1}^n$ и $\omega_{A_2}^n$ имеют величину:

$$\begin{aligned}\omega_{A_1}^n &= A_1 A_{x_1} \omega_1^2 = R \sin \alpha \frac{\gamma^2}{\mu^2}, \\ \omega_{A_2}^n &= A_2 A_{x_2} \omega_1^2 = R \sin(\alpha - 120^\circ) \frac{\gamma^2}{\mu^2}.\end{aligned}\quad (7)$$

Их направления совпадают соответственно с направлениями $A_1 A_{x_1}$ и $A_2 A_{x_2}$ на схеме механизма (см. рис. 63, а). Тангенциальные ускорения $\omega_{A_1}^t$ и $\omega_{A_2}^t$ равны нулю, так как угловая скорость ω_1 принята постоянной. Так как скорости $v_{S_1 B_1}$ и $v_{S_2 B_2}$ равны нулю (см. рис. 63, б), то нормальные ускорения $\omega_{S_1 B_1}$ и $\omega_{S_2 B_2}^n$ также равны нулю.

Центростремительное ускорение определяют из векторного уравнения

$$\omega_{B_1 A_1}^u = \omega_{B_1 A_1} v_{B_1 A_1},$$

где $\omega_{B_1 A_1}$ — угловая скорость поводка $B_1 A_1$.

Ускорение $\omega_{B_1 A_1}^u$ разложим на составляющие

$$\overline{\omega_{B_1 A_1}^u} = \overline{\omega_{B_1 A_1}^{u_1}} + \overline{\omega_{B_1 A_1}^{u_2}}.$$

Ускорение $\omega_{B_1 A_1}^{u_1}$ направим вдоль поводка $B_1 A_1$, а ускорение $\omega_{B_1 A_1}^{u_2}$ — перпендикулярно поводку. Очевидно, величину ускорения $\omega_{B_1 A_1}^{u_1}$ определим, как проекцию центростремительного ускорения $\omega_{B_1 A_1}^u$ на направление поводка $B_1 A_1$,

где R — радиус вилки, который считаем равным длине поводка; α — угол поворота ведущей вилки.

Относительные скорости в уравнениях (2), (3) и (4) направлены перпендикулярно соответствующим поводкам.

Из схемы преобразованного механизма, построенного в соответствии с принятым допущением о неизменности направления оси ведомой вилки, можно видеть, что особые точки могут иметь только скорости, направленные параллельно плоскости $хоу$.

При графическом решении полученной системы векторных уравнений скорости особых точек определить достаточно просто. Так, из уравнений (2) устанавливаем, что конец вектора скорости v_{S_1} точки S_1 с одной стороны должен быть расположен в плоскости, перпендикулярной к поводку $B_1 A_1$ и проходящей через конец вектора скорости $v_{A_1}^u$, а с другой стороны он должен быть в плоскости, перпендикулярной к поводку $B_2 A_2$ и проходящей через конец вектора скорости v_{A_2} . Поэтому геометрическим местом концов возможных скоростей точки S_1 будет линия пересечения двух указанных плоскостей, которой в данном случае является ось z .

Кроме того, скорость точки S_1 должна лежать в плоскости $хоу$. Отсюда очевидно, что все условия будут выдержаны только в том единственном случае, когда скорость точки S_1 равна нулю.

Аналогичным образом из уравнений (2) и (3) можно установить, что скорости особых точек S_2 и S_3 также равны нулю.

Следовательно, скорость центра O_2 ведомой вилки в преобразованном механизме также равна нулю. Относительные скорости $v_{B_1A_1}$, $v_{B_2A_2}$, $v_{B_2A_1}$ оказываются направленными параллельно оси z . На рис. 62 сверху ось z совмещена с плоскостью чертежа, поэтому все векторы скоростей изображены в натуральную величину.

Ускорение точки S_1 определяют два векторных уравнения:

$$\omega_{B_1A_1}^{u_1} = \frac{v_{B_1A_1}^2}{B_1A_1} = R \sin^2 \alpha \frac{\gamma^2}{\mu^2}. \quad (8)$$

Аналогично ускорение $\omega_{B_2A_2}^u$, разложим на составляющие

$$\overline{\omega}_{B_2A_2}^u = \overline{\omega}_{B_2A_2}^{u_1} + \overline{\omega}_{B_2A_2}^{u_2},$$

где ускорение

$$\omega_{B_2A_2}^{u_2} = \frac{v_{B_2A_2}^2}{B_2A_2} = R \sin^2 (\alpha - 120^\circ) \frac{\gamma^2}{\mu^2}. \quad (9)$$

Уравнения (6) можно теперь переписать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \overline{\omega}_{S_1} &= \overline{\omega}_{A_1}^n + \overline{\omega}_{B_1A_1}^{u_1} + \overline{\omega}_{B_2A_1}^{u_2} + \overline{\omega}_{B_1A_1}^b + \overline{\omega}_{S_1B_1}^t, \\ \overline{\omega}_{S_1} &= \overline{\omega}_{A_2}^n + \overline{\omega}_{B_2A_2}^{u_1} + \overline{\omega}_{B_2A_2}^{u_2} + \overline{\omega}_{B_2A_2}^b + \overline{\omega}_{S_1B_2}^t. \end{aligned} \quad (10)$$

В каждом из уравнений (10) последние три ускорения лежат в плоскости, перпендикулярной поводкам B_1A_1 или B_2A_2 . На плоскость $хоу$ они проектируются в виде линий, перпендикулярных поводкам B_1A_1 и B_2A_2 . Все другие ускорения, в том числе и ускорение точки S_1 , лежат в плоскости $хоу$. Поэтому ускорение точки S_1 из системы (10) можно определить без затруднений.

Пользуясь планом ускорений (см. рис. 63, б), найдем аналитическое выражение для ускорения точки S_1 . Предварительно ускорения из системы (10) проектируем на направление поводка A_2B_2 :

$$\begin{aligned} & -\omega_{A_1} \sin (\alpha + 120^\circ) + \omega_{B_1A_1}^{u_1} \cos 60^\circ - \\ & - (\omega_{B_2A_2}^{u_2} + \omega_{B_1A_1}^b + \omega_{S_1B_1}^t)_{xy} \sin 60^\circ = \\ & = -\omega_{A_2}^n \sin (\alpha + 120^\circ) - \omega_{B_2A_2}^{u_1}. \end{aligned}$$

Откуда, подставив значения ускорения, найдем

$$\begin{aligned} & (\omega_{B_1A_1}^{u_2} + \omega_{B_1A_1}^b + \omega_{S_1B_1}^t)_{xy} = \\ & = R \frac{\gamma^2}{\mu^2} \left[\frac{\sin^2 \alpha \cos 60^\circ + \sin^2 (\alpha - 120^\circ)}{\sin 60^\circ} - \right. \\ & \left. - \frac{[\sin \alpha - \sin (\alpha - 120^\circ) \sin (\alpha + 120^\circ)]}{\sin 60^\circ} \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

Тогда, проектируя ускорения из первого уравнения системы (10) на оси координат x и y , найдем проекции вектора ускорения точки S_1 :

$$\begin{aligned} (\omega_{S_1})_x &= \omega_{B_1A_1}^{u_1} \cos (\alpha + 60^\circ) + \\ &+ (\omega_{B_1A_1}^{u_2} + \omega_{B_1A_1}^b + \omega_{S_1B_1}^t)_{xy} \sin (\alpha + 60^\circ); \\ (\omega_{S_1})_y &= -\omega_{A_1} + \omega_{B_1A_1}^{u_1} \sin (\alpha + 60^\circ) - \\ &- (\omega_{B_1A_1}^{u_2} + \omega_{B_1A_1}^b + \omega_{S_1B_1}^t)_{xy} \cos (\alpha + 60^\circ). \end{aligned}$$

Подставив значения ускорений из уравнений (7), (8) и (11), после преобразований окончательно получим:

$$\begin{aligned} (\omega_{S_1})_x &= R \left(\frac{1}{2} \cos \alpha - \frac{1}{2} \cos 3\alpha \right) \frac{\gamma^2}{\mu^2}; \\ (\omega_{S_1})_y &= R \left(\frac{1}{2} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 3\alpha \right) \frac{\gamma^2}{\mu^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Ускорения особых точек S_2 и S_3 можно определить из уравнений, аналогичных уравнению (10). В результате их решения получим:

$$\left. \begin{aligned} (\omega_{S_2})_x &= R \left(\frac{\sqrt{3}}{4} \sin \alpha - \frac{1}{4} \cos \alpha - \frac{1}{2} \cos 3\alpha \right) \frac{\gamma^2}{\mu^2}, \\ (\omega_{S_2})_y &= R \left(-\frac{1}{4} \sin \alpha - \frac{\sqrt{3}}{4} \cos \alpha - \frac{1}{2} \sin 3\alpha \right) \frac{\gamma^2}{\mu^2}; \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} (\omega_{S_3})_x &= R \left(-\frac{\sqrt{3}}{4} \sin \alpha - \frac{1}{4} \cos \alpha - \frac{1}{2} \cos 3\alpha \right) \frac{\gamma^2}{\mu^2}; \\ (\omega_{S_3})_y &= R \left(-\frac{1}{4} \sin \alpha + \frac{\sqrt{3}}{4} \cos \alpha - \frac{1}{2} \sin 3\alpha \right) \frac{\gamma^2}{\mu^2}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Очевидно, что точки S_1 , S_2 и S_3 на плане ускорений образуют равносторонний треугольник, подобный треугольнику на схеме механизма. Следовательно, проекции ускорения центра вилки O_2 можно определить из выражений:

$$\begin{aligned} (\omega_{O_2})_x &= \frac{1}{3} [(\omega_{S_1})_x + (\omega_{S_2})_x + (\omega_{S_3})_x]; \\ (\omega_{O_2})_y &= \frac{1}{3} [(\omega_{S_1})_y + (\omega_{S_2})_y + (\omega_{S_3})_y]. \end{aligned}$$

После подстановки значений ускорений точек S_1 , S_2 и S_3 из выражений (12), (13) и (14) окончательно получим

$$\begin{aligned}(w_{O_2})_x &= \frac{1}{2} R \cos 3\alpha \frac{\gamma^2}{\mu^2}; \\ (w_{O_2})_y &= \frac{1}{2} R \sin 3\alpha \frac{\gamma^2}{\mu^2}.\end{aligned}\quad (15)$$

Относительное ускорение определяем из уравнения

$$w_{S_1O_2} = \sqrt{[(w_{S_1})_x - (w_{O_2})_x]^2 + [(w_{S_1})_y - (w_{O_2})_y]^2}.$$

Подставив значения ускорений, будем иметь

$$w_{S_1O_2} = \frac{1}{2} R \frac{\gamma^2}{\mu^2}.\quad (16)$$

Очевидно, что $\bar{w}_{S_1O_2} = \bar{w}_{S_1O_2}^n + \bar{w}_{S_1O_2}^t$, но $w_{S_1O_2}^n = 0$, так как $v_{S_1O_2} = 0$. Следовательно,

$$w_{S_1O_2}^t = w_{S_1O_2} = \frac{1}{2} R \frac{\gamma^2}{\mu^2}.$$

Угловое ускорение ведомой вилки преобразованного механизма вычисляем по соотношению

$$\Sigma_{2n} = \frac{w_{S_1O_2}^t}{S_1O_2} = \frac{1}{2\sqrt{3}} \cdot \frac{\gamma^2}{\mu^2}.\quad (17)$$

Определив скорости и ускорения в преобразованном механизме, найдем смещение центра ведомой вилки карданного механизма по формулам Н. Г. Бруевича [5]:

$$\begin{aligned}\Delta x_{O_2} &= \mu (v_{O_2})_x + \frac{1}{2} \mu^2 (w_{O_2})_x; \\ \Delta y_{O_2} &= \mu (w_{O_2})_y + \frac{1}{2} \mu^2 (w_{O_2})_y.\end{aligned}\quad (18)$$

Подставив значения из уравнения (15) и имея в виду, что $v_{O_2} = 0$, получим

$$\Delta x_{O_2} = \frac{1}{4} R \cos 3\alpha \gamma^2; \quad \Delta y_{O_2} = \frac{1}{4} R \sin 3\alpha \gamma^2.$$

Следовательно, смещение центра вилки O_2

$$\rho = \sqrt{\Delta x_{O_2}^2 + \Delta y_{O_2}^2} = \frac{1}{4} R \gamma^2.\quad (19)$$

Для электровозного кардана при $R = 350$ $\gamma = \frac{1}{20} = 3^\circ$
 $\rho = \frac{1}{4} \cdot 350 \cdot \frac{1}{20^2} = 0,22$, т. е. имеет совершенно ничтожную величину.

Направление смещения центра O_2 определим из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\Delta y_{O_2}}{\Delta x_{O_2}} = \operatorname{tg} 3\alpha.$$

Откуда в соответствии с рис. 63, б

$$\beta = \pi + 3\alpha. \quad (20)$$

Угол поворота ведомого вала

$$\varphi = \varphi_0 + \mu\omega_{2n} + \frac{1}{2}\mu^2\varepsilon_{2n}. \quad (21)$$

Здесь φ_0 соответствует углу поворота ведомого вала при отсутствии перекоса. Согласно рис. 61 он связан с углом поворота ведущего вала соотношением

$$\varphi_0 = \alpha - \frac{\pi}{3}.$$

Из рис. 62 легко установить, что угловая скорость ω ведомой вилки в преобразованном механизме равна нулю. Тогда после подстановки ε_{2n} угол поворота φ ведомого вала

$$\varphi = \alpha - \frac{\pi}{3} + \frac{1}{4\sqrt{3}}\gamma^2. \quad (22)$$

Анализируя уравнения (19) и (20), заключаем, что в результате перекоса осей центр ведомой вилки смещается на ничтожно малую величину и движется по окружности с радиусом ρ , делая один оборот за $1/3$ оборота вала. При равномерном вращении ведущей вилки это движение будет также равномерным.

На основании уравнения (22) можно сказать, что рассмотренная конструкция универсального кардана в пределах сделанных допущений обеспечивает равномерное вращение ведомого вала.

Обыкновенный кардан передает между валами четыре условия связи: момент и силы по трем осям координат. Поэтому требуются четыре соединительных тяги. Тяги и вилки должны быть расположены в разных плоскостях, иначе получится статическая неопределенность и лишняя подвижность вдоль оси вала.

При правильном расположении $\omega = 1 + 4 = 5$ (четыре местных подвижности тяг) избыточные связи отсутствуют, т. е.

$$q = 5 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 8 + 2 \cdot 1 = 0.$$

26. КАРДАНЫ С ВЫСШИМИ ПАРАМИ

В последнее время получили распространение соединения валов, в которых усилия передаются через шарики. В таких механизмах легко достичь постоянства передаточного числа. Однако известные конструкции отличаются большим числом избыточных связей.

В механизме Вейса (рис. 64, а) усилия от ведущей вилки к ведомой передаются не через крест, а через два шарика, которые катятся по круговым желобам, выполненным на вилках. Два других шарика служат для передачи момента в обратном направлении. В данное время они не работают и поэтому их принимать в расчет не будем.

Средний шарик служит для центрирования вилок. Вследствие симметричности механизма относительно ведущей и ведомой вилки, их угловые скорости одинаковы, следовательно, передаточное число постоянное и равно единице. Число подвижных звеньев (две вилки и три шарика) $n = 5$. При определении подвижности

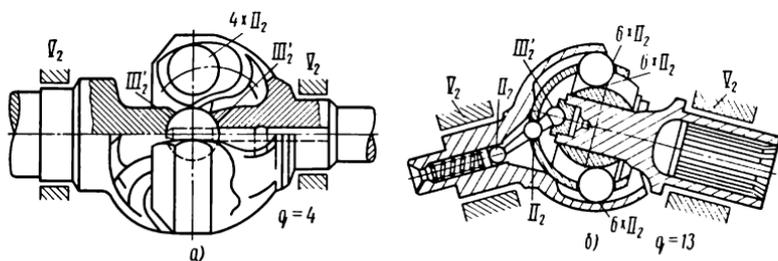


Рис. 64. Шарниры:
а — Вейса; б — Рцеппа

следует помнить, что каждый шарик за счет возможного проскальзывания имеет местные (пассивные) подвижности — вращения вокруг трех осей координат. Поэтому $\omega = 1 + 3 \cdot 3 = 10$.

Соединение шариков по желобу является кинематической парой II_2 — кольцевой. Центральный шарик с вилками составляет сферические пары III_2 класса:

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I;$$

$$q = 10 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 4 = 4.$$

Механизм можно исправить, если двойные вилки заменить тройными и передавать момент через три шарика. Тогда нагрузка шарика уменьшится в $1\frac{1}{2}$ раза. Средний шарик не нужен, так как три шарика сами центрируют вилки.

Одну из кинематических пар V_2 надо заменить парой III_2' (сферической). В этом механизме $\omega = 1 + 3 \cdot 3 = 10$ и $n = 5$,

$$q = 10 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 6 = 0.$$

Такой механизм осуществлен В. В. Смирновым (МВТУ).

Шарнир Рцеппа (рис. 64, б) состоит из звеньев сферической формы с желобами для шариков в осевой плоскости (меридиональными). Одно из звеньев имеет внешнюю сферическую поверхность, а другое внутреннюю. В желобах заложены шарики (обычно шесть

шток), которые при помощи сепаратора и специального делительного механизма удерживаются в плоскости, делящей угол между осями пополам. Подвижность механизма складывается из основной подвижности, местной подвижности шести шариков и местной подвижности (вращения) рычага делительного механизма. Поэтому $\omega = 1 + 6 \cdot 3 + 1 = 20$.

Каждый шарик соединен с сепаратором и головками ведущего и ведомого валов тремя парами II_2 — кольцевыми. Две такие же

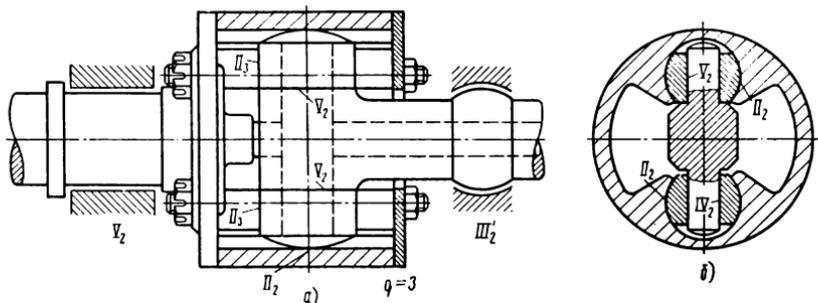


Рис. 65. Колокольные карданы:

a — универсальный; *b* — без избыточных связей

пары имеются между делительным рычагом и головкой и рычагом и сепаратором. Опорные подшипники считаем V_2 . Избыточные связи:

$$q = \omega - 6n + 5p_v + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I;$$

$$q = 20 - 6 \cdot 10 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 20 = 13.$$

При таком огромном числе избыточных связей механизм может работать только при очень точном исполнении.

Колокольный кардан (рис. 65, *a*) является универсальным, т. е. допускает осевой разбег осей. Поэтому он не требует осевой подвижности в подшипниках. Последние выполняют: один — вращательная пара V_2 , другой — сферическая пара III_2 . Каждый ролик работает по двум поверхностям — плоскости и цилиндру и сам состоит из цилиндрической и сферической рабочих поверхностей. Поэтому эти участки необходимо рассматривать как отдельные пары II_2 и II_3 . В радиальном направлении может прижиматься только один ролик, а в окружном — оба, поэтому $p_{II} = 3$.

Подвижность механизма (основная и проскальзывание двух роликов) $\omega = 3$:

$$q = \omega - 6n + 5p_v + \dots;$$

$$q = 3 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 3 = 3.$$

Избыточные связи могут вызвать неравномерное распределение нагрузки по образующей ролика и сферической поверхности.

Поэтому необходимо точное изготовление механизма. Устранить эти связи затруднительно. Можно ролики выполнить сферическими (см. рис. 64, б), а рабочие поверхности колокола — в виде двух параллельных цилиндров. Тогда число кинематических пар типа кольцевые $p_{II} = 2$.

Кинематическую пару между одним роликом и водилом следует считать парой V_2 , а между другим — парой IV_2 , так как водило в радиальном направлении может прижиматься только к одному ролику. Как и у всякого универсального кардана его опорными подшипниками выбирают: один — V_2 , другой — III'_2 .

Избыточные связи $q = 3 - 6 \cdot 4 + + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 0$ отсутст-

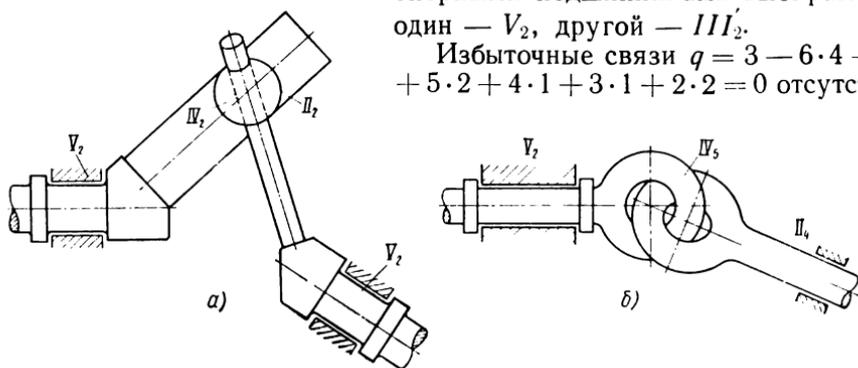


Рис. 66. Карданы:

а — предложенный М. И. Лысовым; б — с цепной парой

вуют. К сожалению, в этом механизме при наличии угла между осями водило не будет точно центрироваться, поэтому механизм является неуравновешенным.

Не имеет избыточных связей схема, приведенная М. И. Лысовым (11). В ней ролик выполнен сферическим, а соответствующий ему желоб цилиндрическим. Механизм передает только момент (одно условие связи), поэтому опоры обоих валов выполнены на вращательных парах V_2 (рис. 66, а).

Подвижность $\omega = 2$ (основная и проскальзывание ролика). Избыточные связи $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 2 \cdot 1 = 0$. Подшипники этого механизма нагружены окружным усилием.

Для устранения избыточных связей (случай небольшого угла между осями) очень удобен зубчатый кардан.

Как известно, шлицевое соединение при малой длине за счет больших зазоров получает две дополнительные угловые подвижности, т. е. становится соединением не V_2 , а III_5 , что требуется для универсального кардана. В зубчатых карданах для удобства изготовления применяют эвольвентное зацепление. Внутренний венец изготовляют зубодолблением. На внешнем венце выполняют бочкообразный зуб. Правда, в зубчатой муфте нагрузка распределяется между многими зубьями, т. е. получается статически

неопределимое распределение сил с многими избыточными связями. Однако они являются избыточными связями в пределах кинематической пары, которую легко выполнить очень точно (например, одинаковый шаг зубьев), потому не вредны и их подсчитывать не требуется. Вредными являются избыточные связи в пределах механизма, где на распределение нагрузок влияют размеры многих звеньев и может иметь место суммирование ошибок изготовления. Поэтому в расчетах следует рассматривать зубчатое соединение, как кинематическую пару III_5 .

Подвижность двойного зубчатого кардана учитывает продольной разбег муфты $\omega = 2$. Избыточные связи в пределах механизма отсутствуют, т. е.

$$q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + 2\rho_{II} + \rho_I;$$

$$q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0.$$

К сожалению, зубчатый кардан допускает только небольшой угол между осями (ГОСТ 5006—55) — не больше $1\frac{1}{2}$ град.

Карданным шарниром может служить также и цепная пара IV_5 , которая дает необходимые четыре условия связи (рис. 66, б). Из-за плохого контакта и больших зазоров такой шарнир не пригоден для механического привода и может найти применение только при ручном приводе (для открывания дверей, заслонок, жалюзи). Для тех же целей может служить пара IV_4 — шаровая со штифтом.

27. ГИБКИЕ КАРДАНЫ

В последнее время начали широко применять гибкие соединения валов. Они не требуют смазки, не боятся загрязнения, не подвержены износу и при правильной конструкции работают безотказно. На рис. 67, а показан двойной гибкий кардан Броун—Бовери, применяемый на электровозах. Карданный вал проходит внутри полого вала электродвигателя. Этим объясняется необычное расположение опор. На электровозах применяют двойной кардан. Для простоты рассмотрим одинарный, считая подшипники валов V_2 и III'_2 , как и делают у всякого универсального кардана. Он состоит из гибкого стального листа, к которому крепят вилки ведущего и ведомого валов. Лист накладывает три условия связи, т. е. является парой III'_4 , что требуется для универсального кардана. Избыточные связи $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 2 = 0$ отсутствуют, что указывает на правильность конструкции.

Гибкий кардан «Сешерон» применен на электровозах ЧС1, ЧС2 и ЧС3. В нем вместо одного листа применено 12 пластин, каждую из которых можно рассматривать как гибкий лист (пара

III₄). Концы пластин следует считать жесткими звеньями. С вилками их соединяют при помощи трех цапф (пары V_2). Поэтому кардан «Сешерон» имеет большое число избыточных связей. Он требует очень точного изготовления и сборки. Это важно помнить работникам эксплуатации при ремонте и замене деталей этого механизма.

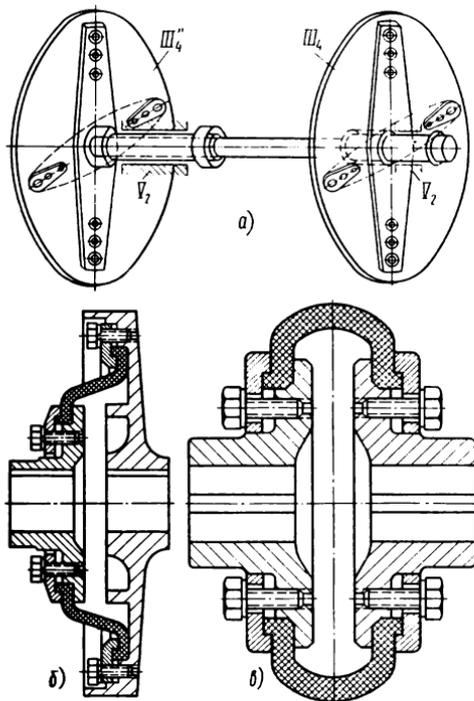


Рис. 67. Гибкие карданы:

a — двойной гибкий Броун—Бовери; *б* — гибкий резиновый; *в* — типа автомобильной шины

На электровозах карданы «Сешерон», так же, как и карданы Броун—Бовери, применяют двойными. Ставят их на быстроходном валу, причем карданный валик располагается внутри полого вала тягового электродвигателя. Гибкие карданы ставят открыто и никакими кожухами не закрывают. Угол между осями небольшой, что способствует долговечности механизма, несмотря на его быстрходность и большие передаваемые моменты.

Применяют и резиновые гибкие соединения валов: в виде листа (рис. 67, б) или в форме автомобильной шины (рис. 67, в). Последнее соответствует двойному соединению первого типа. Подвижность здесь удобно определить по условию, что при последовательном соединении кинематических пар их подвижности складываются.

Здесь следует учесть, что подвижность в осевом направлении создают оба соединения, а получается одна общая осевая подвижность, т. е. $3 \cdot 2 - 1 = 5$ — три перемещения по трем осям координат и два вращения вокруг двух осей, перпендикулярных оси вала. Накладываемое условие связи соответствует передаваемому моменту вокруг оси вала.

Механизм, изображенный на рис. 67, в, выполняют на подшипниках, представляющих вращательные пары V_2 . Избыточные связи здесь отсутствуют, т. е.

$$q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 1 \cdot 1 = 0.$$

Выводы

Приведенный обзор показывает, что в подавляющем большинстве карданных механизмов можно устранить избыточные связи и тем самым повысить надежность и понизить трудоемкость.

Только в механизмах для очень больших усилий (прокатных карданах и гибких электровозных) остались избыточные связи. Устранение их дело будущего.

28. ЛОКОМОТИВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В настоящее время в пассажирских локомотивах в связи с ростом скоростей возникла необходимость уменьшения неподдресоренного веса. Травматическое подвешивание тягового двигателя, у которого половина его веса передается на ось через моторно-осевые подшипники, стало непригодным.

Вместо этого стали крепить двигатель к тележке с передачей вращения на ось через шарнирный механизм. Этот механизм

необходим, чтобы дать возможность локомотиву колебаться на рессорах. Он должен передавать момент вокруг оси колеса и оставлять свободными остальные подвижности: перемещения по трем осям координат и вращения вокруг двух осей, перпендикулярных оси колеса, т. е. механизм должен иметь такую же механику, как двойной шарнир Кардана (табл. 3, 1е).

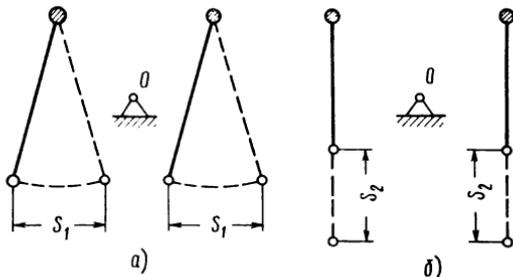


Рис. 68. Относительные перемещения в механизме привода:

а — горизонтальные; б — вертикальные

Двойной кардан широко применяют для этих целей: вагоны серий Д и Е метрополитена (конструкция завода «Динамо» им. Кирова при участии автора), вагоны ЭР1—ЭР7, электровозы Шкода ЧС1, ЧС2 и ЧС3 и привод Жакмена французских электровозов. Все они не имеют избыточных связей и потому удовлетворяют поставленным условиям. Двойной кардан хорошо уравновешен. Муфта Ольдгема (с поступательными кинематическими парами) не получила распространения из-за большого трения и износа, хотя за границей были единичные конструкции. Кроме того, она неуравновешена, что является очень большим недостатком для скоростных электровозов.

Механизмы приводов с вращательными парами полностью себя оправдали и получили широкое распространение. Момент в таких механизмах передается двумя тягами, расположенными в плоскости, перпендикулярной оси вращения (рис. 68). Точки

присоединения тяг к ведущему звену показаны наклонной правой штриховкой. Тяги снабжают шаровыми шарнирами (пары III'_2). Благодаря этому ведомое звено имеет две угловые подвижности относительно ведущего — вращения вокруг осей, расположенных в плоскости чертежа. Эти шарниры также обеспечивают две линейные подвижности: одну — вдоль оси колеса (перпендикулярно плоскости чертежа) и одну — горизонтальную s_1 (рис. 68, а) (в данном положении механизма).

Чтобы обеспечить вертикальную подвижность (в данном положении), тяги с ведомым звеном необходимо соединить при помощи механизма, который позволил бы им перемещаться только на равные величины s_2 (рис. 68, б) относительно этого звена. Допустить неравные перемещения s_2 нельзя, так как тогда возникнет поворот ведомого звена относительно ведущего.

В качестве механизма для такого соединения могут быть следующие:

вал с двумя кривошипами — механизм Сименс—Шуккерт (рис. 69, а);

два рычага, соединенные зубчатой передачей, — механизм Бухли (рис. 69, б);

два прямые рычага, соединенные тягой, — механизмы Эрликон-1 (рис. 69, в);

два угловые рычага, соединенные тягой, — механизм Ганц (рис. 69, г);

два косые рычага, соединенные тягой, — механизм Шкода (рис. 69, д);

механизм параллельного кривошипа — механизм Кравченко (рис. 69, е);

механизм антипараллелограмма — механизм Альстом (рис. 69, ж).

На всех этих схемах шарниры, соединенные с ведомым звеном, показаны левой штриховкой, а соединенные с ведущим — правой. Следует отметить, что понятие ведущее и ведомое звено здесь чисто условное и их (если это удобнее конструктивно) можно поменять местами.

Все перечисленные механизмы одновременно являются уравнительными, т. е. они выравнивают нагрузки на тягах. Благодаря этому на ведущее и ведомое звено передаются только моменты и потому исключаются добавочные нагрузки на подшипники.

Механизм Сименс—Шуккерт (см. рис. 69, а) — самый простой из возможных. В нем из шести звеньев пять подвижные. Его легко выполнить без избыточных связей. Для этого тяги выполняют с шаровыми головками III'_2 , а остальные пары могут быть вращательными V_2 . Подшипники ведущего и ведомого валов (пары V_2) на рис. 69 не показаны. Подвижность этого механизма $\omega = 3$ (ос-

новная плюс две местных — вращения тяг вокруг своих осей).

$$q = \omega - 6n + 5p_V - 4p_{IV} + \dots = 3 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 3 + 3 \cdot 4 = 0.$$

Усилия в шарнирах невелики — приблизительно они равны силам, передаваемым тягами. Механизм легко уравновесить, для

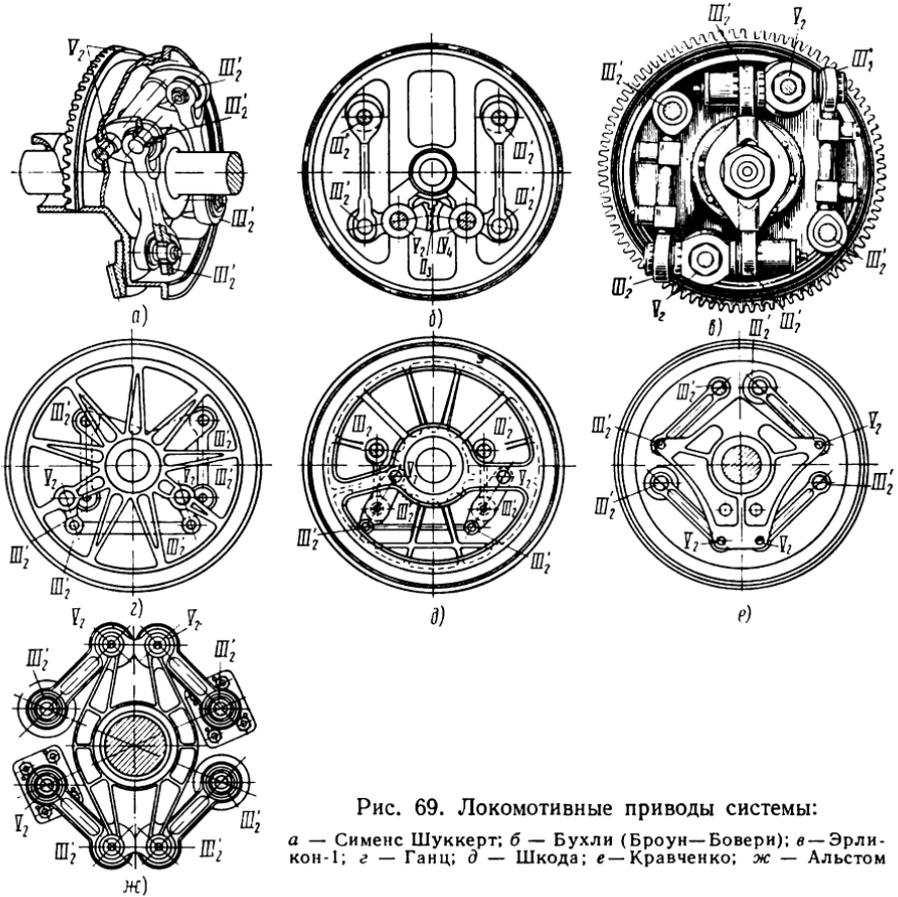


Рис. 69. Локомотивные приводы системы:

а — Сименс Шуккерт; б — Бухли (Броун—Бовери); в — Эрликон-1; г — Ганц; д — Шкода; е — Кравченко; ж — Альстом

этого необходимо поставить противовесы на уравнительный вал. Единственным недостатком механизма является крутящий момент, передаваемый уравнительным валом.

Механизм Бухли (см. рис. 69, б) немного сложнее — имеет семь звеньев, из них шесть подвижных. Чтобы избежать избыточных связей при линейчатом контакте между зубьями (пара II_3), что очень важно из-за больших усилий, один из рычагов необходимо опереть на пару IV_4 . Для этого не обязательно делать ее

шаровой со штифтом, Можно рычаг опереть на сферическую опору, а лишнюю подвижность устранить выступами в корпусе, ограничивающими перемещение обода вдоль оси.

$$q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + \dots = 3 - \\ - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 3 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 1 = 0.$$

Если оба рычага опирать на вращательные пары V_2 , то для устранения избыточных связей придется зубья выполнить с точечным контактом (пара I_2), что невыгодно из-за больших усилий. Усилия, передаваемые зубьями уравнительного механизма, близки к усилиям в тягах (при равных радиусах). Усилия на осях этих рычагов (если не учитывать центробежные силы) в два раза выше, что невыгодно. Механизм легко уравновесить.

Механизмы Эрликон-1, Ганц, Шкода, Кравченко и Альтстом имеют восемь звеньев, из них семь подвижных.

В механизме Эрликон-1 (рис. 69, в) для предотвращения избыточных связей концы всех трех тяг делают на шаровых опорах (пара III'_2), а опоры рычагов — на вращательных парах V_2 .

$$q = 4 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 6 = 0.$$

Усилия в шаровых парах равны усилиям в тягах, а усилия во вращательных в два раза выше (без учета центробежных сил). Механизм хорошо уравновешен. При правильных размерах звеньев он не требует противовесов.

Механизм Ганца (см. рис. 69, г) для устранения избыточных связей должен иметь такие же кинематические пары, как и механизм Эрликон-1.

Усилия в шаровых парах равны усилиям в тягах (при равных плечах), а усилия во вращательных парах в 1,4 раза ($\sqrt{2}$) больше. Механизм можно уравновесить. Для этого необходимо ставить противовесы на угловые рычаги.

Механизм Шкода (см. рис. 69, д) должен иметь такие же кинематические пары, как и механизмы Эрликон-1 и Ганц. Усилия в кинематических парах зависят от соотношения плеч и угла наклона рычагов. Они близки к усилиям в механизме Ганца. Уравновесить этот механизм труднее, чем механизм Ганца, так как противовесы на рычагах могут выйти за габарит.

В механизме Кравченко (см. рис. 69, е) и механизме Альтстом (см. рис. 69, ж) передача вращающего момента идет через плавающую рамку, которая висит на поводках. Чтобы рамка оставалась в заданной плоскости, она должна направляться тремя поводками, так как плоскость определяют три точки. Четвертый поводок, во избежание избыточных связей, не должен быть направляющим. Поэтому на обоих концах у него должны быть шаровые пары III'_2 . Здесь имеет место одна местная подвижность — вра-

щение вокруг своей оси. У каждого направляющего поводка должна быть одна вращательная пара V_2 и одна сферическая III'_2 опорная точка. Чтобы лучше направлять плавающую рамку следует опорные точки расставить возможно шире. В соответствии с этим на рис. 69, *e*, *ж* выбрано расположение вращательных и шаровых пар:

$$q = \omega - 6n + 5p_V + \dots + 3p_{III} + \dots = \\ = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 5 + 3 \cdot 5 = 0.$$

При выполнении этих механизмов на резиновых блоках, которые, хотя и цилиндрические, но за счет деформации резины допускают некоторый поворот вокруг двух других осей, все шарниры делают одинаковыми.

Усилия, передаваемые кинематическими парами, здесь невелики. В механизме Альстом все четыре тяги работают или на растяжение, или на сжатие, в механизме Кравченко две тяги — на растяжение, две — на сжатие, что способствует более спокойной работе. Механизм Альстом дает некоторую неравномерность передаточного числа, правда практически неощутимую. В механизме Кравченко передаточное число строго постоянное. Механизмы Кравченко и Альстом не уравновешены. При наличии смещения осей плавающая рамка движется по окружности, диаметр которой равен этому смещению (как в муфте Ольдгема). При этом за один оборот колеса центр тяжести рамки обходит окружность два раза. Поэтому в скоростных электровозах центробежная сила огромна.

На французских электровозах, поставивших рекорд скорости 330 км/ч, центробежная сила достигала 7,5 т. Уравновесить эти механизмы практически невозможно, так как для этого потребовалось бы ставить противовесы на продолжении поводков, т. е. выйти за габарит. Кроме того, силы инерции противовесов здесь настолько бы увеличили нагрузки в кинематических парах, что осуществить их невозможно.

Обзор приведенных механизмов показал, что одни схемы имеют хорошее уравновешивание, но большие нагрузки в шарнирах, другие, наоборот, имеют малые нагрузки в шарнирах, но плохо уравновешены.

При проектировании инженеру необходимо правильно оценить, какой из этих факторов важнее и на основании этого выбрать схему механизма.

Все перечисленные механизмы обеспечивают поступательное движение ведущего звена относительно ведомого (в плоскости, перпендикулярной оси вращения), аналогично чертежному приспособлению «Кульман». Поэтому значение этих механизмов гораздо больше, чем локомотивных приводов. Например, их можно применять для направления ведущей пластины в многошпиндельной сверлильной головке (см. рис. 34 и 35).

В локомотивах применяют механизм фиктивного шкворня (рис. 70). Он служит для соединения тележки с кузовом в тех случаях, когда место шкворня занято другими устройствами (например, тяговым двигателем).

Механизм Фойта представляет собой параллелограмм (на рис. 70 часть его звеньев показана пунктиром). Середины поперечных рычагов соединены с кузовом (условно считаем неподвижным). Середины продольных рычагов соединены с тележкой (изображена условно кружком).

По формуле П. Л. Чебышева

$$q_n = \omega_n - 3n + 2p_n + p_a = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 8 = 2.$$

Две избыточные связи создают два натяга (при сборке параллелограмма на кузове и соединении его с тележкой) и соответственно вызывают неравномерную нагрузку поперечных и продольных рычагов. Для устранения их необходимо убрать участки рычагов, показанные пунктиром, и один шарнир. Тогда по формуле П. Л. Чебышева

$$q_n = 1 - 3 \cdot 5 + 2 \cdot 7 = 0.$$

Рис. 70. Механизм фиктивного шкворня (пунктиром показаны звенья, удаляемые для устранения избыточных связей)

Особенно вредных избыточных связей не будет. Чтобы избыточных связей не было совсем, следует применить кинематические пары, показанные на рис. 70.

Подвижности механизма: вращения тележки вокруг трех осей, вертикальное перемещение (игра рессор) и вращения трех звеньев вокруг своих осей (пары III_4). Всего подвижностей 7.

По формуле А. П. Малышева

$$q = \omega - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} = 7 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 1 + 3 \cdot 6 = 0.$$

В настоящее время по идее проф. А. Н. Шелеста начинают применять тепловозы с пневматической передачей, которая проще, дешевле и легче электрической.

В последнее время Пескаром предложены безвальные генераторы газов, которые теперь и применяют в тепловозах. Поршни безвального генератора газов должны двигаться навстречу один другому с одинаковой скоростью и, следовательно, проходить одинаковые пути. Это обеспечивает шарнирный уравнильный механизм (рис. 71). Бывают и другие системы, например зубчатые. Сложность механизма объясняется малыми габаритами и потому большими углами поворота коромысел ($\approx 180^\circ$), чего не допускает двоиный кривошипно-ползунный механизм.

Чтобы избежать особо вредных избыточных связей, надо центральный шарнир делать самоустанавливающимся в вертикальном направлении на ползуне (как на рис. 71). В безвальном генераторе Пескара особо вредные избыточные связи сохранны.

По формуле П. Л. Чебышева

$$q = \omega - 3n + 2p_n + p_s = 1 - 3 \cdot 9 + 2 \cdot 13 = 0.$$

При структурном проектировании механизма (назначении классов кинематических пар) для отсутствия избыточных связей необходимо, чтобы не было натягов при замыкании контуров механизма.

Поршни безвального генератора (по заданию) являются по-

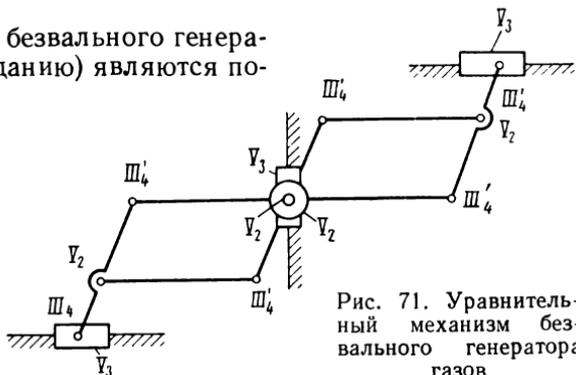


Рис. 71. Уравнительный механизм безвального генератора газов

ступательными парами V_3 , так как их вращению препятствуют эксцентричные штоки. Поставим вспомогательный ползун на поступательную пару V_3 , а коромысла — на вращательные пары V_2 . При соединении длинного коромысла с поршнями (образование двух контуров) для предотвращения натягов применим звенья (рычаги) с шаровыми парами III_4' по концам. Ползуны при этом можно передвигать, а коромысло поворачивать до совпадения элементов соединяемых пар. Середины этих рычагов с коротким коромыслом (образование еще двух контуров) тоже можно соединять звеньями с шаровыми парами III_4' по концам. Однако соединение с рычагом лучше выполнить вращательной парой V_2 . Сборке это не мешает и натягов не вызовет, так как при сборке другой конец III_4' сможет двигаться в плоскости чертежа за счет поворота вокруг вращательной пары V_2 , а перпендикулярно плоскости чертежа за счет вращения рычага $III_4'V_2III_4'$ вокруг пар $III_4'III_4'$. Эти два движения обеспечат без натяга совпадение элементов соединяемой пары. Переход от пары III_4' к паре V_2 в данном случае не вызовет избыточных связей, а устранил местные подвижности — вращение звеньев с шаровыми парами вокруг своих осей.

Приведенный порядок сборки целесообразен только для выявления натягов и установления классов кинематических пар. Сборку при монтаже можно вести в любом порядке.

Проверить на избыточные связи можно по формуле А. П. Малышева

$$\begin{aligned}q &= w - 6n + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + \dots = \\ &= 1 - 6 \cdot 9 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 6 = 0.\end{aligned}$$

29. МЕХАНИЗМЫ ПАНТОГРАФОВ (ТОКОПРИЕМНИКОВ)

Пантограф представляет собой сложный пространственный механизм. При отклонении размеров звеньев от номинальных за счет допусков на изготовление, а также из-за перекосов основания пантографа во время монтажа на крыше, в обычных конструкциях пантографов сильно возрастает трение. Поэтому трудно выдержать заданную разницу давлений на контактный провод при подъеме и опускании пантографа.

Для облегчения изготовления и эксплуатации пантографа его механизм следует конструировать так, чтобы отклонения в размерах не вызывали увеличения трения. Этому условию удовлетворяют механизмы без избыточных связей.

Главные валы пантографов соединяют одной (механизм антипараллелограмма) или двумя тягами. При одной тяге соединительный механизм не имеет избыточных связей. Благодаря этому небольшие отклонения в размерах тяги, расстояний между осями главных валов и радиусов кривошипов не влияют на трение. Наоборот, при двух тягах вследствие наличия пассивных связей отклонения в размерах вызывают перегрузку шарниров. Поэтому главные валы пантографа необходимо соединять одной, а не двумя тягами. Опасаться поломки этой тяги не следует.

В пантографах, применяемых в Польской народной республике, соединительные тяги выполняют деревянными и они служат предохранительным звеном, которое разрушается, если пантограф зацепит за контактную сеть, сохраняя другие более дорогие детали. В правильной конструкции пантографа такое предохранительное звено должно быть предусмотрено. Лучше всего его включить в соединительную тягу. Саму тягу для этого использовать нецелесообразно, так как при движении поезда в одном направлении она работает на растяжение, в другом — на продольный изгиб и, следовательно, будет разрушаться при резко различных усилиях.

Рассмотрим главный механизм. В пантографе ДЖ-4, как показывает теория, имеются три избыточных связи, обнаруживаемые при его сборке (рис. 72, а). Если соединить верхние рамы с нижними, установленными на основании пантографа, то при соединении верхних рам это приходится делать с натягом, увеличивающим трение. Именно, один из шарниров не совпадает в осевом направлении (o на рис. 72, а), а другой, кроме того, в горизонтальном (z) и вертикальном (θ) направлениях. Чтобы уменьшить вредное влияние этих натягов, следует устранить или уменьшить их на середине рабочей высоты.

Для устранения горизонтального несовпадения шарниров необходимо нарушать параллельность главных валов. Осевое несовпадение устраняют за счет шайб, устанавливаемых под один из изоляторов или между одним из подшипников главного вала и основанием пантографа. Вертикальное несовпадение шарниров пред-

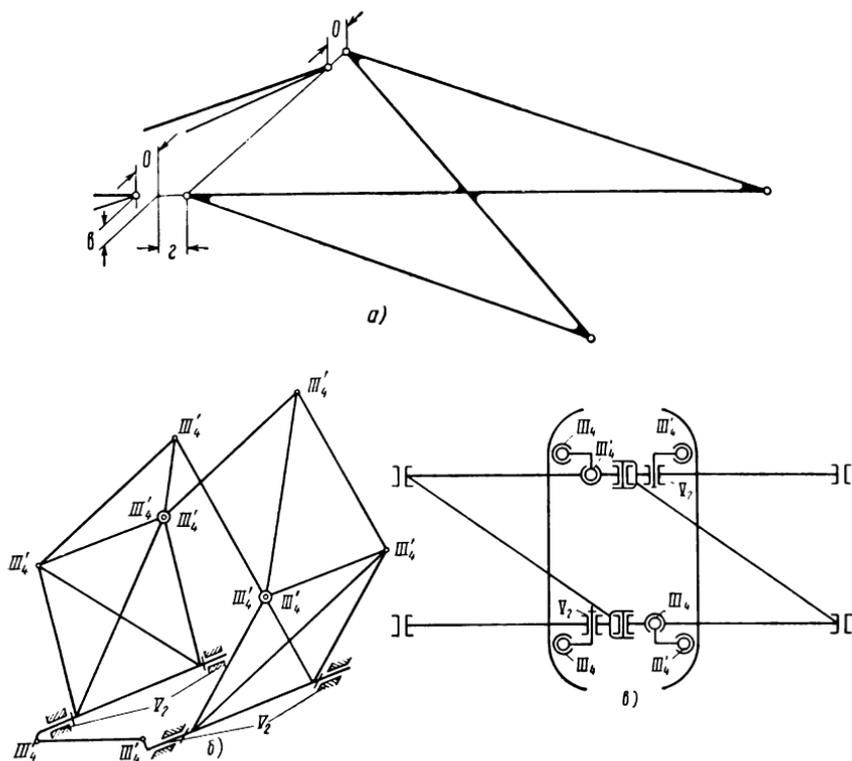


Рис. 72. Двухлыжный пантограф:

a — натяги при сборке главного механизма, составленного из жестких рам; *б* — схема главного механизма двухлыжного пантографа; *в* — схема верхней каретки двухлыжного пантографа

отвращают изгибом (выкручиванием) верхних рам. Однако это можно сделать только в небольших пределах и дает результат только в одном положении пантографа. Устранить такой недостаток можно, применив конструкцию главного механизма пантографа, показанную на рис. 72, *б* [20]. Здесь верхние рамы представляют собой два треножника, опирающиеся ногами на шарниры нижних рам.

Треножники можно собрать без натяга при любых отклонениях размеров их звеньев от номинальных. Однако при этом расстояние между шарнирами сочленения верхних рам тоже будет

отличаться от номинального и может оказаться различным при различных положениях механизма (различной высоте лыж). Следовательно, эти шарниры нельзя соединять жесткими тягами, так как тогда теряются выгоды статической определимости механизма. Последнее условие трудно выполнить в однолыжных пантографах, так как у них обычно сама лыжа дает такое соединение.

При эксплуатации пантографов для устранения повышенного трения, вызываемого натягом (когда не выдержано давление на контактный провод), следует снять верхнюю каретку и добиться постоянства расстояний между шарнирами сочленений верхних рам при различных положениях механизма. Этого можно достичь подкладыванием шайб под один из изоляторов. Чтобы собрать механизм без натягов, расстояние должно соответствовать длине каретки. Для этого следует изменить длину косых тяг или перекосить основание пантографа. При этом может потребоваться увеличение диаметра отверстий под болты, крепящие его к изоляторам.

В двулыжных пантографах условие статической определенности легко выполнить. Для этого каретку необходимо выполнить так, чтобы каждая лыжа относительно одного треножника имела, а относительно другого треножника не имела осевого (поперечного) перемещения. Это условие можно обеспечить, если один рычаг V_2III_4 , поддерживающий лыжу, сохранить, а другой заменить пластиной III_4III_4 , которая за счет зазоров в шарнирах не препятствует осевому перемещению лыжи.

На рис. 72, в эти шарниры показаны шаровыми, а сами лыжи условно повернуты на 90° . Скобы каретки не показаны. Рычаги каретки показаны кривыми, а в действительности расстояние между шарнирами лыжи равно расстоянию между скобами каретки.

В однолыжных пантографах можно устранить избыточные связи, если удалить одну из косых тяг верхних рам. Такая схема встречается в так называемом «Австрийском» пантографе. Она имеет тот недостаток, что боковой жесткостью обладает только одна половина механизма, а другая утяжеляет пантограф. Это особенно важно для пантографов скоростного подвижного состава, в которых необходимы легкость и боковая жесткость. Поэтому для однолыжного пантографа не годится схема верхних рам из двух треножников.

Подъемные пружины, обычно воздействующие на кривошпы, соединенные с главными валами (рис. 73), должны обеспечить постоянство нажатия лыжи к контактному проводу. Для этого в конструкции пантографа предусмотрена регулировка не только среднего усилия нажатия, но и усилия в отдельных точках.

Для такой регулировки в пантографе ДЖ-4 предусмотрено два комплекта пружин (рис. 73, а). У наружных пружин криво-

шпиды закреплены под большим углом, чем у внутренних. Благодаря этому подтягиванием наружных пружин можно усилить нажатие при высоких положениях пантографа, а подтягиванием внутренних — при низких.

Несколько иная регулировка применена в пантографах П-7 (рис. 73, б). Здесь можно регулировать усилие пружины и угол крепления кривошипа. Для этого палец кривошипа насажен на эксцентрик, поворотом которого изменяют угол крепления. Эксцентрик кончат болтом.

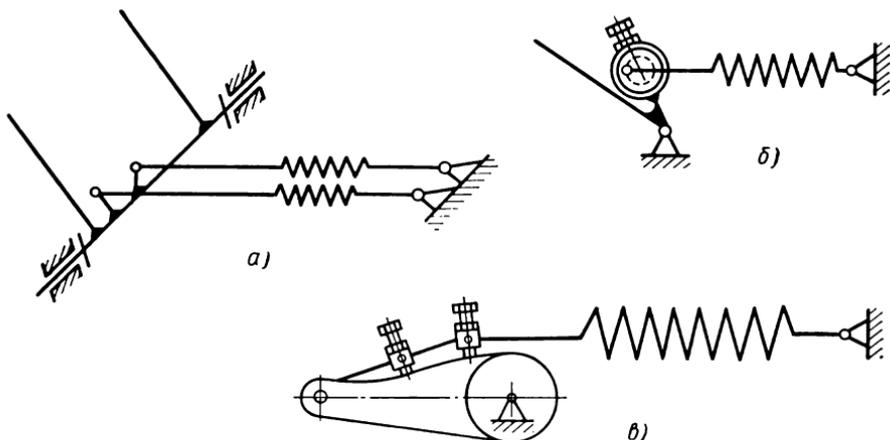


Рис. 73. Схемы подъемных пружин пантографов:
а — ДЖ-4; б — П-7; в — 9РР и 10РР

Постоянства нажатия достигают путем проб. Это труднее, чем у пантографа ДЖ-4, тем более, что при повороте эксцентрика меняется не только угол, но и радиус кривошипа, который также влияет на усилие нажатия лыжи.

Регулировка в трех точках имеется в пантографах 9РР и 10РР чешских электровозов серии ЧС-1, ЧС-2 и ЧС-3 (рис. 73, в). Здесь между пружиной и главным валом применена цепная передача. Нажатие в верхней точке рабочей высоты регулируют натяжением пружины; нажатие в середине рабочей высоты — первым болтом, устанавливающим плечо силы пружины в этом положении; нажатие в нижней точке рабочей высоты — вторым болтом.

Единственным недостатком этого механизма является его сложность.

Регулировка изменением жесткости пружины путем ввинчивания тарелок и изменения числа работающих витков (применяется в центробежных регуляторах) в пантографах не получила распространения.

Рассмотренные здесь механизмы передач от пружин одинаково пригодны как для симметричных пантографов, так и для рассмотренных ниже асимметричных.

Пантограф, как известно, является направляющим механизмом, обеспечивающим прямолинейное движение лыжи по вертикали.

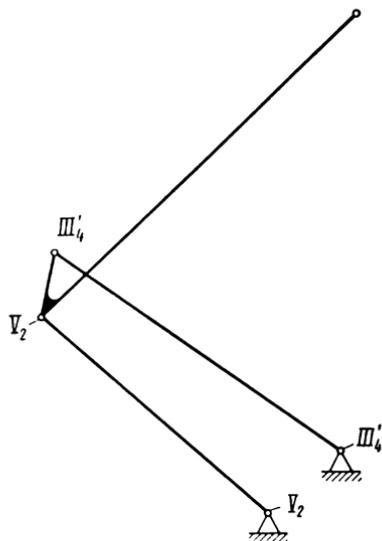


Рис. 74. Главный механизм асимметричного пантографа

Асимметричный пантограф имеет малые габариты и состоит он из нижней трубчатой рамы V_2V_2 в виде двутавра и верхней в форме трапеции.

Тяга III_4III_4 обеспечивает движение верхней рамы.

Кинематика этого механизма обеспечивает лыже прямолинейное вертикальное движение (как симметричный пантограф).

Проектировать этот механизм можно так же, как и порталый кран с жесткой оттяжкой (см. рис. 52).

При подсчете избыточных связей к основной подвижности прибавляется вращение тяги III_4III_4 вокруг своей оси, поэтому

$$q = 2 - 6 \cdot 3 + 3 \cdot 2 = 0.$$

Направление этого движения можно регулировать длиной тяги, соединяющей главные валы. На рис. 72, б при увеличении этой длины прямая наклонится вправо, а при уменьшении — влево.

✓ Гораздо легче избежать избыточных связей в асимметричном пантографе (рис. 74). Такой пантограф применяют в последнее время на электровозах переменного тока. При переменном токе вследствие высоких напряжений ток, потребляемый электровозом, уменьшился в 7—8 раз по сравнению с постоянным. Поэтому стали ненужными тяжелые двулыжные пантографы, а потребовался легкий пантограф для малых сил тока. Этим условиям удовлетворяет асимметричный пантограф. ✓

МЕХАНИЗМЫ С ВЫСШИМИ ПАРАМИ

30. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Больше всего распространена конструкция кулачкового механизма с роликовым толкателем. Толкатель движется в направляющих прямолинейно (рис. 75) или по окружности на рычаге. Ме-

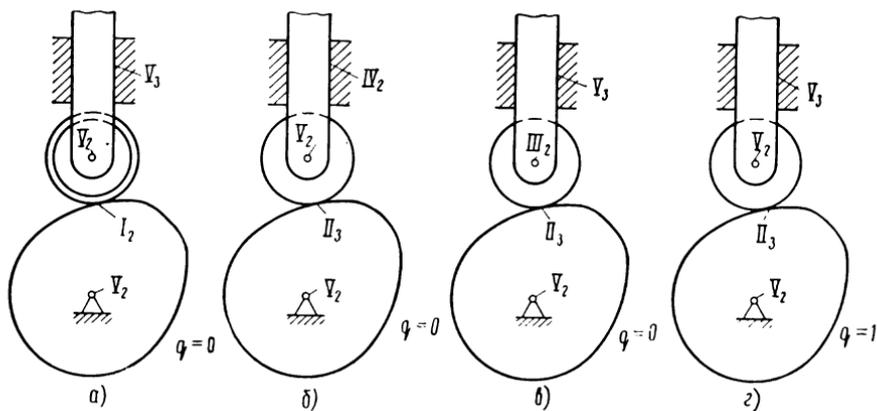


Рис. 75. Схемы кулачков с роликовым толкателем и силовым замыканием:

а, б и в — без избыточных связей; г — с одной избыточной связью

ханизм, кроме основной, имеет одну пассивную подвижность за счет возможного проскальзывания ролика, т. е. $w = 2$.

Если рассматривать плоскую схему этого механизма, то подставив в формулу П. Л. Чебышева $n = 3$, $p_n = 3$ и $p_a = 1$, получим

$$q_n = 2 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 0,$$

т. е. независимо от классов кинематических пар на плоской схеме кулачок с роликовым толкателем и силовым замыканием не имеет избыточных связей.

При кинематическом замыкании, независимо от того выполняется ли оно пазовым кулачком (рис. 76, а) или сдвоенным механизмом (рис. 76, б), добавляется одна высшая пара. Поэтому $q_n = 1$.

При пазовом кулачке, который обрабатывают торцовым фрезером, диаметром, равным диаметру ролика, оба профиля получают с одного прохода. Поэтому избыточная связь здесь не очень вредна. При сдвоенном механизме связь требует очень точного исполнения механизма во избежание заклинивания или стука от чрезмерных зазоров. Поэтому эта избыточная связь особенно нежелательна, как и во всех случаях сдвоенных механизмов.

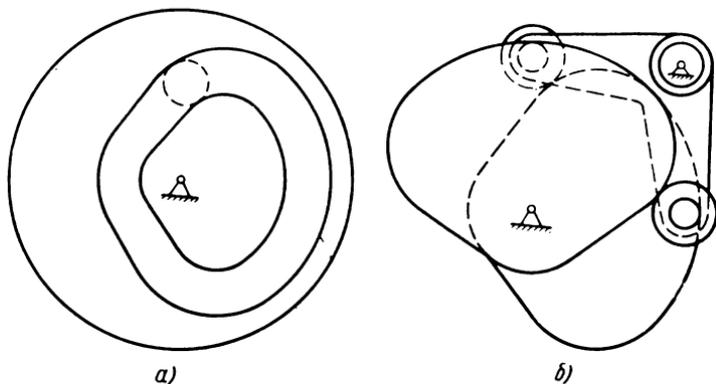


Рис. 76. Кулачок с кинематическим замыканием:
а — пазовый; б — сдвоенный

При рассмотрении действительных механизмов с силовым замыканием, подставив в формулу А. П. Малышева $\omega = 2$, $q = 0$ и $n = 3$, получим

$$0 = 2 - 6 \cdot 3 + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + 2\rho_{II} + \rho_I,$$

откуда

$$5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + 2\rho_{II} + \rho_I = 16.$$

Так как в механизме четыре кинематических пары, то

$$\rho_V + \rho_{IV} + \rho_{III} + \rho_{II} + \rho_I = 4.$$

Эти уравнения удовлетворяются при

$$\rho_V = 3, \rho_{IV} = \rho_{III} = \rho_{II} = 0 \text{ и } \rho_I = 1$$

(см. рис. 75, а).

Здесь для получения кинематической пары I класса (точечной) применяют бочкообразный ролик.

Такая конструкция применима как к дисковым, так и к цилиндрическим кулачкам с толкателем, движущимся на ползуне или рычаге.

Уравнения удовлетворяются также при

$$p_V = 2, p_{IV} = 1, p_{III} = p_I = 0$$

$$\text{и } p_{II} = 1 \text{ (см. рис. 75, б).}$$

В этом случае применяют цилиндрический ролик. Кроме того, для получения пары IV класса направляющую толкателя выполняют цилиндрической. Конструкция целесообразна при больших углах давления. Необходимо только ограничить вращение толкателя в пределах, достаточных для получения самоустанавливаемости.

Такая конструкция применена в механизме реостатного контроллера системы автора (авт. свид. № 56607) для вагонов пригородного сообщения и метрополитена и полностью себя оправдала. Ограничение поворота толкателя достигнуто тем, что ползун толкателя охватывает кулачок.

Конструкция, изображенная на рис. 75, б, вполне пригодна и для цилиндрического кулачка. Для кулачков с вращающимся толкателем она непригодна, так как в этом случае ось цилиндрической пары оказывается параллельной линии касания кулачка и ролика и вместо самоустанавливаемости получается недопустимая подвижность толкателя вдоль его оси вращения.

Получить конструкцию без избыточных связей с цилиндрическим роликом можно путем применения шаровой кинематической пары (сферического подшипника качения) на оси вращения ролика (рис. 75, в). При этом ролик получает еще одну местную подвижность — вращение вокруг оси, перпендикулярной линии соприкосновения с кулачком. Эту подвижность необходимо ограничить в пределах, необходимых для самоустанавливаемости, что очень легко сделать, так как обычно ролик помещают в прорези ползуна толкателя.

По формуле А. П. Малышева при $\omega = 3$, $n = 3$ и $p_V = 2$

$$p_{IV} = p_I = 0; p_{II} = p_{II} = 1;$$

$$q = 3 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 + 2 = 0.$$

Рассмотренная конструкция применима как к дисковым, так и к цилиндрическим кулачкам с толкателем, движущимся на ползуне или рычаге.

Если применить цилиндрический ролик (линейчатая пара II класса) и остальные пары V класса (рис. 75, г), то по формуле А. П. Малышева при $\omega = 2$, $n = 3$, $p_V = 3$ и $p_I = 1$

$$q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 1.$$

Наличие избыточной связи требует точного выполнения ряда размеров в этой конструкции.

31. РЯДОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В современных зубчатых передачах коэффициент перекрытия ϵ всегда бывает больше единицы. Это указывает на то, что в начале и конце линии зацепления одновременно работают две пары зубьев, нагрузка между которыми распределяется статически неопределимо, т. е. имеется одна избыточная связь в кинематической паре, а не в механизме, и потому она не является вредной (при $\epsilon < 2$).

При большом коэффициенте перекрытия зубчатые передачи спокойнее работают и менее требовательны к точности изготовления зубьев. Объяснить это можно следующим образом. Если работает одна пара зубьев, то всякий дефект в профиле (например,

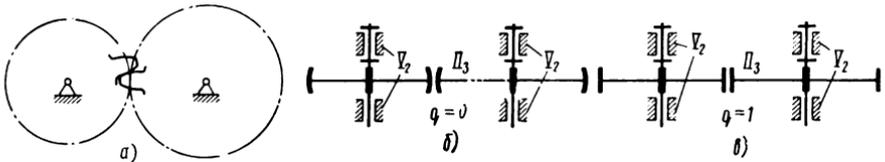


Рис. 77. Схемы цилиндрической зубчатой передачи:

a — плоская; *б* — без избыточных связей; *в* — с одной избыточной связью

выемка) вызывает изменение закона движения ведомого колеса, сопровождающееся динамическими нагрузками, шумом и т. п. Если работают одновременно две пары зубьев, то выемка в одном из профилей вызывает только перераспределение нагрузок между зубьями и почти не влияет на закон движения ведомого колеса.

Поэтому избыточную связь, возникающую вследствие одновременной работы двух пар зубьев, в дальнейшем не будем учитывать, считая, что работает одна пара зубьев.

Зубчатая передача между параллельными осями (рис. 77, *a*) независимо от конструкции кинематических пар по формуле П. Л. Чебышева для плоской схемы не имеет избыточных связей. В этом легко убедиться, подставляя $n = 2$, $\omega = 1$, $p_n = 2$ и $p_s = 1$:

$$\begin{aligned} q_n &= \omega - 3n + 2p_n + p_s = \\ &= 1 - 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 1 = 0. \end{aligned}$$

Совершенно то же получается для передачи между пересекающимися осями (конической), если избыточные связи определить по формуле для сферической схемы.

При рассмотрении действительных механизмов по формуле А. П. Малышева при $\omega = 1$, $n = 2$ и $q = 0$

$$0 = 1 - 6 \cdot 2 + 5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I,$$

откуда

$$5p_V + 4p_{IV} + 3p_{III} + 2p_{II} + p_I = 11.$$

Так как в механизме три кинематические пары, то

$$p_V + p_{IV} + p_{III} + p_{II} + p_I = 3.$$

Эти уравнения удовлетворяются только при $p_V = 2$ (рис. 77, б).

$$p_{IV} = p_{III} = p_{II} = 0 \text{ и } p_I = 1.$$

Следовательно, зубчатую передачу без избыточных связей можно получить путем применения зубьев с сосредоточенным пятном касания (бочкообразных), которые образуют пару I класса¹.

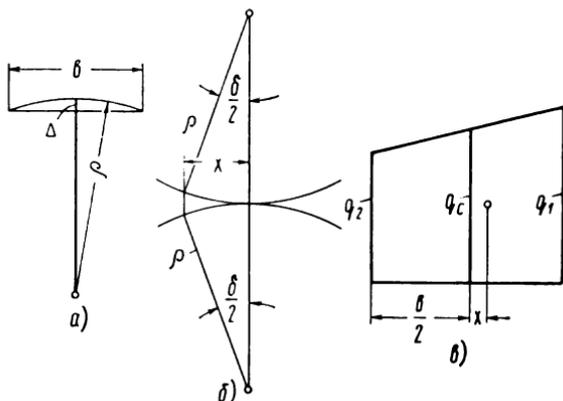


Рис. 78. Бочкообразный зуб:

a — линия зуба; *б* — смещение точки касания при перекосе;
в — принятая эпюра нагрузки

Однако это малоэффективно, так как линейчатый контакт заменяется точечным, что повышает удельные давления. При перекосах бочкообразного зуба равнодействующая окружного усилия сильно смещается к краю, что также повышает контактные и изгибные напряжения. Можно установить какую наивыгоднейшую стрелку бочки Δ надо выбирать. Бочкообразный зуб вместо прямолинейного становится очерченным по кривой, которую примем за окружность. Радиус ее ρ (рис. 78, а) найдем из условия

$$\frac{\Delta}{\frac{b}{2}} = \frac{\frac{b}{2}}{(2\rho - \Delta)}$$

или, пренебрегая величиной Δ в знаменателе,

$$\rho = \frac{b^2}{8\Delta}. \quad (23)$$

Самым неприятным, с точки зрения долговечности зубьев, является скрещивание осей. Происходит это за счет усилия между

¹ Условимся на схемах такие зубья изображать со слегка выпуклой формой обода (см. рис. 77, б).

зубьями, которое перемещает (выворачивает) ведущий и ведомый валы в противоположные направления. Особенно велик угол скрещивания в электровозных передачах на подшипниках скольжения.

При скрещивании осей на угол δ — смещение равнодействующей окружного усилия (рис. 78, б) от середины зуба

$$x = \rho \frac{\delta}{2} \text{ или } x = \frac{b^2 \delta}{16\Delta}, \quad (24)$$

т. е. смещение силы x уменьшается с увеличением Δ , но зато толщина зуба уменьшается до толщины $S_0 - 2\Delta$.

Наивыгоднейшее Δ найдем из условия, чтобы изгибное напряжение зуба на торце колеса было наименьшим. Допустим (довольно грубо), что эпюра нагрузок на зуб при скрещивании осей будет трапецией (рис. 78, в), где через q_1 и q_2 обозначены наибольшая и наименьшая погонные нагрузки по длине зуба. Из формулы для центра тяжести трапеции

$$\frac{b}{2} + x = \frac{b}{3} \frac{2q_1 + q_2}{q_1 + q_2} = \frac{b}{3} \left(1 + \frac{q_1}{q_1 + q_2}\right) = \frac{b}{3} \left(1 + \frac{q_1}{2q_c}\right),$$

откуда $q_1 = q_c \left(1 + \frac{6x}{b}\right)$.

Подставляя значение x из формулы (24), получим

$$q_1 = q_c \left(1 + \frac{3}{8} \frac{b\delta}{\Delta}\right). \quad (25)$$

Напряжение изгиба найдем из уравнения

$$\sigma \frac{(S_0 - 2\Delta)^2}{6} = q_1 h,$$

где h — высота зуба;
 $\frac{(S_0 - 2\Delta)^2}{6}$ — модуль сопротивления на изгиб, отнесенный к единице длины зуба.

Отсюда

$$\sigma = \frac{6hq_1}{(S_0 - 2\Delta)^2} = \frac{6hq_c}{(S_0 - 2\Delta)^2} \left(1 + \frac{3}{8} \frac{b\delta}{\Delta}\right). \quad (26)$$

Находим минимум

$$\frac{d\sigma}{d\Delta} = \frac{6hq_c}{(S_0 - 2\Delta)^4} \left[-\frac{3}{8} \frac{b\delta}{\Delta^2} (S_0 - 2\Delta)^2 + 4(S_0 - 2\Delta) \left(1 + \frac{3}{8} \frac{b\delta}{\Delta}\right) \right] = 0$$

или сокращая на $S_0 - 2\Delta$ и приравнявая нулю числитель

$$-\frac{3}{8} \frac{b\delta}{\Delta^2} S_0 + \frac{3}{4} \frac{b\delta}{\Delta} + 4 + \frac{3}{2} \frac{b\delta}{\Delta} = 0;$$

$$-3b\delta S_0 + 6b\delta\Delta + 32\Delta^2 + 12b\delta\Delta = 0;$$

$$32\Delta^2 + 18b\delta\Delta - 3b\delta S_0 = 0,$$

откуда

$$\Delta = -\frac{9}{32}b\delta + \sqrt{\left(\frac{9}{32}b\delta\right)^2 + \frac{3}{32}b\delta S_0}. \quad (27)$$

При $b\delta = 0,3$ и $S_0 = 18$:

$$\Delta = -\frac{9}{32} \cdot 0,3 + \sqrt{\left(\frac{9}{32} \cdot 0,3\right)^2 + \frac{3}{32} \cdot 0,3 \cdot 18};$$

$$\Delta = -0,0844 + \sqrt{0,0071 + 0,506} = 0,632,$$

т. е. получается очень большая бочкообразность (обычно берут меньше).

Смещение силы за счет перекоса

$$x = \frac{b^2\delta}{16\Delta} = \frac{100 \cdot 0,3}{16 \cdot 0,632} = 5,85 \text{ мм.}$$

Поэтому важно при перекосах осей обеспечить равномерную нагрузку по длине зубьев при линейчатом контакте.

Если применить цилиндрический зуб с линейчатым контактом, то между зубьями получим пару второго класса (рис. 77, в), где

$$p_V = 2, p_{IV} = p_{III} = p_I = 0 \text{ и } p_{II} = 1.$$

В этом случае $q = 1$, что требует точного выполнения параллельности осей ведущего и ведомого валов. При перекосах и деформациях валов она вызывает неравномерную нагрузку по длине зуба.

Применять в подшипниках цилиндрические пары IV_2 нельзя, так как обычно осевая подвижность валов недопустима. Кроме того, при линейчатом контакте зубьев цилиндрическая пара ничего не дает, так как ее ось параллельна линии контакта зубьев.

В простой цилиндрической передаче с подшипниками (пара V_2) имеется одна избыточная связь, которая при перекосах и деформациях валов вызывает неравномерную нагрузку по длине зуба. Чтобы устранить ее, необходимо заменить одну пару V_2 парой IV_4 — шаровой со штифтом. Такую пару трудно осуществить конструктивно. Можно расположить опоры одного из колес на качающейся раме (рис. 79, а). Правда, вал этого колеса, так же, как и приведенные на рис. 79, б и в, придется соединять с приводом при помощи двойного кардана [30]. Этот кардан условно показан шарнирным, хотя выгоднее применять зубчатый. Двойной кардан усложняет передачу, поэтому такая схема имеет смысл только в тех случаях, когда этот кардан уже имеется (например, в электровозах).

Избежать качающейся рамы можно применением елочного зуба и подшипников IV_1 или IV_2 и III'_1 или III'_2 (рис. 79, б). Подшипник IV_1 выполняется роликовым с одним кольцом без закраин или подшипником качения с одним кольцом на подвижной

посадке, подшипник III'_1 — сферическим с обоими закрепленными кольцами. Можно также подшипники выполнить V , IV и II классов (рис. 79, в). Число накладываемых условий связи сохра-

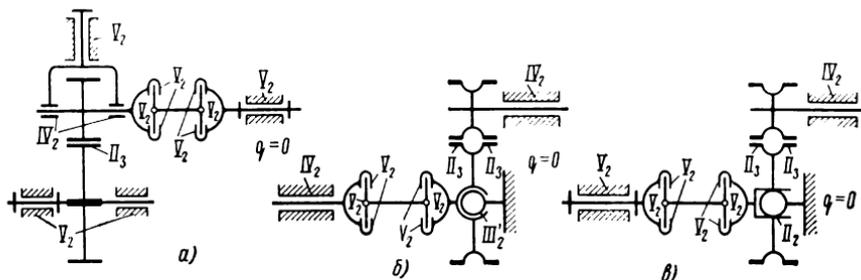


Рис. 79. Цилиндрическая передача с линейчатым контактом:

а — с качающейся рамой; б и в — с елочным зубом

няется. Подшипник II класса выполняется сферическим с одним кольцом на подвижной посадке. Двойной кардан здесь остается. Вместо двойного кардана можно ставить равноценный механизм, например Бухли, Эрликон, Сименс—Шукерт, Шкода, Кравченко или Альстом.

Сильно сократить осевые габариты и избежать качающейся рамы можно, если выбрать схему с одинарным карданом и осуществить его в виде зубчатого (пары III'_5), встроенного в одно из колес (рис. 80). Зубцы надо применить елочные, а подшипники в виде вращательных пар V_2 .

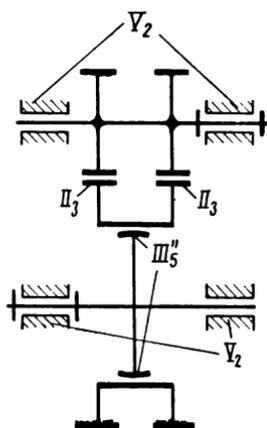


Рис. 80. Цилиндрическая передача с елочным зубом и одним из колес на зубчатом кардане

32. МЕХАНИЗМЫ С ОДИНМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ КОЛЕСОМ

Проще всего решить задачу выбора рациональной структурной схемы в передачах с промежуточным колесом (рис. 81), которые в настоящее время начинают применять в двухосных электровозных тележках с одномоторным приводом и широко используют в планетарных механизмах. Здесь достаточно промежуточное колесо поставить на сферический подшипник ¹ [27].

При всех видах перекосов, как показывает и теория и эксперимент на специальной установке в МВТУ, промежуточное колесо самоустанавливается, поворачиваясь вокруг двух осей координат и практически сохраняя линейный контакт зубьев. Правда,

¹ Авт. свид. № 150848.

при этом промежуточное колесо поворачивается вокруг нормали к поверхности зуба и по краям образуется зазор. Однако даже при самых больших перекосах этот зазор настолько мал (меньше микрона) по сравнению с деформацией смятия зубьев, что практически его можно считать равным нулю.

Проверим избыточные связи по формуле А. П. Малышева для передачи с промежуточным колесом (см. рис. 81):

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 0.$$

Покажем, что при эвольвентном зацеплении даже при перекосах осей можно сохранить с достаточной точностью линейчатый контакт.

В дальнейшем будем считать плоскость осей $хоу$ горизонтальной (рис. 82), а ось z , параллельную окружному усилию, верти-

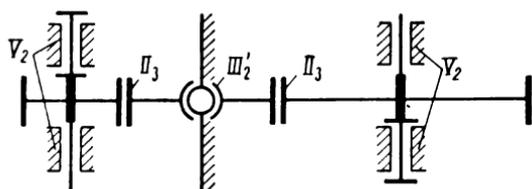


Рис. 81. Передача с промежуточным колесом и линейчатым контактом без избыточных связей

кальной перпендикулярной плоскости чертежа. Рассмотрим, как будет самоустанавливаться промежуточное колесо (рис. 82, а, б).

При изображении сил, действующих на это колесо, опорную в подшипнике и окружные силы в зубьях покажем точкой (начало стрелки) или крестиком (конец или оперение стрелки), радиальные силы в зубьях — стрелками.

Опорная сила в подшипнике промежуточного колеса в два раза больше окружной силы. Аксоидные поверхности колес здесь будут цилиндрами и направление перекосов видно по изображению их торцов.

При перекосе обеих осей в плоскости $уoz$ в одном направлении, показанном на рис. 82, а в сильно утрированном виде, радиальные силы уравновешиваются и на перемещение промежуточного колеса не влияют.

Окружные и опорная силы создадут момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси x до тех пор, пока эти три силы не расположатся на одной прямой, а оси всех трех колес не станут параллельными (см. рис. 82, б).

При перекосе обеих осей в плоскости $хоу$ в одном направлении (рис. 82, в) окружные силы вместе с опорной реакцией расположатся на одной прямой и на перемещение промежуточного колеса не влияют.

Радиальные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси z до тех пор, пока эти силы не расположатся по одной прямой (рис. 82, z), т. е. когда они практически расположатся на середине длины зуба.

Таким образом, при сохранении параллельности осей ведущего и ведомого валов независимо от направления и величины их общего отклонения от номинального положения ось промежуточ-

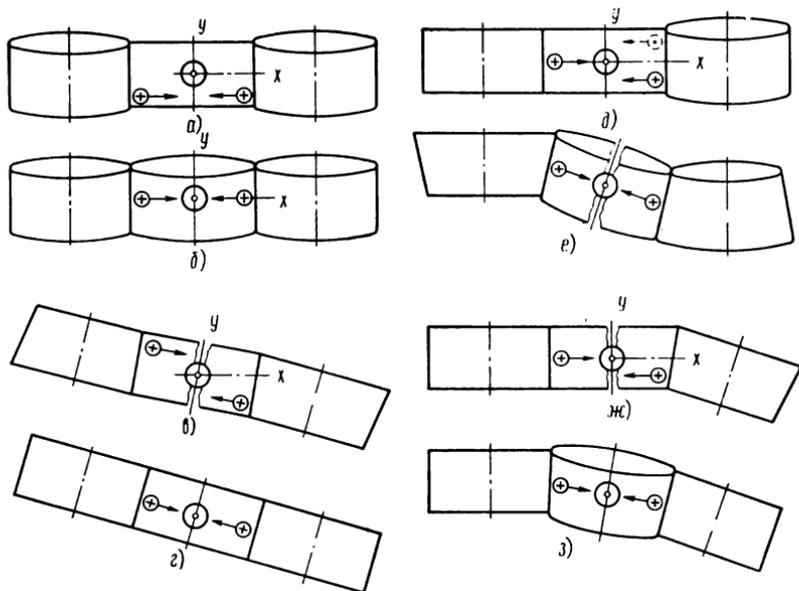


Рис. 82. Перекос: обеих осей в плоскости uoz до самоустановки (а) и после самоустановки (б); обеих осей в плоскости hou до самоустановки (в) и после самоустановки (г); одной оси в плоскости uoz (скрещивание) до самоустановки (д) и после самоустановки (е); одной оси в плоскости hou до самоустановки (ж) и после самоустановки (з)

ного колеса устанавливается параллельно им. Это происходит независимо от направления передаваемого момента.

Линейчатый контакт зубьев с равномерным распределением нагрузки здесь полностью сохраняется при перекосе зубьев, например, из-за неточной установки штосселя на зубострогальном станке.

При нарушении параллельности за счет перекоса одного из валов в любом направлении линейчатый контакт зубьев также практически сохраняется.

Рассмотрим перекос одной оси в плоскости uoz (рис. 82, $д$). Направление перекоса видно по изображению торца аксоидного цилиндра. Радиальные силы создают момент, поворачивающий промежуточное колесо вокруг оси z , окружные — момент, пово-

рачивающий его вокруг оси x . Эти моменты устанавливают промежуточное колесо в такое положение, при котором окружные и радиальные силы и реакция располагаются в одной плоскости (рис. 82, e).

При изменении направления передаваемого момента силы между перекошенным и промежуточным колесами показаны пунктиром (см. рис. 82, d).

Радиальные силы сохраняют направление, но знак их плеча изменяется и поэтому промежуточное колесо устанавливается вокруг оси в обратном z направлении.

Окружные силы изменяют направление. Изменяется и знак их плеча. Поэтому промежуточное колесо устанавливается относительно оси x в том же направлении.

Здесь предполагалось, что направление перекоса не зависит от направления передаваемого момента. Это будет правильно для случая, когда перекокс происходит за счет неточности изготовления.

Если перекокс возникает за счет зазоров или деформаций звеньев, то при перемене знака передваемого момента знаки окружных усилий и направление перекоса в плоскости yoz меняются на обратное. Следовательно, направление самоустанавливания промежуточного колеса вокруг оси z не меняется.

Перекокс одной оси в плоскости $хоу$ показан на рис. 82, $ж$ (сильно утрировано). Радиальные и окружные силы здесь также расположены, как и в предыдущем случае (см. рис. 82, d). Так же устанавливается и промежуточное колесо (см. рис. 82, $з$).

При изменении направления передаваемого момента направление перекоса в плоскости $хоу$ всегда сохраняется. Для перекоса, вызванного неточностью изготовления, это очевидно, для перекоса, вызванного зазорами и деформациями звеньев, следует учесть, что перекокс в плоскости $хоу$ вызывают радиальные силы, которые направления не меняют.

При изменении направления момента радиальные силы и их плечи сохраняют знаки. Поэтому сохраняется направление поворота промежуточного колеса вокруг оси z . Окружные силы изменяют направление, а их плечи сохраняют свой знак. Поэтому поворот промежуточного колеса вокруг оси x изменяет свое направление при изменении направления передаваемого момента.

Таким образом, при всех случаях перекосов осей промежуточное колесо на сферической опоре самоустанавливается, что обеспечивает хороший контакт зубьев с равнодействующей окружного усилия, расположенной практически по середине длины зуба. При этом могут работать две пары зубьев, следовательно, сохраняется коэффициент перекрытия.

Выдвинутые положения подтверждены на экспериментальной установке в МВТУ.

Цилиндрические зубья, зацепляющиеся с боковым зазором, образуют линейчатую кинематическую пару II_3 . Эта пара накла-

дывает два условия связи — ограничивает относительное перемещение по нормали и относительное вращение вокруг оси, перпендикулярной общей нормали и линии контакта зубьев.

Остаются четыре относительных подвижности: два перемещения по направлениям, перпендикулярным общей нормали, и вращения вокруг общей нормали и вокруг линии контакта зубьев.

На работу эвольвентного зацепления поступательные перемещения не влияют, поэтому определим только углы перекоса. При этом вектор угловой скорости, как обычно, будем изображать по оси относительного вращения. Интересующие нас векторы, вследствие малых углов перекоса, составляют с плоскостью, перпендикулярной осям, очень небольшие углы. Они

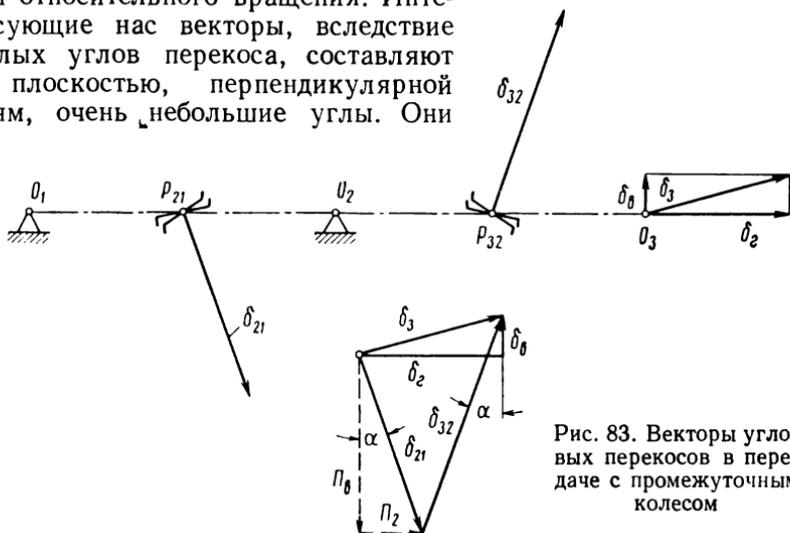


Рис. 83. Векторы угловых перекосов в передаче с промежуточным колесом

редко превышают 1° и только в исключительных случаях (установка для демонстрации перекосов) могут достигать до 5° . Поэтому с вполне достаточной точностью примем их расположенными в плоскости, перпендикулярной осям (рис. 83).

Благодаря этому исключаются из рассмотрения угловые скорости вращения колес. В кинематических парах между зубьями рассмотрим только одну подвижность — относительное вращение вокруг общей нормали к профилям зубьев. Главное, что все сводится к решению плоской задачи. Соотношения между угловыми скоростями, выражаемое векторным многоугольником, остается постоянным. Поэтому получается такое же соотношение между углами. Угол δ_3 перекоса колеса 3 складывается геометрически из угла δ_2 перекоса вокруг горизонтальной оси и из угла δ_0 перекоса вокруг вертикальной оси, т. е.

$$\bar{\delta}_3 = \bar{\delta}_2 + \bar{\delta}_0. \quad (28)$$

С другой стороны, этот угол складывается из углов δ_{21} и δ_{32} , т. е. углов поворота второго колеса относительно первого и треть-

его относительно второго. Векторы углов δ_{32} направлены по линиям зацепления. Поэтому

$$\bar{\delta}_3 = \bar{\delta}_{21} + \bar{\delta}_{32}. \quad (29)$$

Соответствующий многоугольник показан на рис. 83 *. Проектируя векторный многоугольник на горизонталь и вертикаль, получим:

$$\delta_{21} \sin \alpha + \delta_{32} \sin \alpha = \delta_e$$

и

$$-\delta_{21} \cos \alpha + \delta_{32} \cos \alpha = \delta_\theta$$

или

$$\delta_{21} + \delta_{32} = \frac{\delta_e}{\sin \alpha}$$

и

$$-\delta_{21} + \delta_{32} = \frac{\delta_\theta}{\cos \alpha},$$

откуда

$$\delta_{21} = \frac{\delta_e}{2 \sin \alpha} - \frac{\delta_\theta}{2 \cos \alpha} \quad (30)$$

и

$$\delta_{32} = \frac{\delta_e}{2 \sin \alpha} + \frac{\delta_\theta}{2 \cos \alpha}. \quad (31)$$

Угол δ_{21} представляет собой полный угол поворота промежуточного колеса при самоустанавливании. Он складывается из углов поворота вокруг горизонтальной оси P_e и вокруг вертикальной оси P_θ :

$$P_e = \delta_{21} \sin \alpha; \quad (32)$$

$$P_\theta = -\delta_{21} \cos \alpha. \quad (33)$$

Для частного случая $\delta_\theta = 0$ (см. рис. 82, d , e) по формулам (30) и (31)

$$\delta_{21} = \delta_{32} = \frac{\delta_e}{2 \sin \alpha}. \quad (34)$$

По формулам (32) и (33)

$$P_e = \frac{\delta_e}{2}, \quad (35)$$

т. е. на проекции осей на вертикальную плоскость ось промежуточного колеса делит пополам угол между осями крайних колес:

$$P_e = \frac{\delta_e}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (36)$$

* Здесь центры O_1 , O_2 и O_3 расположены на одной прямой. Но это не обязательно. Нельзя только, как показал Матвеев [12], чтобы угол между линиями центров был $180^\circ - 2\alpha$. В противном случае не будет самоустанавливаемости.

Для частного случая при $\delta_z = 0$ (см. рис. 82, ж, з). По формулам (30) и (31)

$$-\delta_{21} = \delta_{32} = \frac{\delta_\sigma}{2 \cos \alpha}. \quad (37)$$

По формулам (32) и (33)

$$P_\sigma = -\frac{\delta_\sigma}{2} \operatorname{tg} \alpha; \quad (38)$$

$$P_\sigma = \frac{\delta_\sigma}{2}, \quad (39)$$

т. е. ось промежуточного колеса делит пополам угол между осями крайних колес.

Для электровозных передач с подшипниками скольжения у третьего колеса Z (полюй вал) с большими зазорами логично предположить направление перекоса совпадающим с направлением усилия между зубьями. В нашем изображении это будет при $\delta_{32} \perp \delta_3$:

$$\delta_\sigma = -\delta_z \operatorname{tg} \alpha. \quad (40)$$

Подставляя это в формулы (30) и (31), получим:

$$\delta_{21} = \frac{\delta_z}{\sin 2\alpha \cos \alpha}; \quad (41)$$

$$\delta_{32} = \frac{\delta_z}{\operatorname{tg} 2\alpha \cos \alpha}. \quad (42)$$

Из формул (32) и (33)

$$P_\sigma = \delta_z \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin 2\alpha}; \quad (43)$$

$$P_\sigma = -\delta_z \frac{1}{\sin 2\alpha}. \quad (44)$$

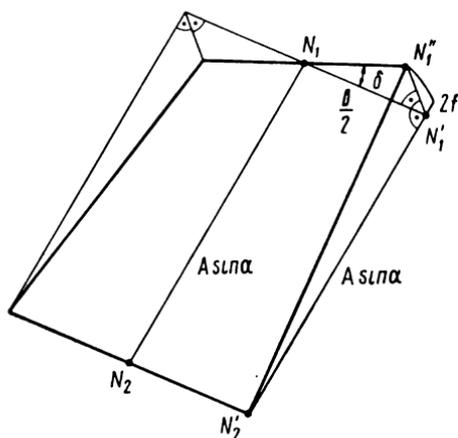


Рис. 84. Деформация плоскости зацепления при перекосах

По наибольшему из полученных углов δ_{21} или δ_{32} , который ниже будем обозначать через δ , следует рассчитывать контакт зубьев.

Два цилиндрических эвольвентных зуба при наличии перекоса на угол δ вокруг общей нормали начинают работать, как бочкообразные. Определим стрелу бочкообразности.

Известно, что эвольвентное зацепление можно рассматривать, как ленту длиной $A \sin \alpha$, перематывающуюся с одного основного цилиндра на другой с точками касания N_1 и N_2 (рис. 84).

При перекосе зубьев на угол δ лента скручивается (изображена жирной линией), а крайние слои ее растягиваются от $N_1'N_2' = N_1N_2$ до $N_1''N_2''$.

Величина удлинения $2f = N_1'N_2' - N_1N_2'$ дает зазор между зубьями. На стрелу бочкообразности каждого зуба приходится половина этого зазора.

На основании обычных соотношений между радиусом окружности $A \sin \alpha + 2f$, полухордой $N_1'N_1'' = \frac{b}{2} \delta$ и стрелой дуги этой окружности $2f$ имеем

$$\frac{2f}{\frac{b}{2} \delta} = \frac{\frac{b}{2} \delta}{2(A \sin \alpha + 2f)}.$$

Пренебрегая членом $2f$ в знаменателе (он очень мал),

$$f = \frac{(b\delta)^2}{16A \sin \alpha}. \quad (45)$$

Подставив значения $A = m \frac{z_1 + z_2}{2}$, получим

$$f = \frac{(b\delta)^2}{8m(z_1 + z_2) \sin \alpha}. \quad (46)$$

Преобразуем эту формулу для различных случаев перекоса.

При скрещивании крайних осей (см. рис. 82, *д*, *е*), когда $\delta_e = 0$, на основании формулы (34):

$$\delta = \delta_{21} = \frac{\delta_e}{2 \sin \alpha};$$

$$f = \frac{(b\delta_e)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin^3 \alpha}. \quad (47)$$

При перекосе в плоскости осей (см. рис. 82, *ж*, *з*), когда $\delta_e = 0$, по формуле (37):

$$\delta = \delta_{32} = \frac{\delta_e}{2 \cos \alpha};$$

$$f = \frac{(b\delta_e)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin \alpha \cos^3 \alpha}. \quad (48)$$

При перекосе в плоскости усилия, действующего на зуб колеса *З* по формуле (41):

$$\delta = \delta_{21} = \frac{\delta_e}{\sin 2\alpha \cos \alpha};$$

$$f = \frac{(b\delta_e)^2}{4m(z_1 + z_2) \sin^3 2\alpha \cos \alpha}. \quad (49)$$

Подсчитаем стрелу этой бочкообразности на примере электро-возных передач.

Пусть $z_1 = 20$, $z_2 = 20$, $m = 10$, $\alpha = 20^\circ$ и $b = 100$ мм. Расстояние между концами подшипников полого вала (вал колеса *З*) 1000 мм. Зазор в них (по норме) 3 мм.

Приняв, что один конец полого вала прижимается к подшпипнику в одном направлении, а другой в противоположном, получим линейный перекося на краю зуба

$$b\delta = 6,0 \frac{100}{1000} = 0,6 \text{ мм.}$$

Это в два раза больше той величины, которую брали в примере расчета бочкообразного зуба.

Считая этот перекося в вертикальной плоскости (вокруг горизонтальной оси), по формуле (47) получим

$$f = \frac{(b\delta)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin^3 \alpha} = \frac{0,6^2}{32 \cdot 10 \cdot 40 \sin^3 20^\circ} = 0,000703 \text{ мм}$$

совершенно ничтожную величину меньше микрона. Следовательно, даже при таких огромных перекосях контакт практически остается линейчатым.

Еще меньше получается стрела, если перекося считать расположенным в горизонтальной плоскости (вокруг вертикальной оси).

Тогда по формуле (48)

$$\begin{aligned} f &= \frac{(b\delta_a)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin \alpha \cos^3 \alpha} = \\ &= \frac{0,6^2}{32 \cdot 10 \cdot 40 \cdot \sin 20^\circ \cos^3 20^\circ} = \\ &= 0,0000930 \text{ мм.} \end{aligned}$$

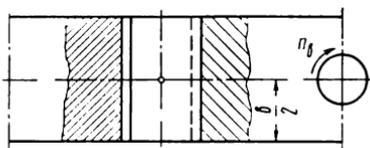


Рис. 85. Радиальные зазоры при перекосях промежуточного колеса

Если взять перекося в плоскости усилия, действующего на зуб третьего колеса, то по формуле (49)

$$\begin{aligned} f &= \frac{(b\delta_z)^2}{4m(z_1 + z_2) \sin^2 2\alpha \cos \alpha} = \\ &= \frac{0,6^2}{4 \cdot 10 \cdot 40 \cdot \sin^2 40^\circ \cos 20^\circ} = 0,000579 \text{ мм.} \end{aligned}$$

При повороте промежуточного колеса на угол Π_a (рис. 85) во время самоустанавливания радиальный зазор уменьшается на $\Pi_a \frac{b}{2}$. Подставив сюда значение Π_a из формулы (33) и δ_{z1} из формулы (34) и опустив знак, получим

$$\frac{\Pi_a b}{2} = \frac{b\delta_z}{4 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (50)$$

Чтобы получить уменьшение зазора по нормали надо полученную величину умножить на $2 \sin \alpha$. Поэтому

$$\Pi_a b \sin \alpha = \frac{b\delta_z}{2} \cos \alpha. \quad (51)$$

Строго говоря, из этой величины надо вычесть $4f$, так как у торца колеса даже при отсутствии нормальных зазоров посредине при перекосе образуются два нормальных зазора по $2f$ каждый.

Для рассмотренного примера по формуле (50)

$$\frac{\Pi_0 b}{2} = \frac{b \delta_z}{4 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,6}{4 \operatorname{tg} 20^\circ} = 0,413 \text{ мм}$$

и по формуле (51)

$$\Pi_0 b \sin \alpha = \frac{b \delta_z}{2} \cos \alpha = \frac{0,6}{2} \cos 20^\circ = 0,283 \text{ мм.}$$

Вычитание величины $4f = 0,003$ дает $0,280$ мм. Полученные величины показывают, что необходимые зазоры очень невелики и они не будут стеснять конструктора при проектировании зацепления.

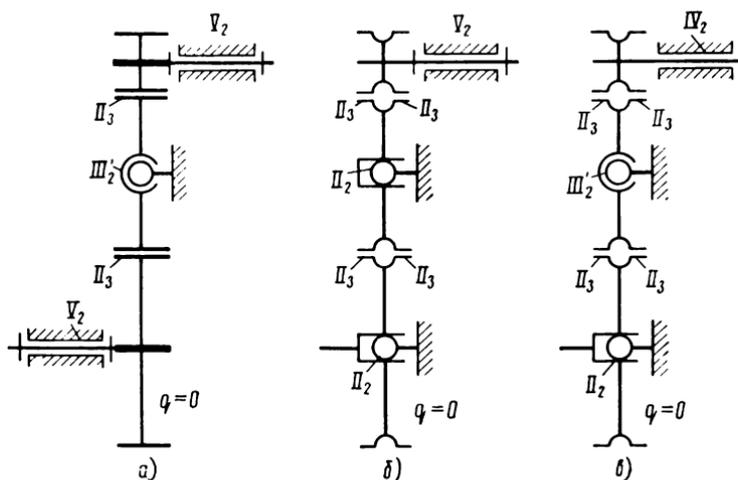


Рис. 86. Рациональные схемы передач с промежуточным колесом:
а — с прямым зубом; б и в — с елочным зубом

Необходимо только следить, чтобы эти зазоры действительно существовали, а не были поглощены неточностями изготовления и сборки. Необходимо также обеспечить зазоры между промежуточным колесом и корпусом редуктора, потребные для поворота на угол δ_{21} при самоустанавливании.

В передаче с промежуточным колесом можно применить и елочный зуб (рис. 86, б, в). Тогда каждое зацепление состоит из двух кинематических пар II_3 .

Подшипники следует выполнять, как пары V_2 , II_2 и II_2 (см. рис. 86, б) или IV_2 , III_2 и II_2 (см. рис. 86, в). Правда, елочный зуб сильно увеличивает число связей, накладываемых кинематическими парами. Поэтому, чтобы не получить избыточных свя-

зей, приходится уменьшать классы кинематических пар в подшипниках, что может усложнить конструкцию.

При наличии самоустанавливающегося промежуточного колеса хороший контакт получается и при прямом зубе. Следовательно, можно применять очень длинный зуб. Поэтому выгоды сложного в изготовлении елочного зуба становятся малозаметными.

Чтобы достичь безударного входа зуба в зацепление, вместо косога зуба теперь успешно применяют фланкированный. Следовательно, в передачах с промежуточным колесом вряд ли можно рекомендовать делать елочный зуб.

Выводы

В зубчатых передачах с промежуточным колесом, которые теперь начали применять, как тяговые передачи электровозов и в однорядных планетарных передачах, можно получить линейчатый контакт с равномерным распределением окружного усилия по длине зуба.

Для этого промежуточное колесо (сателлит) необходимо делать самоустанавливающимся, оперев его на сферический подшипник. При малых углах перекаса можно применять обычные сферические подшипники. В случае больших углов, превышающих $1/2^\circ$, трение мешает самоустанавливаемости. Поэтому следует применять подшипники с вогнутыми роликами и сферой на внутреннем кольце. В них трение не влияет на самоустанавливаемость промежуточного колеса.

Самоустанавливающиеся промежуточные колеса с линейчатым контактом непригодны для косозубых колес. Кроме того, внутри колеса иногда может не разместиться сферический подшипник достаточной несущей способности (при малых передаточных числах). В этих случаях следует применять бочкообразный зуб.

33. МЕХАНИЗМЫ С ДВУМЯ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ КОЛЕСАМИ

Планетарные передачи с несколькими сателлитами имеют небольшие габариты и вес, так как в них окружное усилие распределяется между сателлитами и нагрузки на зубья невелики. В планетарных передачах ведущий и ведомый вал соосны, что в большинстве случаев является преимуществом.

В некоторых случаях, например в электровозах, расположение валов несоосное. В этих случаях целесообразно применять передачу с двумя промежуточными колесами (рис. 87). Такая передача равноценна планетарной с двумя сателлитами. Если сравнить ее с двухсторонней (сдвоенной) передачей, то хотя количество колес и одинаково, но в ней вместо большого зубчатого колеса, увеличивающего неподдрессоренный вес ската, имеется небольшое промежуточное.

Кроме того, в передаче с двумя промежуточными колесами остается больше места для размещения тягового двигателя, что при росте мощностей играет большое значение. Конечно, в такой передаче необходимо обеспечить равномерное распределение усилий между промежуточными колесами. Лучше всего этого можно достичь применением уравнительного механизма (см. рис. 87). Соединительную тягу в нем целесообразно делать регулируемой, чтобы при сборке было возможно установить одинаковый боковой зазор у обоих промежуточных колес.

Проверить правильность этого механизма можно под-

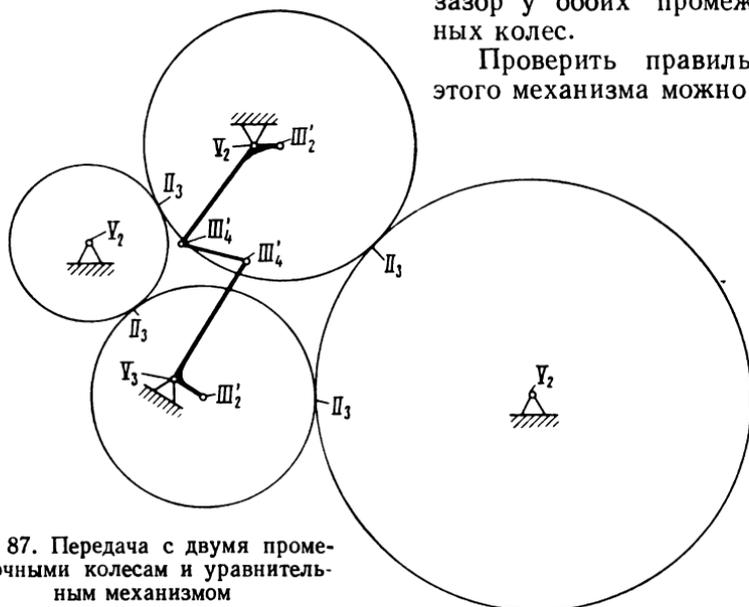


Рис. 87. Передача с двумя промежуточными колесами и уравнительным механизмом

счетом числа избыточных связей по формуле А. П. Малышева и убедиться в их отсутствии

$$q = \omega - 6n + 5\rho_V + 4\rho_{IV} + 3\rho_{III} + 2\rho_{II} + \rho_I$$

$$q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 4 = 0.$$

К сожалению, при реверсировании меняется соотношение сил, действующих на промежуточные колеса, что осложняет задачу выравнивания нагрузок.

Передачи с двумя промежуточными колесами можно применять и там, где венец большого колеса должен выполняться с разрывом зубьев по зубчатому венцу.

В этом случае два промежуточных колеса обеспечивают кинематическую определенность работы механизма, а не способствуют уменьшению сил. Устанавливать здесь уравнительный механизм недопустимо, так как он нарушает определенность движения при проходе одного из сателлитов через разрыв зубьев на венце.

Передачи с двумя промежуточными колесами можно выполнять с любыми числами зубьев, одинаковыми и неодинаковыми промежуточными колесами, с нормальным и улучшенным (корректированным) зацеплением. Только расстояния между центрами сателлитов (или соответствующие им центральные углы) нельзя выбирать произвольно, а необходимо точно рассчитывать, так как иначе сборка может оказаться невозможной. Определение этих параметров для общего случая неодинаковых промежуточных колес приведено ниже [22].

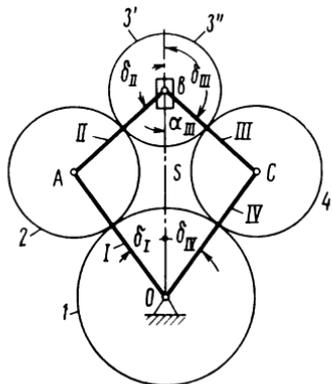


Рис. 88. Углы в передаче с двумя промежуточными колесами

Рассмотрим два кривошипно-ползунных механизма (рис. 88) OAB и OCB с ползуном,двигающимся вертикально, и шарнирами O, A, B и C , расположенными в центрах колес.

Получатся два шарнирно-планетарных механизма — один с колесами $1, 2, 3'$; другой с колесами $1, 4$ и $3''$. Общее колесо 1 обоих механизмов считаем неподвижным. При движении ползуна колеса $3'$ и $3''$ вращаются в противоположных направлениях.

Найдем те положения, в которых можно остановить ползун и заменить колеса $3'$ и $3''$ общим колесом 3 . Это будет в тех положениях, когда зубья колес $3'$ и $3''$ полностью совпадут или сумма углов поворота этих колес $\delta_3' + \delta_3''$ равна целому числу угловых шагов этого колеса, т. е.

$$k \frac{360^\circ}{z_3},$$

где k — целое число.

Получаем уравнение

$$\delta_3' + \delta_3'' = k \frac{360^\circ}{z_3}. \quad (52)$$

При определении углов начальным положением механизма будем считать такое, при котором шарниры O, A, B и C располагаются на одной вертикали. При этом все четыре полюса зацепления совпадают. Точки O и B располагаются снизу полюса зацепления, а точки A и C — сверху.

При одинаковых промежуточных колесах за начальное положение можно брать другое крайнее положение, при котором точка B располагается сверху, а полюсы зацепления попарно совпадают.

Положительное направление углов поворота кривошипа механизма OAB будем считать против часовой стрелки, а для механизма OCB — по часовой стрелке. Водила шарнирно-планетарных ме-

ханизмов обозначим римскими цифрами. Их длину найдем по обычным формулам и теории зацеплений, например для водила I она будет

$$l_1 = \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} m \frac{z_1 + z_2}{2} \quad (53)$$

Задаемся углом δ_1 . Угол поворота водила II найдем из треугольника OAB :

$$\frac{\sin \delta_{II}}{\sin \delta_1} = \frac{l_1}{l_{II}}. \quad (54)$$

Перемещение ползуна, которое измеряем от точки O :

$$s = l_{II} \frac{\sin(\delta_{II} - \delta_1)}{\sin \delta_1}. \quad (55)$$

Углы поворота водил III и IV найдем из треугольника OCB :

$$\cos \delta_{III} = - \frac{s^2 + l_{III}^2 - l_{IV}^2}{2l_{III}s}; \quad (56)$$

$$\cos \delta_{IV} = \frac{s^2 + l_{IV}^2 - l_{III}^2}{2l_{IV}s}. \quad (57)$$

Контрольная формула

$$\frac{\sin \delta_{III}}{\sin \delta_{IV}} = \frac{l_{IV}}{l_{III}}. \quad (58)$$

Углы поворота колес можно найти по формуле Виллиса, в которую вместо угловых скоростей запишем пропорциональные им углы поворота.

Поэтому для звеньев 1 , 2 и I

$$\frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 - \delta_1} = - \frac{z_1}{z_2}, \text{ но } \delta_1 = 0.$$

Следовательно:

$$\delta_2 = \delta_1 \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right). \quad (59)$$

Для звеньев $3'$, 2 и II

$$\frac{\delta_3' - \delta_{II}}{\delta_2 - \delta_{II}} = - \frac{z_2}{z_3}.$$

Откуда

$$\delta_3' = - \delta_2 \frac{z_2}{z_3} + \delta_{II} \left(1 + \frac{z_2}{z_3} \right). \quad (60)$$

Подставим значение δ_2 из формулы (59):

$$\delta_3' = - \delta_1 \frac{z_1 + z_2}{z_3} + \delta_{II} \frac{z_2 + z_3}{z_3}. \quad (61)$$

Аналогичным образом

$$\delta_3'' = -\delta_{IV} \frac{z_1 + z_4}{z_3} + \delta_{III} \frac{z_4 + z_3}{z_3}. \quad (62)$$

Задаваясь различными значениями угла δ_1 , по формулам (54), (57), (61) и (62) можно найти углы δ_3' и δ_3'' и подбором установить значение этого угла, удовлетворяющее уравнение (52).

Конечно, необходимо следить, чтобы при этом (см. рис. 88)

$$s > \frac{D_1 + D_3}{2}; \quad (63)$$

$$AC > \frac{D_2 + D_4}{2}, \quad (64)$$

где D_1, D_2, D_3 и D_4 — наружные диаметры колес.

Задача значительно упрощается для случая одинаковых промежуточных колес, т. е. $z_2 = z_4$.

В этом случае по симметричности механизма

$$\delta_3' = \delta_3'',$$

а на основании уравнения (52)

$$\delta_3' = \delta_3'' = k \frac{180^\circ}{z_3}. \quad (65)$$

По формуле (54) определяем угол δ_{II} , по формуле (61) — угол δ_3' и подбираем такое значение угла δ_1 , чтобы удовлетворить уравнение (65).

34. ДОПУСКИ В ОДНОРЯДНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Рассмотрим влияние отклонения в размерах (допуски) на работу однорядного механизма. Для этого возьмем замещающий механизм с низшими парами. Как известно, эвольвентную зубчатую передачу можно заменить четырехзвенным шарнирным механизмом $ON_1'N_2'C$ (рис. 89), у которого шарниры O и C расположены на осях колес, а шарниры N_1' и N_2' — в точках касания линии зацепления с основными окружностями. Поэтому

$$ON_1' = r_{01} = r_1 \cos \alpha;$$

$$CN_2' = r_{02} = r_2 \cos \alpha;$$

$$N_1'P_{12} = r_1 \sin \alpha;$$

$$N_2'P_{12} = r_2 \sin \alpha;$$

$$N_1'N_2' = (r_1 + r_2) \sin \alpha.$$

Аналогично

$$N_c'N_3' = (r_3 - r_2) \sin \alpha.$$

Но в однорядном механизме

$$r_3 = r_1 + 2r_2 \text{ или } r_3 - r_2 = r_1 + r_2.$$

Следовательно,

$$N'_1 N'_2 = N'_c N'_3.$$

Так как допуски невелики, будем считать, что размеры звеньев замещающего механизма постоянны. Установим влияние допуска на размер водила OC и работу однорядного механизма.

Рассмотрим неподвижное водило и перемещающийся в радиальном направлении со скоростью v_c центр сателлита (только в пределах зазоров). Центр P мгновенного вращения сателлита находится в точке пересечения нормали CP к траектории точки C с нормалью $N'_c N'_3 P$ к траектории точки N'_c .

Если углы зацепления колес 1 и 2 и колес 2 и 3 равны, то PN'_2 совпадает с продолжением шатуна $N'_1 N'_2$ и скорость $v_{N'_2}$ точки N'_2 перпендикулярна шатуну $N'_1 N'_2$. Поэтому точка N'_1 , а с ней и колесо 1 перемещаться не будут.

Следовательно, допуск на радиус водила на работу механизма не влияет. Этот допуск необходимо выбирать по радиальным и боковым зазорам зубьев колес 1 и 2 и колес 2 и 3, так, чтобы коэффициент перекрытия не был меньше единицы, т. е. допуск на радиус водила может быть достаточно большим.

Для определения влияния допуска на центральный угол между сателлитами и работу механизма возьмем механизм с неподвижным водилом (рис. 90), в котором центр одного сателлита перемещается в тангенциальном направлении со скоростью v_1 . Неподвижными будут опорное колесо с точкой N'_3 и сателлиты с точками N''_2 и N'_2 . Центральное колесо 1 будем считать плавающим, поэтому на схеме оно соединено с тремя поводками $N'_1 N'_2$, $N''_1 N''_2$ и $N''_1 N''_2$.

Установим влияние перемещения сателлита на перемещение центрального колеса. Центром мгновенного вращения сателлита является полюс P_{23} зацепления его с опорным колесом. Скорость v_2 точки N'_1 одинакова со скоростью точки N_0 .

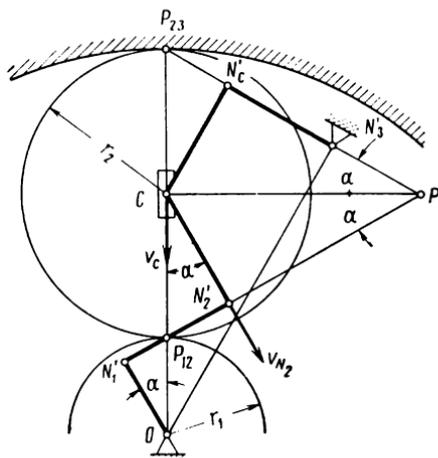


Рис. 89. Радиальное перемещение сателлита

Поэтому

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{P_{23}N_0}{P_{23}C} = \frac{2r_{02}}{r_2} = 2 \cos \alpha.$$

Центром мгновенного вращения центрального колеса будет точка T' пересечения продолжения шатунов $N_1'N''$ и $N_1''N_2''$. При этом

$$OT' = \frac{ON_1''}{\sin 30^\circ} = 2r_{01}.$$

Скорость v центра O определим из пропорции

$$\frac{v}{v_2} = \frac{OT'}{N_1'T'} = \frac{2r_{01}}{3r_{01}} = \frac{2}{3}.$$

Умножим полученное уравнение на $\frac{v_2}{v_1} = 2 \cos \alpha$:

$$v = \frac{4}{3} v_1 \cos \alpha.$$

Умножим на промежуток времени Δt :

$$v \Delta t = \frac{4}{3} v_1 \Delta t \cos \alpha.$$

Но $v \Delta t = E_{це}$ — смещение центра колеса 1 , а $v_1 \Delta t = e$ — тангенциальное смещение сателлита. Поэтому

$$E_{це} = \frac{4}{3} e \cos \alpha; \quad (66)$$

при $\alpha = 20^\circ$

$$E_{це} \approx \frac{5}{4} e. \quad (67)$$

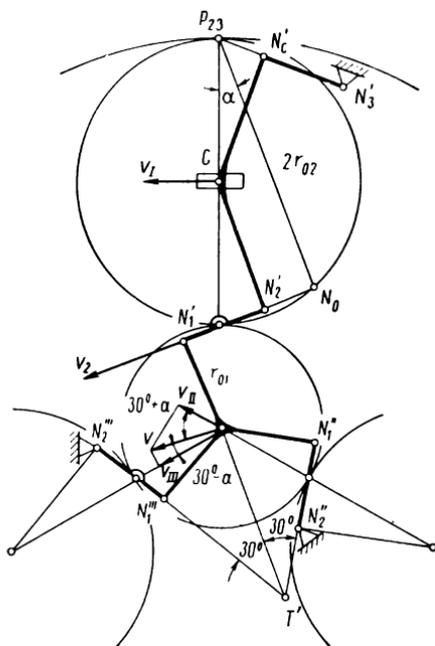


Рис. 90. Тангенциальное перемещение сателлита

В полученные формулы не вошли радиусы колес. Следовательно, $E_{це}$ не зависит от передаточного числа узла.

Кроме того, формула для $E_{це}$ одинаково пригодна и для случая, когда плавающим является колесо 3 с внутренним зацеплением. При работе механизма за счет тангенциального смещения сателлита на величину e центр плавающего колеса 1 (или 3), описывает окружность радиуса $E_{це}$, делая один оборот за время оборота водила. Поэтому его центробежная сила $mE_{це}\omega_s^2$ невелика, так как ω_s мало.

Если водило выполнено с эксцентриситетом E_4 (рис. 91), то параллельно на эту величину сместятся центры всех трех сателлитов. Для положения на рис. 91 тангенциальное смещение верхнего сателлита будет E_4 , двух боковых — каждого по $\frac{E_4}{2}$.

Смещение центра колеса I , вызываемое тангенциальным смещением верхнего сателлита,

$$\frac{4}{3} E_4 \cos \alpha$$

составляет угол α с направлением эксцентриситета.

Смещение колеса I , вызываемое тангенциальными смещениями нижних сателлитов,

$$\frac{2}{3} E_4 \cos \alpha.$$

составляет с первым смещением углы 60° . Полное смещение колеса I найдем, как их геометрическую сумму, т. е.

$$E_{ue} = \frac{4}{3} E_4 \cos \alpha + \frac{2}{3} E_4 \cos \alpha 2 \cos 60^\circ; \\ E_{ue} = 2E_4 \cos \alpha. \quad (68)$$

Тот же вывод можно сделать при помощи многоугольников скоростей (планов повернутых скоростей), приведенных на рис. 92, a и b . Точки N'_3 , N''_3 и N'''_3 опорного колеса неподвижные. Водило поступательно смещается влево, поэтому скорости всех центров C' , C'' и C''' одинаковы и изображены отрезком pc (рис. 92, a). Скорости точек N'_c , N''_c и N'''_c найдем проведением параллелей звеньям. При этом точки n'_c , n''_c и n'''_c располагаются на окружности диаметра pc , так как угол, опирающийся на диаметр, прямой, а скорости попарно перпендикулярны. Скорости точек N'_2 , N''_2 и N'''_2 также найдем проведением параллели к звеньям — сторонам трех точек равнобедренных треугольников $C'N'_cN'_2$, $C''N''_cN''_2$ и $C'''N'''_cN'''_2$. Поэтому $cn'_2 = cn'_c$ и составляет с ним угол $180^\circ - 2\alpha$. То же самое можно сказать про отрезки cn''_2 и cn''_c , cn'_2 и cn'_c .

Точки n'_2 , n''_2 и n'''_2 располагаются на такой же окружности диаметра pc , как и точки n'_c , n''_c и n'''_c . Плавающее колесо I висит на трех поводках $N'_1N'_2$, $N''_1N''_2$ и $N'''_1N'''_2$, поэтому нахождение скорости этого звена необходимо начинать с определения скоростей особых точек T' , T'' и T''' пересечения поводков.

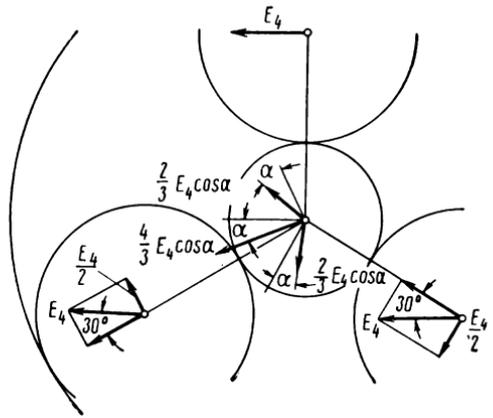


Рис. 91. Перемещение водила

Вследствие попарной перпендикулярности звеньев и соответственно параллельных им отрезков скоростей изображения особых точек будут находиться на конце диаметра c (t' , t'' , t''') и совпадут между собой. Так как эти точки представляют собой точки колеса l и скорости их равны, то колесо l движется поступательно и его скорость равна отрезку pt . Из равнобедренного треугольника pct (см. рис. 92, б)

$$\frac{pt'}{pc} = 2 \cos \alpha = \frac{E_{цe}}{E_4},$$

т. е. получается та же формула (68). Центр плавающего колеса будет двигаться по окружности радиуса $E_{цe}$, вызванного экс-

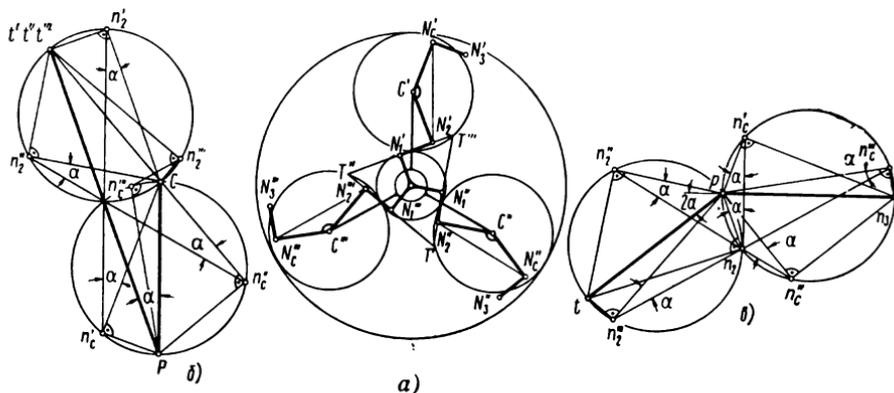


Рис. 92. Однорядный планетарный механизм с тремя спутниками:

a — схема механизма; b — многоугольник скоростей при перемещении водила; c — многоугольник скоростей при перемещении опорного колеса

центриситетом водила, делая один оборот за время оборота последнего. Величина этого радиуса, также связанная с углом перекоса и стрелой бочкообразности, должна служить основой для определения допуска на эксцентриситет водила. Выведенная зависимость позволяет легко рассмотреть случай плавающего водила.

Если центральное колесо сместится в радиальном направлении на величину E_u , то плавающее водило сместится на

$$E_{e1} = \frac{E_u}{2 \cos \alpha}.$$

Если первое центральное колесо посажено на вал с эксцентриситетом E_1 , то плавающее водило будет описывать окружность радиуса E_{e1} , делая один оборот за время одного оборота первого центрального колеса. Центробежная сила водила

$$m_e E_{e1} \omega_1^2 = \frac{m_e E_1}{2 \cos \alpha} \omega_1^2.$$

Так как ω_1 имеет большую величину, центробежная сила может быть значительной. Чтобы этого избежать следует величину допустимого эксцентриситета центрального колеса брать небольшой (при плавающем водиле).

Случай эксцентриситета E_3 (биения) опорного колеса можно также рассмотреть при помощи многоугольника скоростей (см. рис. 92, а, в). Будем считать водило неподвижным. Тогда точки C' , C'' и C''' совпадут с полюсом p .

Опорное колесо считаем двигающимся вертикально. Тогда скорости точек N'_3 , N''_3 и N'''_3 будут одинаковы и соответствовать отрезку pn_3 . Точки n'_c , n''_c и n'''_c так же, как на рис. 92, б, найдем проведением параллелей к звеньям. Они располагаются на окружности диаметра pn_3 . Аналогично точки n'_2 , n''_2 и n'''_2 найдем проведением параллелей к звеньям—сторонам жестких равнобедренных треугольников. Местом их расположения будет окружность такого же диаметра $pt = pn_3$.

Все три особые точки совпадают в одной точке t на конце диаметра pt . Следовательно, плавающее колесо l движется поступательно и скорости всех его точек изображаются отрезком pt . Поэтому эксцентриситет E_3 вызывает равное ему смещение центра колеса l . Направление этого смещения составит угол $180^\circ - 2\alpha$ с направлением E_3 .

Чтобы установить влияние биения (эксцентриситета) сателлита на работу механизма, рассмотрим передачу с неподвижным водилом и плавающим центральным колесом (рис. 93). Центр сателлита (промежуточного колеса) здесь движется по окружности радиуса, равного его эксцентриситету E_2 .

Разложим смещение сателлита на радиальное и тангенциальное. Первое из них не повлияет на положение центрального колеса, второе изменяется по гармоническому закону, так как оно является проекцией точки, двигающейся равномерно по окружности. Тангенциальное смещение сателлита вызывает пропорциональное ему смещение плавающего центрального колеса. Следовательно, центр плавающего колеса будет двигаться прямолинейно по гармоническому закону с амплитудой $\frac{4}{3} E_2 \cos \alpha$. Направление этого движения составляет угол α с направлением тангенциального смещения, а его период соответствует одному обороту сателлита.

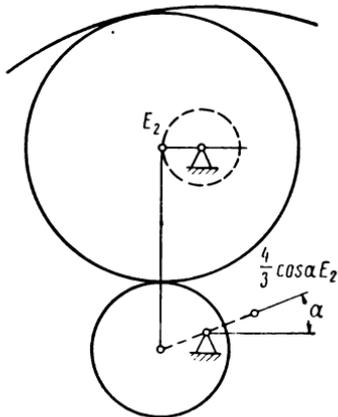


Рис. 93. Перемещение колеса l за счет эксцентриситета сателлита

Если эксцентриситет имеют все три сателлита, то перемещения центрального колеса, вызванные ими, складываются геометрически. Для самого тяжелого случая эта сумма

$$A_u = \frac{4}{3} E_2 \cos \alpha + 2 \cos 60^\circ \frac{4}{3} E_2 \cos \alpha = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha, \quad (69)$$

т. е. амплитуда удваивается, а не утраивается.

Максимальная сила инерции центрального колеса

$$\frac{8}{3} E_2 m_1 \omega_2^2 \cos \alpha.$$

Если плавающим является водило, то оно будет двигаться по той же прямой и с тем же периодом, но с амплитудой в $2 \cos \alpha$ раза меньшей (см. рис. 68), т. е. с амплитудой $\frac{4}{3} E_2$.

Максимальная сила инерции водила

$$\frac{4}{3} E_2 m_s \omega_2^2.$$

В планетарном механизме остается гармоническое колебание плавающего звена, вызванное эксцентриситетом сателлита. Амплитуда в случае плавающего центрального колеса по-прежнему $\frac{8}{3} E_2 \cos \alpha$, а в случае плавающего водила $\frac{4}{3} E_2$.

Только прямая, по которой происходят эти колебания, не остается неподвижной, а вращается вместе с водилом. Период этого колебания, т. е. время между одним крайним положением и другим крайним положением, соответствует времени одного оборота сателлита относительно водила.

Самым невыгодным случаем является тот, при котором перечисленные дефекты складываются и влияют на суммарный перекоп плавающего звена.

При плавающем центральном колесе его эксцентриситет складывается из эксцентриситетов (его собственного E_1 , опорного колеса E_3 , вызванного тангенциальным смещением сателлита $E_{ce} = \frac{4}{3} \cos \alpha e$, вызванного эксцентриситетом водила $E_{u4} = 2E_4 \cos \alpha$) и бокового смещения, вызванного эксцентриситетом всех трех сателлитов, т. е.

$$A_u = \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha.$$

Поэтому полное смещение

$$E_u = E_1 + E_3 + E_{ce} + E_{u4} + A_u$$

или

$$E_u = E_1 + E_3 + \frac{4}{3} e \cos \alpha + 2E_4 \cos \alpha + \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha. \quad (70)$$

Выведенная формула справедлива как при плавающем малом центральном колесе, так и при плавающем колесе с внутренним зацеплением. При плавающем водиле его смещение будет в $2 \cos \alpha$ раз меньше, т. е.

$$E_6 = \frac{E_1 + E_3}{2 \cos \alpha} + \frac{2}{3} e + E_4 + \frac{4}{3} E_2. \quad (71)$$

Смещение плавающего звена вызывает его перекося. Наиболее тяжелым случаем является тот, когда смещения в узлах, на которые оно опирается, направлены в противоположные стороны. Считая эти смещения одинаковыми, получим угол перекося

$$\delta = \frac{2E}{l},$$

где l — длина плавающего звена.

Перекося осей вызывает работу зубьев, как бочкообразных. Правда, практически стрела бочкообразности совершенно ничтожна, все же ее величину следует проверить по формуле (47):

$$f = \frac{(b\delta)^2}{32m(z_1 + z_2) \sin^3 \alpha},$$

где b — длина зуба.

По величине этой стрелы можно установить допуск на детали механизма. Конечно, эти допуски значительно больше, чем для статически неопределимого механизма.

Пример. $m = 3$, $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $\alpha = 20^\circ$;

$$b = 25, l = 100, E_1 = E_2 = E_3 = E_4 = 0,05;$$

$e = 0,2$ (для плавающего центрального колеса).

Тогда по формуле (70)

$$E_u = E_1 + E_3 + \frac{4}{3} \cos \alpha e + 2E_4 \cos \alpha + \frac{8}{3} E_2 \cos \alpha;$$

$$E_u = 2 \cdot 0,05 + \frac{4}{3} \cos 20^\circ \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,05 \cdot \cos 20^\circ + \frac{8}{3} \cdot 0,05 \cos 20^\circ;$$

$$E_u = 0,1 + 0,251 + 0,094 + 0,125 = 0,620;$$

$$\delta = \frac{2E}{l} = \frac{2 \cdot 0,620}{100} = 0,0124;$$

$$f = \frac{(25 \cdot 0,0124)^2}{32 \cdot 3 \cdot 60 \cdot \sin^3 20^\circ} = 0,000417 \text{ мм} \approx 0,4 \mu.$$

т. е. несмотря на такие большие допуски стрела бочкообразности оказалась совершенно ничтожной и, следовательно, практически зубья имеют линейчатый контакт.

Выводы

Из рассмотренного можно сделать следующие выводы:
для расширения допусков, удешевления изготовления и эксплуатации выгодно применять статически определимые механизмы;
чтобы сохранить линейчатый контакт при статически определенной системе, следует однорядные сателлиты ставить на сферических опорах;

сателлиты, состоящие из двух колес, необходимо выполнять с бочкообразным зубом и ставить на вращательных опорах;

изменение радиуса водила (конечно, в пределах зазоров) не влияет на положение звеньев механизма, поэтому допуск на этот радиус может быть весьма большим;

тангенциальное смещение центра сателлита, эксцентриситет центральных колес, водила и сателлитов влияют на смещение плавающего звена; последнее влияет на перекося, поэтому необходимо по приведенным формулам проверить допустимость такого перекося путем подсчета стрелы бочкообразности зуба.

35. ТРЕНИЕ В СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Самоустанавливающееся звено соединяют с приводным валом при помощи подвижного соединения (зубчатый кардан, муфта Ольдгема, шарнирный кардан). Трение в нем нарушает равенство сил, действующих на сателлиты (рис. 94).

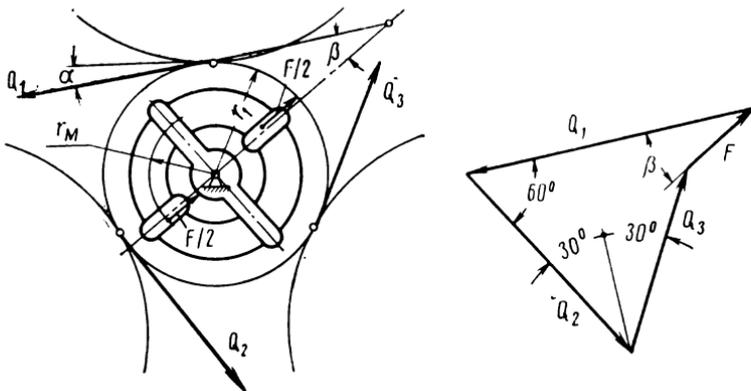


Рис. 94. Влияние силы трения на силы, передаваемые сателлитами

Обозначим:

- Q_0 — среднее окружное усилие;
- Q_1, Q_2 и Q_3 — нормальные силы, передаваемые сателлитами;
- F — сила трения в подвижном соединении;
- β — угол между этой силой и Q_1 .

Тогда

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = \frac{3Q_0}{\cos \alpha}.$$

Проектируем силы на направление Q_1 :

$$-Q_1 + \frac{Q_2 + Q_3}{2} + F \cos \beta = 0.$$

Умножим его на 2 и вычтем из первого:

$$3Q_1 - 2F \cos \beta = \frac{3Q_0}{\cos \alpha},$$

откуда

$$Q_1 = \frac{Q_0}{\cos \alpha} + \frac{2}{3} F \cos \beta.$$

$$\text{При } \beta = 0 \quad Q_1' = \frac{Q_0}{\cos \alpha} + \frac{2}{3} F.$$

$$\text{При } \beta = 180^\circ$$

$$Q_1'' = \frac{Q_0}{\cos \alpha} - \frac{2}{3} F$$

и

$$\frac{Q_1'}{Q_1''} = \frac{3Q_0 + 2F \cos \alpha}{3Q_0 - 2F \cos \alpha}. \quad (72)$$

В муфте Ольдгема (см. рис. 94)

$$F = 3Q_0 \frac{r_1}{r_m} f, \quad (73)$$

где r_m — средний радиус муфты.

Подставляя это в формулу (72), получим

$$\frac{Q_1'}{Q_1''} = \frac{1 + 2 \frac{r_1}{r_m} f \cos \alpha}{1 - 2 \frac{r_1}{r_m} f \cos \alpha}. \quad (74)$$

$$\text{При } f = 0,1, \text{ приняв } \frac{r_1}{r_m} \cos \alpha = 1, \text{ получим } \frac{Q_1'}{Q_1''} = 1,5.$$

Если учесть, что без уравнительного механизма принято силы считать действующими на два сателлита из трех, то практически муфта Ольдгема никакого уравнивания не дает и ее применять не следует. Исключение будет, если ползуны в ней заменить роликами на подшипниках качения. Такие механизмы предложены Грином и их применяют в планетарных механизмах, составленных из двух колес внутреннего зацепления [6].

Зубчатый кардан накладывает три условия связи — передает силы по двум осям и момент вокруг третьей оси, т. е. он является

кинематической парой III класса. Но если в нем поставлены ограничительные кольца, то кардан может передавать силу и по третьей оси. Поэтому зубчатый кардан с ограничительными кольцами будем считать парой IV класса.

Момент, передаваемый карданом, равен $3Q_0 r$, где Q_0 — окружное усилие и r — радиус плавающего звена.

Окружное усилие в зубчатом кардане $\frac{3Q_0 r}{R}$.

Сила трения в нем $\frac{3Q_0 r}{R} \cdot \frac{f}{\cos \alpha}$, где α — угол зацепления в зубчатом кардане.

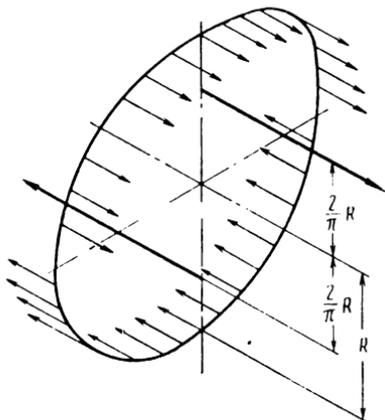


Рис. 95. Силы, действующие в зубчатом кардане

Момент от силы трения в зубчатом кардане за счет угла между осями возникает, если эта сила приложена в центре тяжести полуокружности (рис. 95), т. е. на плече $\frac{2}{\pi} R$ или $3Q_0 r \frac{f}{\cos \alpha} \cdot \frac{2}{\pi}$. Таким образом, момент трения не зависит от радиуса зубчатого кардана. Силу трения F , приведенную к центру плавающего звена, найдем делением момента трения на длину кардана l :

$$F = 3Q_0 l \cdot \frac{f}{\cos \alpha} \cdot \frac{2}{\pi}. \quad (75)$$

Для уменьшения этой силы длину кардана l следует брать возможно большей (что, правда, вызывает увеличение габаритов механизма), а r — возможно меньшим. Поэтому выгоднее плавающим звеном делать малое центральное колесо, и хуже — большое опорное.

Установим влияние трения в зубчатом кардане на распределение сил. Считаем углы зацепления α в передаче и кардане одинаковыми. В случае плавающего колеса l возьмем $\frac{r}{l} = \frac{7}{10}$ и $f = 0,1$

$$F \cos \alpha = 3Q_0 \frac{r}{l} \cdot \frac{2}{\pi} f = 3Q_0 0,7 \frac{2}{\pi} 0,1 = 3Q_0 \cdot 0,0446.$$

По формуле (72)

$$\frac{Q_1'}{Q_1''} = \frac{1 + 2 \cdot 0,0446}{1 - 2 \cdot 0,0446} = 1,194,$$

т. е. изменение на 19,4%.

При плавающем колесе 3 возьмем $\frac{r}{l} = \frac{28}{7}$;

$$F \cos \alpha = 3Q_0 \frac{r}{l} \cdot \frac{2}{\pi} f =$$

$$3Q_0 \cdot 4 \frac{2}{\pi} \cdot 0,1 = 3Q_0 \cdot 0,255$$

По формуле (72)

$$\frac{Q_1'}{Q_1''} = \frac{1 + 2 \cdot 0,255}{1 - 2 \cdot 0,255} = 3,08,$$

т. е. изменение на 208%, что хуже муфты Ольдгема. Поэтому такое устройство не компенсирует неточности, вызывающие колебательное движение опорного колеса, например, эксцентриситеты колес.

Рассмотрим силы при шарнирном кардане (рис. 96).

Усилие на шип кардана

$$\frac{3Q_0 r}{2R}$$

Момент от трения в кардане (с учетом работы двух шипов)

$$2 \cdot \frac{3Q_0 r}{2R} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{d_k}{2} \cdot f.$$

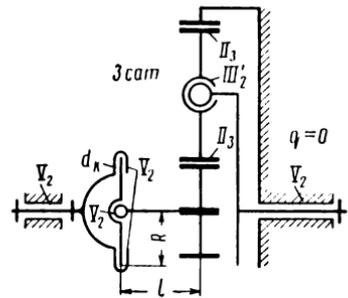


Рис. 96. Механизм с шарнирным карданом

Здесь трение (для запаса) взято по формуле новой цапфы с приведенным коэффициентом трения $\frac{\pi}{2} f$.

Приведенная сила трения

$$F = \frac{3\pi Q_0 r d_k f}{4Rl}. \quad (76)$$

При $\frac{r}{l} = 0,7$ (как и выше) $f = 0,1$ и $\frac{d_k}{R} = 1/5$, получим:

$$F = 3Q_0 \frac{\pi \cdot 0,7 \cdot 0,1}{4 \cdot 5} = 3Q_0 \cdot 0,011;$$

$$\frac{Q_1'}{Q_1''} = \frac{1 + 2 \cdot 0,011 \cdot \cos 20^\circ}{1 - 2 \cdot 0,011 \cdot \cos 20^\circ} = 1,041,$$

т. е. изменение на 4%, что очень хорошо.

Только трудность конструктивного оформления мешает применить эту схему.

Кроме трения, на работу уравнительного механизма могут повлиять и силы инерции. Этот вопрос разобран Арнаутовым [39].

36. ОДНОРЯДНЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Планетарные передачи в многосателлитном исполнении выгодно отличаются от передач с неподвижными осями меньшими габаритами и весом. Например, при одинаковых передаваемых моментах и поперечных габаритах (когда сумма диаметров колес одноступенчатой зубчатой передачи равна диаметру опорного колеса однорядной планетарной) при трех сателлитах и передаточных числах $i = 3 \div 7$ окружные усилия планетарной передачи в 6—4 раза меньше, чем простой передачи (в общем виде $\frac{1}{3} \frac{i-1}{i+1}$ раз).

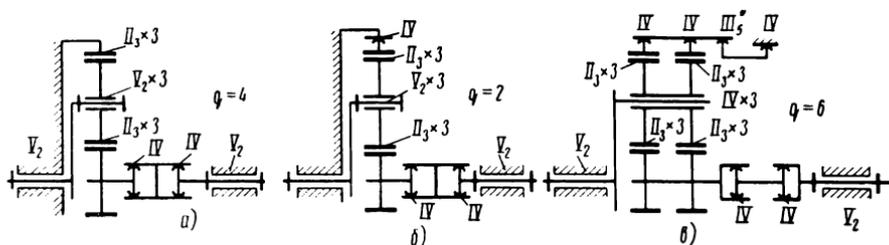


Рис. 97. Схемы однорядного механизма:

а — Кудрявцева; б, в — Штекихта

Указанные соотношения справедливы только в том случае, когда гарантировано равномерное распределение окружных усилий между сателлитами.

В однорядном планетарном механизме без плавающего звена с тремя сателлитами и подшипниками V класса имеется восемь избыточных связей [18]. Две из них (самые вредные) вызывают неравномерное распределение окружного усилия между сателлитами. Шесть вызывают неравномерную нагрузку по длине зуба в шести зацеплениях. Огромное число избыточных связей требует очень точного исполнения таких механизмов, иначе они очень плохо работают.

Если сделаем одно плавающее звено на одинарном кардане, то устраним две избыточные связи и сателлиты будут нагружены поровну. Однако на практике такую схему не применяют, так как плавающее звено усиливает перекося зубьев в зацеплениях (сателлиты несомаустанавливающиеся), а шесть избыточных связей на шесть зацеплений остаются.

Если сделаем одно плавающее звено на двойном кардане (рис. 97, а), то устраним четыре избыточные связи (останутся четыре на шесть зацеплений). Плавающее звено здесь не усиливает перекося зубьев сателлитов, а число избыточных связей меньше, чем в предыдущем случае. Такую схему предложил В. Н. Кудрявцев [9], причем он применяет в качестве плавающего звена не

только центральное колесо, но и водило и зубчатый венец. Эти три варианта, как выше было указано, неравноценны, так как в них по-разному влияет трение в зубчатом кардане.

Можно еще улучшить механизм и сократить число избыточных связей, применив два плавающих звена: одно — на двойном кардане, другое — на одинарном (рис. 97, б). Применять второе звено на двойном кардане бесполезно, так как это только вызывает увеличение подвижности. Получаются две избыточные связи на шесть зацеплений. Так сделал Штекихт. Механизмы по этой схеме изготовляют многие заграничные фирмы. Благодаря малому числу избыточных связей они показали себя с хорошей стороны.

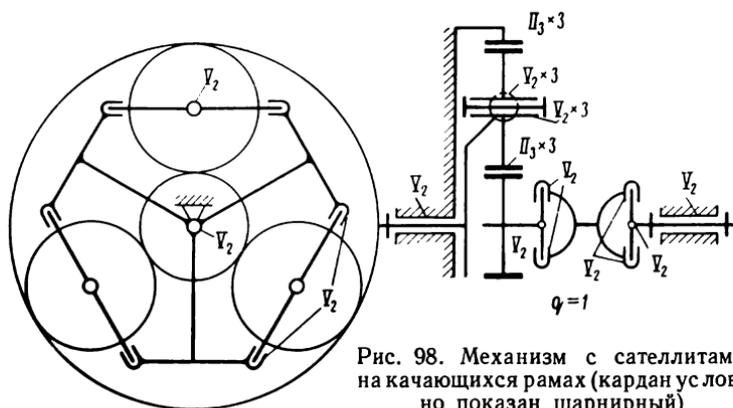


Рис. 98. Механизм с сателлитами на качающихся рамах (кардан ус ловно показан шарнирный)

Применение елочного зуба значительно увеличивает число избыточных связей. Так получилось в конструкции (рис. 97, в) Штекихта [1], у которого, несмотря на шесть зубчатых карданов, осталось восемь избыточных связей.

При подсчете их следует отметить, что, кроме основной подвижности, механизм имеет две местные — перемещение центрального колеса и венца по двум радиальным направлениям. Сократить число избыточных связей здесь можно только постановкой кардана между колесами центрального звена, что очень затруднительно из-за габаритов (предложено Фроловым В. Г. авт. свид. 191301). Поэтому описываемый механизм требует большой точности изготовления. Дальнейшего улучшения структурной схемы и полного устранения избыточных связей можно достичь постановкой сателлитов на сферические подшипники (см. рис. 96). Плавающее звено здесь одно и даже его можно соединить с валом при помощи одинарного, а не двойного кардана, так как эта схема мало чувствительна к перекосам [27].

Чтобы уменьшить влияние трения, в зубчатом кардане целесообразно плавающим звеном взять малое центральное колесо. При малых передаточных числах сферические подшипники могут не

разместиться внутри сателлитов. Тогда можно подшипники сателлитов вынести наружу и соединить их с водилом при помощи качающихся рам (рис. 98). Плавающее звено здесь необходимо ставить обязательно на двойной кардан. Эта схема имеет одну избыточную связь на шесть зацеплений, т. е. на одну меньше, чем у Штекихта. Кроме того, трение в шарнирах рам сателлитов здесь гораздо меньше, чем в кардане на венце у Штекихта.

37. МНОГОСАТЕЛЛИТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Многосателлитные планетарные передачи способствуют значительному сокращению габаритов и веса, особенно при большом числе сателлитов. Но это получается только при условии равномерного распределения нагрузки между сателлитами, чего достигают при помощи уравнительного механизма.

Правильность схемы такого механизма можно проверить путем подсчета избыточных связей. Уравнительный механизм должен быть статически определимым. Для плоских механизмов можно использовать формулу А. П. Малышева.

Во всех многосателлитных механизмах с однорядными сателлитами возможны два решения схемы механизма:

зубья делают цилиндрическими — (пара II_3), а сателлиты ставят на сферические опоры (пара III'_2);

зубья делают бочкообразными (пара I_2), а сателлиты ставят на вращательные пары V_2 .

Используем первое решение, как обеспечивающее линейчатый контакт, а следовательно, большую несущую способность.

Самый простой уравнительный механизм получается при двух сателлитах (рис. 99, а). Водило здесь делают плавающим и соединяют его с ведомым валом при помощи двух поводков, обязательно параллельных линии, соединяющей центры сателлитов.

Так надо делать потому, что на перемещение других звеньев радиальное перемещение центра сателлита не влияет, а влияет только тангенциальное. Такое перемещение и должен давать уравнительный механизм.

При двух сателлитах уравнительный механизм нельзя ставить ни на центральном, ни на опорном колесе, так как тогда невозможно выполнить упомянутое условие направления поводков.

В этом механизме $\omega = 2$. Вторая подвижность получилась за счет вращения водила вокруг пар $III'_4 III'_4$. Эта подвижность вредная и ее необходимо устранить соответствующими упорами. При $n = 7$ $p_V = 4$, $p_{III} = 4$ и $p_{II} = 4$

$$q = 2 - 6 \cdot 7 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 4 + 2 \cdot 4 = 0.$$

При трех сателлитах получается проще конструкция с плавающим звеном. Несмотря на это, встречается конструкция (рис. 99, б)

в которой каждый сателлит сидит на угловом рычаге, соединенном с водилом вращательной парой V_2 . Другие концы рычагов при помощи поводков $III'_2 V_2$ соединены плавающим звеном, условно показанным в виде треугольника. Такое устройство выравнивает усилия на поводках (приблизительно), а следовательно, выравнивает нагрузки на сателлиты. Чтобы избежать местной

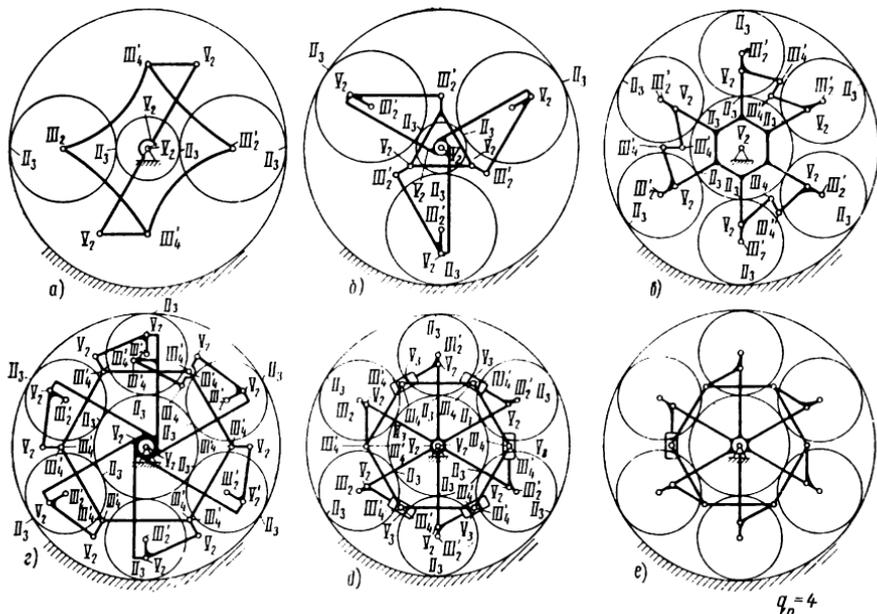


Рис. 99. Уравнильный механизм:

a — при двух сателлитах; *b* — при трех сателлитах; *c* — с плавающим звеном при шести сателлитах; *d* — без плавающего звена для любого числа сателлитов; *e* — с поступательными парами; *e* — неправильная схема, не обеспечивающая достаточной подвижности

подвижности, которая может оказаться вредной, один из поводков неподвижно соединяют с плавающим звеном.

В этом механизме $n = 11$, $p_V = 7$, $p_{III} = 6$, $p_{II} = 6$ и $\omega = 1$.
 $q = 1 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 6 + 2 \cdot 6 = 0$.

Вместо поводков угловые рычаги можно соединить с плавающим звеном при помощи пальца и паза. Такую конструкцию предложил Fritsch [41]. Он же предложил уравнильный механизм с угловыми рычагами для двух сателлитов. Угловые рычаги у него соединены зубчатыми сегментами [41]. Можно соединить их и при помощи механизма антипараллельного кривошипа, как это сделано на рис. 87 для передачи с двумя промежуточными колесами.

При числе сателлитов больше трех одно плавающее звено не дает выравнивания нагрузок, поэтому следует применять механизмы, выравнивающие нагрузки соседних сателлитов [25].

Такое устройство для шести спутников показано на рис. 99, в. Здесь подвижности: основное движение плюс вращения трех поводков $III'_4 III'_4$ вокруг своих осей, плюс три подвижности плавающего звена (перемещение вдоль оси механизма и два вращения вокруг осей, перпендикулярных оси механизма), т. е. $\omega = 7$, $n = 17$, $p_V = 7$, $p_{III} = 12$, $p_{II} = 12$,

$$q = 7 - 6 \cdot 17 + 5 \cdot 7 + 3 \cdot 12 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Такое же устройство можно применить при пяти спутниках с двумя вспомогательными механизмами и при четырех с одним вспомогательным выравнивающим механизмом. Одно из центральных звеньев по-прежнему выполняют плавающим. При числе спутников больше шести этот механизм непригоден.

При любом числе спутников можно применять и общий выравнивающий механизм без плавающего звена (рис. 99, г). Здесь многоугольник выполняют шарнирным — в каждом углу три звена соединяют двумя парами III'_4 . Для уменьшения трения применены только вращательные пары и нет поступательных. Здесь при шести спутниках $\omega = 8$ (основное движение плюс вращение семи поводков вокруг своих осей), т. е. $n = 27$, $p_V = 14$, $p_{III} = 20$, $p_{II} = 12$,

$$q = 8 - 6 \cdot 27 + 5 \cdot 14 + 3 \cdot 20 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Если механизм передает момент только в одном направлении, когда короткие тяги, присоединенные к многоугольнику, работают на растяжение, его можно упростить. В этом случае многоугольник будет висеть на тягах и направляющий механизм для него не нужен. Исключается один поводок, две пары $III'_4 III'_4$ и местная подвижность поводка. Добавляется одна подвижность — вращение многоугольника вокруг оси механизма. Работе она не вредит, так как многоугольник центрирован тягами.

В этом случае $\omega = 8$, $n = 26$, $p_V = 14$, $p_{III} = 18$, $p_{II} = 12$.

$$q = 8 - 6 \cdot 26 + 5 \cdot 14 + 3 \cdot 18 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Следует отметить, что механизм, изображенный на рис. 99, в, при шести спутниках получился значительно проще. У него 17 звеньев и 19 вращательных пар против 27—26 звеньев и 34—32 пар, имеющих в механизме, приведенном на рис. 99, г.

Если пойти на применение поступательных пар, то число звеньев можно еще сократить (рис. 99, д).

Для снижения трения до минимального необходимо так подобрать размеры, чтобы при работе механизмов перемещение ползунка было минимальным. При этом центр ползунка должен располагаться на прямой, соединяющей центры вращения рычагов соседних спутников.

В этом механизме $\omega=7$, основное движение и местные подвижности шести поводков, $n = 25$, $p_V = 13$, $p_{III} = 18$, $p = 12$,

$$q = 7 - 6 \cdot 25 + 5 \cdot 13 + 3 \cdot 18 + 2 \cdot 12 = 0.$$

Следует отметить, что аналогичный механизм предложил Ф. А. Яцкайтис с той лишь разницей, что он не учел расположения ползунка из условия наименьшего трения.

Если из схемы на рис. 99, *д* выкинуть четыре ползунка, соединив рычаги прямо с многоугольником, то за счет уменьшения подвижности получим неработоспособную конструкцию (рис. 99, *е*). В ней $\omega = 1$ (движение планетарного механизма), $n = 21$, $p_n = = 27$ и $p_s = 12$

$$q_n = \omega - 3n + 2p_n + p_s = 1 - 3 \cdot 21 + 2 \cdot 27 + 12 = 4.$$

Это можно доказать, определив подвижность для уравнительного механизма при неподвижном водиле и рассмотрев его отдельно от зубчатых колес. Подвижность получается отрицательной ($\omega = = -2$). К сожалению, на это не обратили внимания авторы.

Кроме уравнительных механизмов, неравномерность распределения нагрузки между сателлитами можно ослабить при помощи упругих элементов. Для этого В. Н. Кудрявцев применяет торсионные валы внутри сателлитов [9], а Wolkenstein ставит сателлиты на резиновые втулки [43].

38. МНОГОКРАТНЫЕ И ЗАМКНУТЫЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Как было уже указано, однорядный планетарный механизм можно выполнить статически определимым, если сателлиты с цилиндрическим зубом поставить на сферических опорах, а одно из основных звеньев сделать плавающим, соединив его карданным шарниром с соответствующим валом.

Другое решение возможно, если применить бочкообразные зубья (пары I_2). Колеса с такими зубьями условно будем показывать с закругленным ободом. Сателлиты здесь опираются на вращательные пары V_2 .

При внутреннем зацеплении по рекомендации Д. М. Лукичева для упрощения изготовления целесообразно бочкообразные зубья делать на колесе внешнего зацепления, а зуб колеса внутреннего зацепления выполнять цилиндрическим. Так и будем делать ниже.

Первая схема выгоднее. Здесь даже при перекосах возможно сохранить линейчатый контакт зубьев и центральное приложение окружного усилия. Однако она применима только для однорядных сателлитов. Если сателлит состоит из двух колес (рис. 100), она неприменима, так как распорные усилия вызывают расщепление зубьев. Поэтому на рис. 100 сателлит сделан по второй схеме, а промежуточное колесо, передающее значительно большие усилия,—

по первой. Правда, если направление передаваемого момента не меняется, то момент распорных сил можно уравновесить моментом осевых сил, соответственно выбрав направление и величину угла спирали зубьев. Такой случай является исключительным и потому при двухрядном сателлите приходится применять бочкообразные зубья.

Карданный шарнир, несмотря на простое оформление (двойной зубчатый), усложняет конструкцию однократного механизма. Кроме того, трение в нем существенно влияет на распределение нагрузки между сателлитами. Чтобы избежать этого, автором для двукратных и замкнутых планетарных механизмов

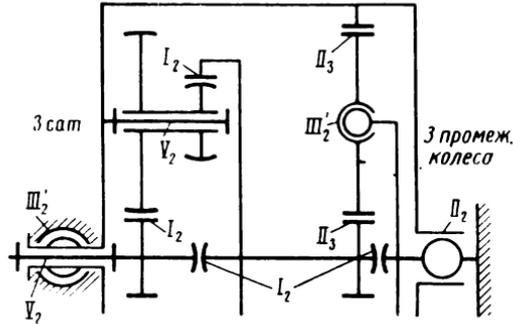


Рис. 100. Планетарный механизм по замкнутой схеме

предложено [21] плавающее передаточное звено между первым и вторым узлом (рис. 100—101), которое одним концом опирается на три колеса одного узла и выравнивает их окружные усилия. Другим концом звено опирается на три колеса другого

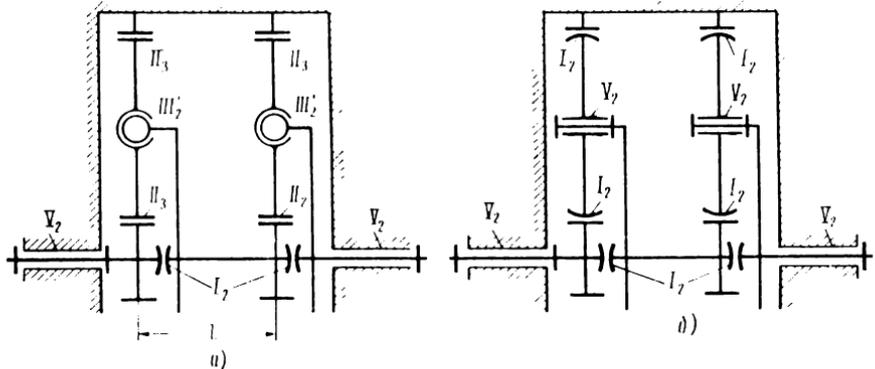


Рис. 101. Планетарный механизм, состоящий из двух однорядных:
а — с цилиндрическим зубом; б — с бочкообразным зубом

узла и выравнивает их окружные усилия. Таким образом, одно передаточное плавающее звено выравнивает усилия в двух узлах.

При неравенстве углов между сателлитами за счет неточности изготовления, а также при неконцентричной посадке зубчатых колес плавающего звена, последнее перекашивается. Длину плавающего звена (расстояние между плоскостями колес) следует брать возможно большей, чтобы уменьшить эти перекосы.

В осевом направлении плавающее передаточное звено необходимо фиксировать упорами, рассматриваемыми в структурной формуле как пару I_2 . Упоры эти могут быть очень простыми, так как в данном механизме осевые усилия отсутствуют.

В четырехкратном редукторе как замкнутом, так и простом многократном (рис. 102, а) требуются два плавающих передаточных звена — между первым и вторым и между третьим и четвертым узлами. Звено между вторым и третьим узлом должно быть оперто на подшипники, так как усилия в этих узлах уже вырав-

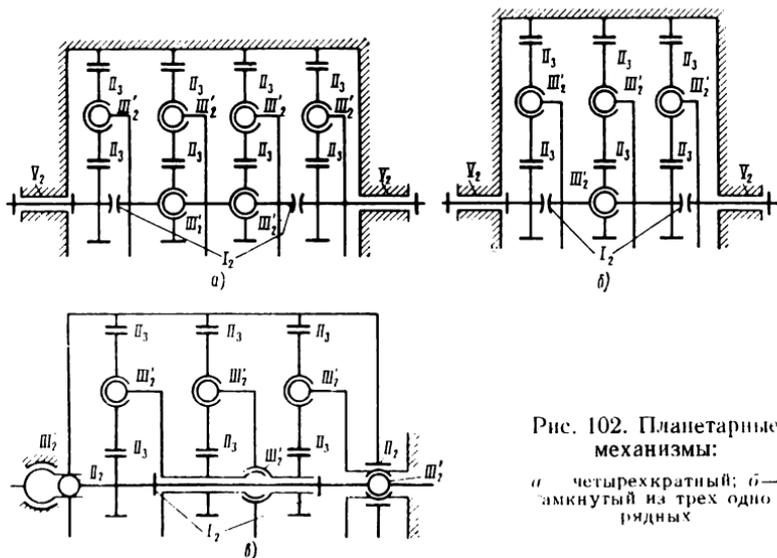


Рис. 102. Планетарные механизмы:

а — четырехкратный; б — замкнутый из трех одно-рядных

нены плавающими звеньями. Можно эти подшипники сделать неподвижными, но гораздо лучше опереть это звено на плавающие звенья при помощи шаровых пар III_2 . Получается очень дешевая конструкция, в которой ни одно из промежуточных звеньев не имеет неподвижных подшипников, и, следовательно, сильно упрощена расточка корпуса редуктора. Правда, в четырехкратном механизме выгоднее быстроходные ступени делать рядовыми передачами. Приведенная схема целесообразна только в исключительных случаях. Здесь она дана для объяснения метода выбора плавающих звеньев.

Трёхкратный механизм требует $1\frac{1}{2}$ плавающего передаточного звена. Можно применить два плавающих звена, но лишние подвижности устранить, соединив эти зубья шаровой кинематической парой (рис. 102, б). Аналогичная схема для замкнутого планетарного механизма показана на рис. 102, в.

Соединения плавающих звеньев можно располагать в средней плоскости зубчатых колес (рис. 102, б) или выносить их в сторону

в осевом направлении (см. рис. 102, в). Первая схема дает меньшие углы перекоса при тех же допусках. Однако конструктивно осуществить ее труднее, а при малом диаметре центрального колеса она может оказаться неосуществимой.

Правильность предложенных схем (см. рис. 100—102) можно проверить подсчетом числа избыточных связей по формуле А. П. Малышева. На всех схемах взяты самоустанавливающиеся сателлиты на сферических парах III_2 с цилиндрическим зубом, дающие ли-

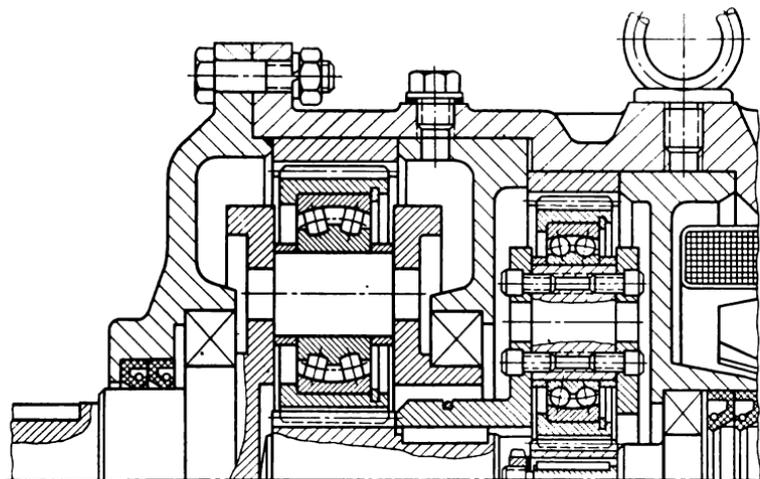


Рис. 103. Конструкция механизма по схеме рис. 101, а, выполненная Одесским политехническим институтом

нейчатый контакт (пара II_3). Можно применить и сателлиты на вращательных парах V_2 с бочкообразным зубом, дающие точечный контакт (пара I_2), так как в обоих случаях число накладываемых условий связи одинаково.

Для примера оба варианта схемы даны на рис. 101, а, б.

Конструкция механизма по схеме рис. 101, а, выполненная кафедрой электрических машин Одесского политехнического института, показана на рис. 103.

Следует отметить, что во всех рассматриваемых в этом параграфе схемах взяты по три сателлита в каждом ряду. Если требуется применить больше сателлитов, то для механизмов, приведенных здесь, пригодны только схемы уравнильных механизмов с плавающим водилом.

Для очень больших моментов можно применить раздвоенную тихоходную ступень, используя быстроходную в качестве уравнильного механизма (рис. 104). В каждом ряду здесь по три сателлита.

Выравнивание окружных усилий сателлитов 2 и промежуточных колес 5 достигают при помощи плавающего звена из колес 3—4. Осевые упоры не показаны и потому учитываем его осевую подвижность.

Выравнивание окружных усилий сателлитов 8 обеспечивается плавающим колесом 7.

Избыточные связи этого механизма

$$q = 2 - 6 \cdot 13 + 5 \cdot 11 + 3 \cdot 1 + 1 \cdot 18 = 0.$$

Передаточное число (приводим без вывода)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_0} = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_9}{z_7} + \frac{z_3}{z_1} \cdot \frac{z_6}{z_4} + \frac{z_3}{z_1} \cdot \frac{z_9}{z_7}.$$

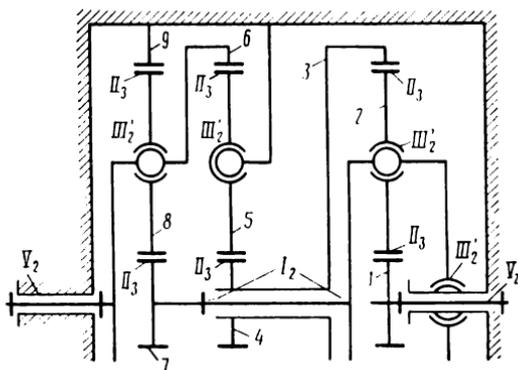


Рис. 104. Планетарный механизм для очень больших моментов

В планетарных механизмах (рис. 105) со свободным водилом (передача ЗК по терминологии В. Н. Кудрявцева или передача с четырьмя основными звеньями) для равномерного распределения усилий между тремя сателлитами в качестве плавающего звена

следует взять это водило, выполнив его совершенно без подшипников [21]. Так же, как и в предыдущем случае для уменьшения перекосов от неточностей изготовления, расстояние между плоскостями колес необходимо брать возможно большим.

При правильной конструкции (см. рис. 105) избыточные связи

$$q = \omega - 6n + 5p_v + p_f;$$

$$q = 1 - 6 \cdot 6 + 5 \cdot 5 + 1 \cdot 10 = 0.$$

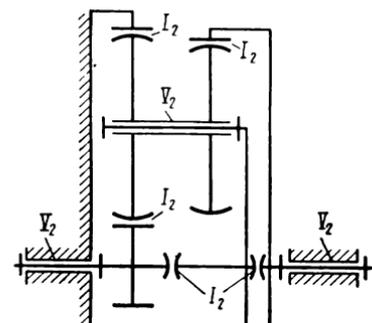


Рис. 105. Планетарный механизм со свободным водилом

Следует отметить, что в механизме со свободным водилом недостаточно сделать плавающим одно из центральных колес. Причиной этого является возможность передачи усилий между сателлитами через водило, когда на сателлит действуют уже не три, а четыре силы. Равенство окружных усилий между сателлитами и ведущим колесом еще не означает равенства усилий между сателлитами и ведомым колесом. Поэтому в случае одного плавающего центрального колеса остаются пассивные связи (предлагаем это проверить читателям), для устранения которых придется делать плаваю-

щим второе центральное колесо. Однако последний вариант вследствие сложности явно невыгоден по сравнению с плавающим водилом.

В механизме на рис. 105 числа зубьев колес сателлита мало отличаются одно от другого. Поэтому при сборке нелегко попасть в нужный зуб. При наличии избыточных связей это ведет к неравномерной нагрузке и поломкам зубьев. Если же отсутствуют избыточные связи, то это может привести к перекоосу водила и ухудшению работы зубьев. Чтобы этого избежать, следует колеса сателлита делать с одинаковым числом зубьев, а центральные колеса — с разностью на три зуба. Для сцепления с сателлитом их корригируют. Теория этого опубликована В. М. Ястребовым [38].

39. МЕХАНИЗМЫ С КОНИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ

Конические колеса невыгодно применять в механизмах вследствие большой сложности их изготовления и эксплуатации по сравнению с цилиндрическими. Однако для тех случаев, когда обойтись без них не удается, можно указать, как выполнить без избыточных связей эти механизмы.

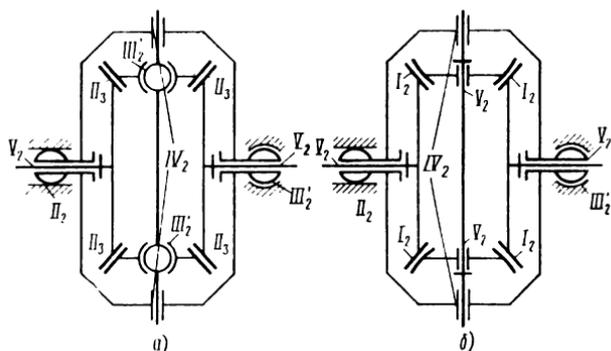


Рис. 106. Двухсателлитный симметричный дифференциал:

а — с линейчатым контактом; б — с точечным контактом

При двухсателлитном исполнении выравнивания окружных усилий сателлитов можно достичь путем выравнивания пропорциональных им осевых усилий сателлитов (рис. 106). Для этого сателлиты следует связать общей осью, которая может самоустанавливаться в подшипниках водила.

Как и при цилиндрических колесах, здесь возможны два решения. Сателлиты можно сделать самоустанавливающимися на сферических опорах III'_2 (рис. 106, а). При этом центр сферы должен располагаться на прямой, соединяющей точки приложения окружных усилий конических колес. Эти точки обычно смещены от

середины зуба в сторону, противоположную вершине конуса. Зубья применять с линейчатым контактом II_3 . Применимы сателлиты и на вращательных парах V_2 (рис. 106, б), но зубья в этом случае делать бочкообразными с точечным контактом I_2 . Из-за него в этом случае несущая способность ниже.

В обоих случаях избыточные связи отсутствуют. Такой механизм целесообразно применять в дифференциалах малолиitraжных автомобилей и мотоциклов. Для устранения трения в выравнивающем механизме ось надо делать вращающейся, соединяя ее с одним из сателлитов.

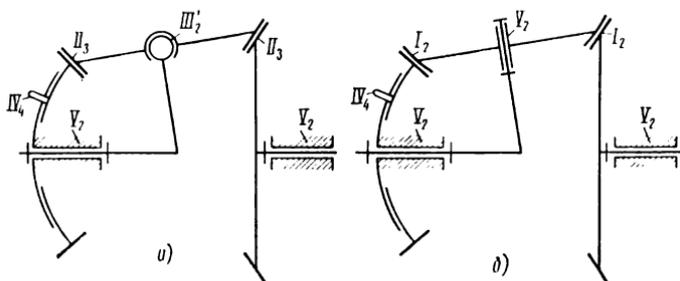


Рис. 107. Планетарный редуктор с коническими колесами:
а — с линейчатым контактом; б — с точечным

При трех сателлитах одно из основных звеньев делают плавающим.

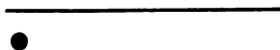
В редукторах выгоднее всего выполнять плавающим опорное колесо (рис. 107, а, б). Опорой для него должна быть кинематическая пара IV_4 класса (шаровая со штифтом), центр которой совпадает с вершиной конусов колес.

Следует оговориться, что в существующих конструкциях последнее условие не всегда выполнено (вместо штифта делают шлицевое соединение). Здесь также возможны два варианта структурной схемы сателлита: со сферической опорой и линейчатым контактом (рис. 107, а) и с вращательной опорой и точечным контактом (рис. 107, б). В обоих случаях избыточные связи отсутствуют.

При числе сателлитов больше трех для выравнивания окружных усилий требуется уравнильный механизм. Когда оси сателлитов перпендикулярны осям основных звеньев, уравнильные механизмы получаются особенно простыми. Они представляют собой шарнирный многоугольник, соединяющий оси сателлитов и выравнивающий их осевые усилия.

Пользуясь изложенными приемами, можно разработать рациональные схемы (без избыточных связей) и других аналогичных планетарных механизмов.

Очень трудно избавиться от избыточных связей в двойных дифференциалах. Они встречаются как механизмы поворота гусеничных машин. У них каждый сателлит, состоящий из двух колес, зацепляется с четырьмя колесами. Чтобы избежать избыточных связей, приходится делать очень много плавающих звеньев, а по габаритам это невозможно. Поэтому двойные дифференциалы не могут хорошо работать. Если учесть и другие недостатки, то их целесообразно заменить более совершенными механизмами.



ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКОСОВ НА ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ

§ 40. СИНУСНЫЙ МЕХАНИЗМ

Рассмотрим, как искажается закон движения звеньев при перекосах осей в кривошипно-кулисном (синусном) механизме, выполненном без избыточных связей [34].

Рациональная схема механизма изображена на рис. 108. Кулиса 3 соединена со стойкой и ползуном 2 посредством цилиндрических пар IV_2 . Кривошип 1 соединен со стойкой вращательной парой V_2 , а с ползуном 2 — цилиндрической парой IV_2 . Оси кинематических пар взаимно параллельны или перпендикулярны. В результате неточности исполнения механизма указанное взаимное расположение осей кинематических пар может быть нарушено. Тогда механизм становится пространственным, как это и показано на рис. 108.

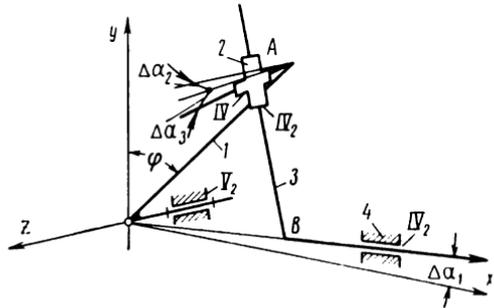


Рис. 108. Углы перекосов синусного механизма

Исследуем влияние на кинематику механизма следующих отклонений:

- $\Delta\alpha_1$ — неперпендикулярность осей отверстий под вал кривошипа и направляющую кулисы в стойке;
- $\Delta\alpha_2$ и $\Delta\alpha_3$ — соответственно скрещивание и непараллельность осей вала и пальца кривошипа.

Кинематические ошибки, обусловленные неточностью исполнения механизма, определим по способу Н. Г. Бруевича — путем анализа условного преобразованного механизма [5].

Как известно, Н. Г. Бруевич формулу точности механизмов выводит, разлагая формулу для ошибки в ряд Тейлора. Из этого

ряда он ограничивается членами, содержащими погрешности в первой степени, и отбрасывает все остальные. Получается приближенная формула, представляющая линейную функцию первичных ошибок.

Такая точность вполне достаточна, когда исследуют погрешности линейных размеров механизма, что бывает в статически неопределимых механизмах с низшими парами.

Угловые погрешности (перекосы осей), которые в механизмах без избыточных связей могут быть намного больше, чем в таких же

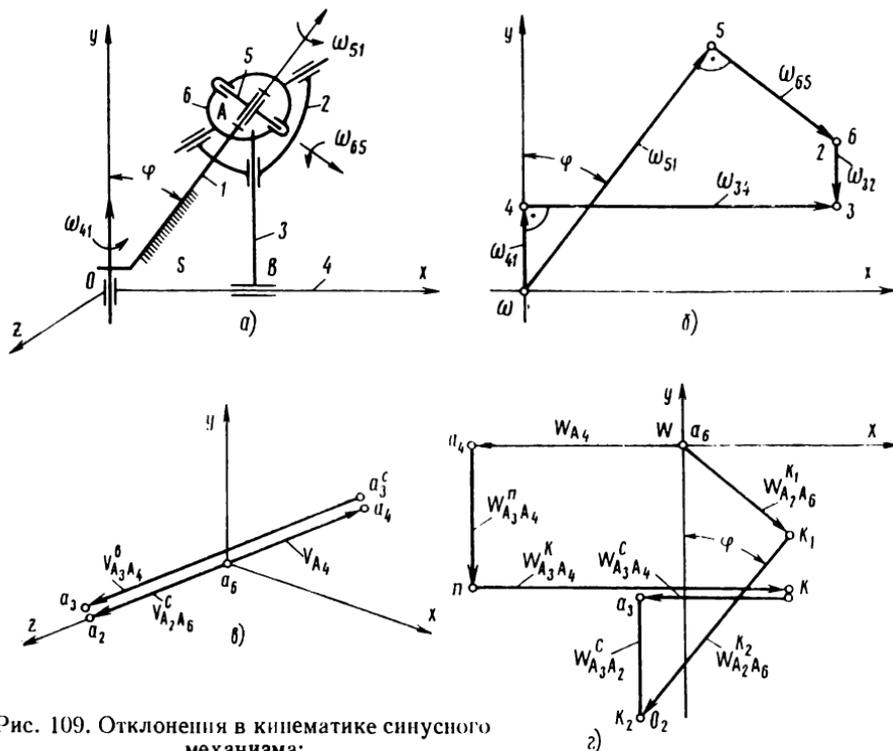


Рис. 109. Отклонения в кинематике синусного механизма:

а — преобразованный механизм; б — план угловых скоростей; в — план ускорений; г — план угловых ускорений; д — план угловых скоростей.

механизмах с избыточными связями, невозможно учесть, пользуясь линеализованным выражением ошибки положения.

Поэтому необходимо учитывать члены ряда с погрешностями во второй степени. Как показано в работе Н. Г. Бруевича [5], для этого, кроме плана скоростей, в случае преобразованного механизма, потребуется построить и план ускорений.

В соответствии с методом Н. Г. Бруевича преобразуем исследуемый механизм (рис. 109, а).

Кривошип 1 закрепляем под заданным углом поворота φ . Вводим дополнительно звенья 5 и 6 , подвижно соединяя их между собой и со звеньями 1 и 2 . При помощи этих звеньев можно осуществить движения перекоса на угол $\Delta\alpha_2$ и $\Delta\alpha_3$. Звено 4 (стойку) сделаем подвижным и дадим ему возможность вращаться вокруг оси y на величину и в направлении перекоса $\Delta\alpha_1$. Нетрудно установить, что полученный преобразованный механизм имеет трехкратную подвижность, что соответствует числу учитываемых ошибок перекоса.

Определим скорости и ускорения в преобразованном механизме в положении, когда его звенья занимают номинальные положения, т. е. перекосы отсутствуют. В этом случае звенья преобразованного механизма оказываются расположенными параллельно или перпендикулярно плоскости $хоу$.

В преобразованном механизме зададим угловые скорости ω_{41} , ω_{51} и ω_{65} . Они отражают изменение параметров исходного механизма. Значения угловых скоростей примем постоянными по величине и пропорциональными соответствующим отклонениям, т. е.

$$\omega_{41} = \frac{\Delta\alpha_1}{\mu}; \quad \omega_{51} = \frac{\Delta\alpha_2}{\mu}; \quad \omega_{65} = \frac{\Delta\alpha_3}{\mu} \quad (77)$$

где μ коэффициент пропорциональности.

Направление угловых скоростей согласуем с направлением перекоса осей.

По заданным трем угловым скоростям можно определить угловые скорости всех звеньев преобразованного механизма. Расчетное уравнение для определения угловых скоростей звеньев получим, например, составив векторные уравнения для угловой скорости звена 3 (рис. 109, a , b):

$$\begin{aligned} \bar{\omega}_3 &= \bar{\omega}_{31} + \bar{\omega}_{65} + \bar{\omega}_{26} + \bar{\omega}_{32}; \\ \omega_3 &= \omega_{41} + \omega_{31}. \end{aligned} \quad (78)$$

Систему уравнений (78) легко решить графическим путем, так как все векторы угловых скоростей, входящие в систему, параллельны плоскости $хоу$ (за исключением вектора угловой скорости ω_{26}). Вектор ω_{26} может иметь направление, параллельное оси z , но при решении системы уравнений получается равным нулю.

Из плана угловых скоростей (см. рис. 109, b) можно найти аналитическое выражение для скоростей, входящих в уравнение (78).

Так, из проекции скоростей на ось x и y

$$\begin{aligned} \omega_{34} &= \omega_{51} \sin \varphi + \omega_{65} \cos \varphi; \\ \omega_{32} &= -\omega_{41} + \omega_{51} \cos \varphi - \omega_{65} \sin \varphi. \end{aligned}$$

Подставив значения скоростей из уравнения (77), будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{34} &= \frac{1}{\mu} (\sin \varphi \Delta \alpha_2 - \cos \varphi \Delta \alpha_3); \\ \omega_{32} &= -\frac{1}{\mu} (\Delta \alpha_1 - \cos \varphi \Delta \alpha_2 + \sin \varphi \Delta \alpha_3). \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

Скорость точки A_3 звена 3 (см. рис. 109, а) определяем решением системы векторных уравнений

$$\left. \begin{aligned} \bar{v}_{A_3} &= \bar{v}_{A_4} + \bar{v}_{A_3, A_4}^e + \bar{v}_{A_3, A_4}^c; \\ \bar{v}_{A_3} &= \bar{v}_{A_6} + \bar{v}_{A_3, A_6}^e + \bar{v}_{A_3, A_6}^c. \end{aligned} \right\} \quad (80)$$

Здесь относительные скорости с индексами e и c означают соответственно скорости скольжения и вращения.

В уравнениях (80) скорости v_{A_4} , v_{A_3, A_4}^e и v_{A_6} известны. Их величину можно определить по рис. 109, а:

$$\left. \begin{aligned} v_{A_4} &= OB\omega_{41} = a \sin \varphi \frac{\Delta \alpha_1}{\mu}; \\ v_{A_6} &= 0; \\ v_{A_3, A_4}^e &= AB\omega_{34} = \frac{1}{\mu} a \cos \varphi (\sin \varphi \Delta \alpha_2 + \cos \varphi \Delta \alpha_3), \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

где $a = OA$ — радиус кривошипа.

Направления всех векторов скоростей в уравнении (80) устанавливаем из схемы преобразованного механизма на рис. 109, а.

Из плана скоростей на рис. 109, в с учетом уравнения (81) определяем величину скорости скольжения

$$v_{A_3, A_4}^c = -\frac{1}{\mu} a [\sin \varphi \Delta \alpha_1 - \cos \varphi (\sin \varphi \Delta \alpha_2 + \cos \varphi \Delta \alpha_3)]. \quad (82)$$

Скорости v_{A_3, A_4}^c и v_{A_3, A_2}^c при построении планов получаются равными нулю.

Уравнения для определения ускорения точки A_3 :

$$\left. \begin{aligned} \bar{w}_{A_3} &= \bar{w}_{A_4}^n + \bar{w}_{A_4}^t + \bar{w}_{A_3, A_4}^n + \bar{w}_{A_3, A_4}^t + \bar{w}_{A_3, A_4}^c + \bar{w}_{A_3, A_4}^k; \\ \bar{w}_{A_3} &= \bar{w}_{A_6} + \bar{w}_{A_3, A_6}^c + \bar{w}_{A_3, A_6}^k + \bar{w}_{A_3, A_6}^c + \bar{w}_{A_3, A_6}^k. \end{aligned} \right\} \quad (83)$$

Здесь нормальные ускорения

$$\left. \begin{aligned} w_{A_4}^n &= OB\omega_{41}^2 = \frac{1}{\mu^2} \cdot a \sin^2 \varphi \Delta \alpha_1^2; \\ w_{A_3, A_4}^n &= AB\omega_{34}^2 = \frac{1}{\mu^2} a \cos^2 \varphi (\sin \varphi \Delta \alpha_2 + \cos \varphi \Delta \alpha_3)^2. \end{aligned} \right\} \quad (84)$$

Первое ускорение имеет направление по оси x , а второе — по оси y . Ускорение $w_{A_4}^t$ равно нулю, так как угловая скорость ω_{41} принята по величине постоянной. Очевидно, что ускорение w_{A_4} также равно нулю.

Величину и направление ускорения Кориолиса определим из векторного уравнения

$$\bar{\omega}_{A_2 A_4}^{\kappa} = 2\bar{\omega}_{41}\bar{v}_{A_2 A_4},$$

где

$$\bar{v}_{A_2 A_4} = \bar{v}_{A_2 A_4}^a + \bar{v}_{A_2 A_4}^c.$$

Так как $v_{A_2 A_4}^c = 0$, то

$$\bar{\omega}_{A_2 A_4}^{\kappa} = 2\bar{\omega}_{41}\bar{v}_{A_2 A_4}^a.$$

Из рис. 109, а и в видно, что направление вектора ω_{41} перпендикулярно скорости $v_{A_2 A_4}^a$. Поэтому ускорение

$$\omega_{A_2 A_4}^{\kappa} = 2\omega_{41}v_{A_2 A_4}^a = \frac{2}{\mu^2} a \cos \varphi (\sin \varphi \Delta\alpha_2 + \cos \varphi \Delta\alpha_3) \Delta\alpha_1. \quad (85)$$

Направление ускорения $\omega_{A_2 A_4}^{\kappa}$ получается параллельным оси x . Ускорение Кориолиса

$$\bar{\omega}_{A_2 A_6}^{\kappa} = 2\bar{\omega}_6\bar{v}_{A_2 A_6}^{\kappa}.$$

Так как

$$\bar{\omega}_6 = \bar{\omega}_{51} + \bar{\omega}_{65},$$

то

$$\bar{\omega}_{A_2 A_6}^{\kappa} = 2\bar{\omega}_{51}\bar{v}_{A_2 A_6}^c + 2\bar{\omega}_{65}\bar{v}_{A_2 A_6}^c = \bar{\omega}_{A_2 A_6}^{\kappa_1} + \bar{\omega}_{A_2 A_6}^{\kappa_2},$$

где

$$\bar{\omega}_{A_2 A_6}^{\kappa_1} = 2\bar{\omega}_{51}\bar{v}_{A_2 A_6}^c;$$

$$\bar{\omega}_{A_2 A_6}^{\kappa_2} = 2\bar{\omega}_{65}\bar{v}_{A_2 A_6}^c.$$

Относительная скорость $v_{A_2 A_6}^c$ перпендикулярна векторам угловых скоростей ω_{51} и ω_{65} . Значит

$$\omega_{A_2 A_6}^{\kappa_1} = 2\omega_{51}v_{A_2 A_6}^c = -\frac{2}{\mu^2} a \Delta\alpha_2 [\sin \varphi \Delta\alpha_1 - \cos \varphi (\sin \varphi \Delta\alpha_2 + \cos \varphi \Delta\alpha_3)]$$

и

$$\omega_{A_2 A_6}^{\kappa_2} = 2\omega_{65}v_{A_2 A_6}^c = -\frac{2}{\mu^2} a \Delta\alpha_3 \times [\sin \varphi \Delta\alpha_1 - \cos \varphi (\sin \varphi \Delta\alpha_2 + \cos \varphi \Delta\alpha_3)]. \quad (86)$$

С учетом направления векторов скоростей ускорение $\omega_{A_2 A_6}^{\kappa_1}$ должно быть направлено перпендикулярно OA и оси z , а ускорение $\omega_{A_2 A_6}^{\kappa_2}$ — параллельно OA и перпендикулярно оси z .

Ускорение Кориолиса $\bar{\omega}_{A_2 A_2}^{\kappa} = 2\bar{\omega}_2\bar{v}_{A_2 A_2}^{\kappa} = 0$, так как $v_{A_2 A_2}^c = 0$.

Из уравнений (83) графическим способом (рис. 109, з) определим ускорения $\omega_{A_2 A_4}^c$ и $\omega_{A_2 A_2}^c$, а ускорения $\omega_{A_2 A_4}^f$ и $\omega_{A_2 A_2}^f$,

имеющие направления по оси z , остаются неизвестными. Однако определять их величину нет необходимости, так как в дальнейших расчетах она не требуется.

Проектируя векторные уравнения (83) на направление оси x , из плана ускорений получим

$$\omega_{A_3A_4}^c = -\omega_{A_4}^n + \omega_{A_3A_4}^k - \omega_{A_2A_4}^{k_1} \cos \varphi + \omega_{A_2A_4}^{k_2} \sin \varphi.$$

Откуда, после подстановки значений ускорений из уравнений (84), (85) и (86) и некоторых преобразований, найдем

$$\begin{aligned} \omega_{A_3A_4}^c = & -\frac{a}{\mu^2} (\sin \varphi \Delta \alpha_1^2 + \sin 2\varphi \cos \varphi \Delta \alpha_2^2 - \\ & - \sin 2\varphi \cos \varphi \Delta \alpha_3^2 - 2 \sin 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_2 - \\ & - 2 \cos 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_3 + 2 \cos \varphi \cos 2\varphi \Delta \alpha_2 \Delta \alpha_3). \end{aligned} \quad (87)$$

Определив скорости и ускорения в преобразованном механизме, можно найти искажение закона движения звеньев исследуемого синусного механизма.

Положение (перемещение) звена определяется по формуле Н. Г. Бруевича [5] и [32]

$$s = s_0 + \mu v_{II} + \frac{1}{2} \mu^2 \omega_{II}, \quad (88)$$

где s_0 — положение, занимаемое звеном при номинальных значениях параметров механизма;

v_{II} и ω_{II} — скорость и ускорение звена в преобразованном механизме.

Ошибка положения звена определяет разность

$$\Delta s = s - s_0 - \mu v_{II} - \frac{1}{2} \mu^2 \omega_{II}. \quad (89)$$

Ошибки скорости и ускорения звена найдем, как первую и вторую производные по времени от ошибки положения, т. е.

$$\Delta v = \frac{d(\Delta s)}{dt} \quad \text{и} \quad \Delta \omega = \frac{d^2(\Delta s)}{dt^2}. \quad (90)$$

При определении основного движения кулисы в уравнении (88) следует взять

$$s_0 = s_{OB} - a \sin \varphi, \quad v_{II} = v_{A_3A_4}^c = 0$$

и

$$\omega_{II} = -\omega_{A_3A_4}^c.$$

Ускорение $\omega_{A_3A_4}^c$ берем со знаком минус, так как оно направлено противоположно положительному направлению изменения расстояния s (см. рис. 109, a , z).

Тогда, после подстановки значений в уравнение (88) для перемещения кулисы

$$s_B = a \sin \varphi - a \left[\frac{1}{2} (\sin \varphi \Delta \alpha_1^2 - \sin 2\varphi \cos \varphi \Delta \alpha_2^2 - \right. \\ \left. - \sin 2\varphi \cos \varphi \Delta \alpha_3^2) - \sin 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_2 + \cos 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_3 + \right. \\ \left. + \cos \varphi \cos 2\varphi \Delta \alpha_2 \Delta \alpha_3 \right]. \quad (91)$$

Скорость и ускорение кулисы найдем последовательным дифференцированием по времени уравнения (91). При дифференцировании полагаем, что вращение кривошипа равномерное и пренебрегаем изменением во времени самих первичных ошибок (перекосов). Тогда выражения для скорости и ускорения кулисы имеют вид:

$$v_B = a \omega_1 \cos \varphi + a \omega_1 \left\{ \frac{1}{2} [\cos \varphi \Delta \alpha_1^2 - (\sin \varphi \sin 2\varphi - \right. \\ \left. - 2 \cos \varphi \cos 2\varphi) \Delta \alpha_2^2 + (\sin \varphi \sin 2\varphi - 2 \cos \varphi \cos 2\varphi) \Delta \alpha_3^2] - \right. \\ \left. - 2 \cos 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_2 + 2 \sin 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_3 - (\sin \varphi \cos 2\varphi + \right. \\ \left. + 2 \cos \varphi \sin 2\varphi) \Delta \alpha_2 \Delta \alpha_3 \right\}; \quad (92)$$

$$\omega_B = -a \omega_1^2 \sin \varphi - a \omega_1^2 \left[-\frac{1}{2} \sin \varphi \Delta \alpha_1^2 + \frac{1}{2} \times \right. \\ \left. (4 \sin \varphi \cos 2\varphi + 5 \cos \varphi \sin 2\varphi) \Delta \alpha_2^2 - \right. \\ \left. \frac{1}{2} (4 \sin \varphi \cos 2\varphi + 5 \cos \varphi \sin 2\varphi) \Delta \alpha_3^2 - \right. \\ \left. - 4 \sin 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_2 - 4 \cos 2\varphi \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_3 (4 \sin \varphi \sin 2\varphi - \right. \\ \left. - 5 \cos \varphi \cos 2\varphi) \Delta \alpha_2 \Delta \alpha_3 \right]. \quad (93)$$

Очевидно, что в уравнениях (91)—(93), согласно выражениям (89) и (90), вторые слагаемые определяют соответственно ошибку положения, скорости и ускорения кулисы, обусловленные перекосами осей.

Для определения угловых перемещений уравнение (88) по аналогии перепишем в следующем виде:

$$\psi = \psi_0 + \mu \omega_{\Pi} + \frac{1}{2} \mu^2 \varepsilon_{\Pi}. \quad (94)$$

Следует заметить, что при определении дополнительных движений звеньев (движений самоустанавливания) по уравнениям (88) и (94) с достаточной степенью точности можно ограничиться их первыми двумя слагаемыми. Так, для определения дополнитель-

ного движения кулисы, поворота ее в направляющей, в данном случае в уравнение (94) следует подставить

$$\psi_0 = \psi_{034} = 0; \quad \omega_{\Pi} = \omega_{34} = \frac{1}{\mu} (\sin \varphi \Delta\alpha_2 + \cos \varphi \Delta\alpha_3) \quad \text{и} \quad \varepsilon_{\Pi} = 0.$$

Тогда

$$\psi_3 = \sin \varphi \Delta\alpha_2 + \cos \varphi \Delta\alpha_3. \quad (95)$$

При перекосах ползун относительно пальца кривошипа не только вращается, но и скользит вдоль него. Это скольжение (смещение) ползуна найдем, приняв в уравнении (88) значения

$$s_{021} = 0, \quad v_{\Pi} = v_{A_2A_3}^c \quad \text{и} \quad \omega_{\Pi} = \omega_{A_2A_3}^c.$$

Пренебрегая в уравнении (88) последним слагаемым, после подстановки значений из выражения (82) найдем

$$s_{21} = -a [\sin \varphi \Delta\alpha_1 - \cos \varphi (\sin \varphi \Delta\alpha_2 + \cos \varphi \Delta\alpha_3)]. \quad (96)$$

По уравнениям (95) и (96) последовательным дифференцированием определяем линейные и угловые скорости и ускорения. В табл. 4 приведены результаты численных расчетов по уравнениям (91), (95) и (96) наибольших значений отклонения положения кулисы, поворота ее в направляющей и полного осевого смещения ползуна по пальцу кривошипа в случае, когда $-\Delta\alpha_1 = \Delta\alpha_2 = \Delta\alpha_3$ при радиусе кривошипа $a = 100$ мм.

Таблица 4

Результаты расчетов

	$\Delta s_{\text{наиб}} = (s_B - s_{OB}) \text{ мм}$	$\delta s_B \% = \frac{\Delta s_{\text{наиб}}}{4a} \cdot 100\%$	ψ_3 наибольшее	s_{21} полное в мм
0°10'	0,002	0,0005	0°14'	0,835
0°20'	0,008	0,002	0°28'	1,670
0°30'	0,018	0,006	0°42'	2,506
1°	0,071	0,018	1°25'	5,012
2°	0,284	0,071	2°49'	10,023
3°	0,639	0,160	4°14'	15,035
4°	1,775	0,284	5°38'	20,047

Из таблицы видно, что основное движение ведомого звена (кулисы) при перекосах осей искажается очень мало. Так, при перекосах осей до 2° наибольшая ошибка положения механизма составляет менее 0,1% от полного хода кулисы. При этом наибольшая ошибка скорости составляет 0,5%, а наибольшая ошибка ускорения 1,1% соответственно от максимальной скорости и уско-

рения кулисы. Однако при большей неточности исполнения механизма искажение основного движения кулисы резко возрастает. Одновременно возрастают и дополнительные движения звеньев, в частности осевое перемещение ползуна вдоль пальца кривошипа. Последнего движения из-за трения может и не быть, что приведет к заклиниванию механизма.

§ 41. ТАНГЕНСНЫЙ МЕХАНИЗМ

Исследуем кинематику кулисно-ползунного (тангенсного) механизма рациональной схемы [32], в которой при трех подвижных звеньях применены три цилиндрические пары IV_2 и одна вращательная V_2 (см. рис. 38, д). Для механизма данной конструкции не опасны возможные перекосы в расположении осей кинематических пар и звеньев, так как работоспособность его при этом не нарушается. Но при наличии таких погрешностей несколько искажается закон движения звеньев механизма.

Установим влияние на кинематику механизма следующих отклонений:

- $\Delta\alpha_1$ — неперпендикулярности оси отверстия под вал кулисы к оси цилиндра в стойке;
- $\Delta\alpha_2$ — неперпендикулярности оси кулисы к оси вала;
- Δh — смещения вала кулисы по оси отверстия.

При наличии указанных отклонений механизм становится пространственным (рис. 110).

Для определения искажения движения звеньев, вызываемых ошибками исполнения механизма, как и раньше, преобразуем исследуемый механизм по способу Н. Г. Бруевича [5].

Изображенный на рис. 111, а преобразованный механизм построен для фиксированного значения угла поворота φ кулисы и согласно числу учитываемых ошибок исполнения имеет трехкратную подвижность. Введенные дополнительно в схему механизма звенья 5 и 6 позволяют осуществить движения перекоса на $\Delta\alpha_1$ и $\Delta\alpha_2$ и поступательного смещения на Δh .

Исследуем кинематику преобразованного механизма. Согласно учитываемым ошибкам в преобразованном механизме, зададим поступательную скорость звена 5 и относительные угловые скорости звена 1 относительно звена 5 и звена 6 относительно звена 4 (стойки).

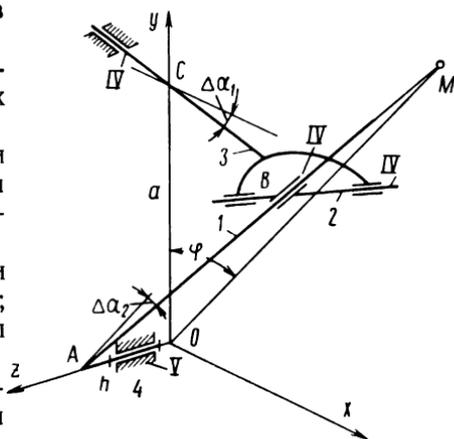


Рис. 110. Углы перекосов тангенсного механизма

Значения указанных скоростей принимаем постоянными по величине и пропорциональными соответствующим отклонениям, т. е.

$$v_5 = \frac{\Delta h}{\mu}; \quad \omega_{64} = \frac{\Delta \alpha_1}{\mu}; \quad \omega_{15} = \frac{\Delta \alpha_2}{\mu}. \quad (97)$$

Уравнения для скорости точки B_3 третьего звена

$$\left. \begin{aligned} \bar{v}_{B_3} &= \bar{v}_{B_6} + \bar{v}_{B_1 B_6} + \bar{v}_{B_2 B_1} + \bar{v}_{B_3 B_2}; \\ \bar{v}_{B_3} &= \bar{v}_{B_6} + \bar{v}_{B_3 B_6}. \end{aligned} \right\} \quad (98)$$

В них скорости v_{B_6} , $v_{B_1 B_6}$ и $v_{B_2 B_1}$ полностью известны. Их величину определяем из выражений:

$$\left. \begin{aligned} v_{B_6} &= \frac{\Delta h}{\mu}; \quad v_{B_1 B_6} = AB\omega_{15} = \frac{a}{\cos \varphi} \cdot \frac{\Delta \alpha_2}{\mu} \\ v_{B_6} &= CB\omega_{64} = a \operatorname{tg} \varphi \frac{\Delta \alpha_1}{\mu} \end{aligned} \right\} \quad (99)$$

Направления векторов скоростей легко установить из рис. 111, б. При решении уравнений (98) скорости $v_{B_2 B_1}$ и $v_{B_3 B_2}$ получаются равными нулю, а остальные скорости оказываются

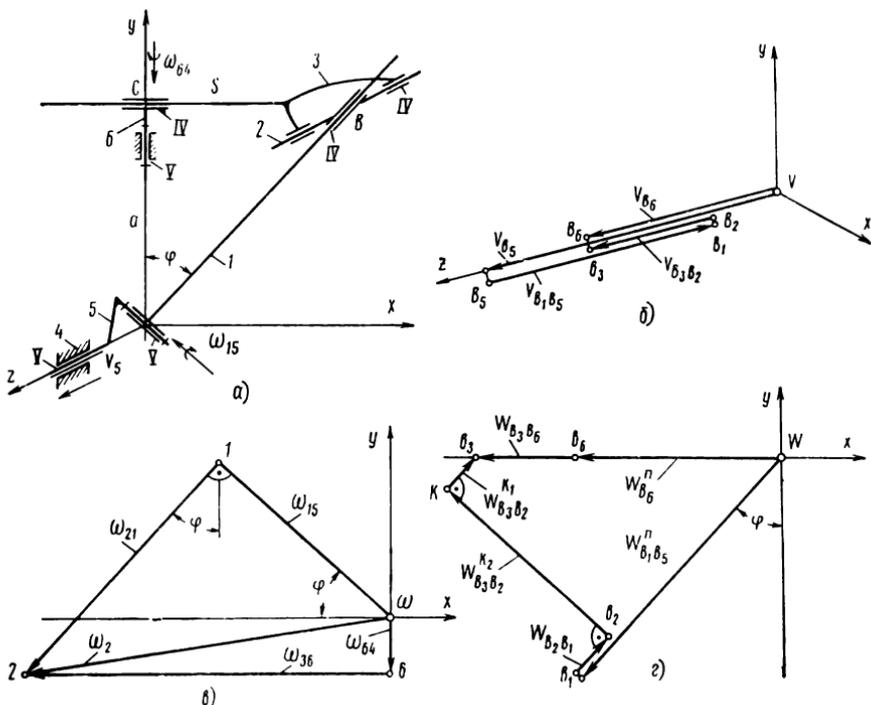


Рис. 111. Отклонения в кинематике тангенсного механизма:

a — преобразованный механизм; $б$ — план скоростей; $в$ — план угловых скоростей; $г$ — план ускорений

направленными параллельно оси z . Из плана скоростей (рис. 111, б) определяем относительную скорость

$$v_{B_2 B_1} = v_{B_2} - v_{B_1} + v_{B_1 B_2}.$$

Подставляя значения скоростей из выражений (99), получим

$$v_{B_2 B_1} = \frac{1}{\mu} \left(a \operatorname{tg} \varphi \Delta \alpha_1 + \frac{a}{\cos \varphi} \Delta \alpha_2 - \Delta h \right). \quad (100)$$

Расчетными уравнениями для определения ускорения точки будут:

$$\left. \begin{aligned} \overline{\omega}_{B_2} &= \overline{\omega}_{B_2} + \overline{\omega}_{B_1 B_2}^n + \overline{\omega}_{B_1 B_2}^t + \overline{\omega}_{B_1 B_2}^k \\ &+ \overline{\omega}_{z B_1}^k + \overline{\omega}_{B_2 B_1} + \overline{\omega}_{B_2 B_1}^k, \\ \overline{\omega}_{B_1} &= \overline{\omega}_{B_1}^n + \overline{\omega}_{B_1}^t + \overline{\omega}_{B_1} + \overline{\omega}_{B_1}^k. \end{aligned} \right\} \quad (101)$$

В уравнениях (101) ускорения ω_{B_2} , $\omega_{B_1 B_2}^t$ и $\omega_{B_1}^t$ равны нулю, так как соответственные скорости приняты постоянными по величине.

Нормальные ускорения определим из выражений:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{B_1 B_2}^n &= AB \omega_{15}^2 = \frac{a}{\cos \varphi} \cdot \frac{\Delta \alpha_2^2}{\mu^2}; \\ \omega_{B_1}^n &= BC \omega_{64}^2 = a \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{\Delta \alpha_1^2}{\mu^2}. \end{aligned} \right\} \quad (102)$$

Ускорение $\omega_{B_1 B_2}^n$ направлено вдоль звена BA , а ускорение $\omega_{B_1}^n$ — по звену BC .

Величину и направление ускорения Кориолиса $\omega_{B_2 B_1}^k$ определяем из векторного уравнения

$$\overline{\omega}_{B_2 B_1}^k = 2 \overline{\omega}_2 \overline{v}_{B_2 B_1}, \quad (103)$$

где для угловой скорости ω_2 можно написать:

$$\overline{\omega}_2 = \overline{\omega}_{15} + \omega_{21}, \quad \overline{\omega}_2 = \overline{\omega}_{64} + \overline{\omega}_{36} + \omega_{23}. \quad (104)$$

Из уравнений (104) графическим путем легко определить угловую скорость ω_2 и ее составляющие. При этом угловая скорость ω_{23} из построения (см. рис. 111, в) получается равной нулю.

Проектуя векторы угловых скоростей на оси координат x и y , получаем: $\omega_{15} \sin \varphi - \omega_{21} \cos \varphi = -\omega_{64}$, $\omega_{15} \cos \varphi + \omega_{21} \sin \varphi = \omega_{36}$.

Подставив сюда значения угловых скоростей ω_{15} и ω_{64} из (97) и решая написанную систему уравнений, найдем:

$$\omega_{21} = \frac{\Delta \alpha_1 + \sin \varphi \Delta \alpha_2}{\mu \cos \varphi}, \quad \omega_{36} = \frac{\sin \varphi \Delta \alpha_1 + \Delta \alpha_2}{\mu \cos \varphi}. \quad (105)$$

Теперь уравнение (103) перепишем в следующем виде:

$$\bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa} = 2(\bar{\omega}_{15} + \bar{\omega}_{21}) \bar{v}_{B_1 B_2}$$

или

$$\bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa} = 2\bar{\omega}_{15} \bar{v}_{B_1 B_2} + 2\bar{\omega}_{21} \bar{v}_{B_1 B_2}.$$

Обозначим:

$$\bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa_1} = 2\bar{\omega}_{15} \bar{v}_{B_1 B_2}; \quad \bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa_2} = 2\bar{\omega}_{21} \bar{v}_{B_1 B_2}.$$

Тогда

$$\bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa} = \bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa_1} + \bar{\omega}_{B_1 B_2}^{\kappa_2}.$$

Из рис. 111, б и в устанавливаем, что скорость $v_{B_1 B_2}$ перпендикулярна векторам угловых скоростей ω_{15} и ω_{21} . Следовательно:

$$\left. \begin{aligned} \omega_{B_1 B_2}^{\kappa_1} &= 2\omega_{15} v_{B_1 B_2} = 2 \frac{\Delta\alpha_1}{\mu^2} \left(a \operatorname{tg} \varphi \Delta\alpha_1 + \frac{a}{\cos \varphi} \Delta\alpha_2 - \Delta h \right); \\ \omega_{B_1 B_2}^{\kappa_2} &= 2\omega_{21} v_{B_1 B_2} = 2 \frac{\Delta\alpha_1 + \sin \varphi \Delta\alpha_2}{\mu^2 \cos \varphi} \times \\ &\times \left(a \operatorname{tg} \varphi \Delta\alpha_1 + \frac{a}{\cos \varphi} \Delta\alpha_2 - \Delta h \right). \end{aligned} \right\} (106)$$

Ускорение $\omega_{B_1 B_2}^{\kappa_1}$ направлено по звену AB , а ускорение $\omega_{B_1 B_2}^{\kappa_2}$ — перпендикулярно AB в плоскости $хоу$. Нетрудно показать, что в уравнениях (101) ускорения $\omega_{B_1 B_2}^{\kappa}$, $\omega_{B_2 B_1}^{\kappa}$ и $\omega_{B_2 B_3}^{\kappa}$ равны нулю.

Таким образом в этих уравнениях остаются неизвестными ускорения $\omega_{B_1 B_2}$, $\omega_{B_2 B_1}$ и $\omega_{B_2 B_3}$, которые легко определить при построении планов ускорений (см. рис. 111, г).

Выразим ускорение $\omega_{B_1 B_2}$ в аналитической форме. Спроектируем векторные уравнения (101) на направление ускорения $\omega_{B_1 B_2}^{\kappa_2}$. Из планов ускорения найдем

$$\omega_{B_1 B_2}^{\kappa_1} \cos \varphi + \omega_{B_1 B_2} \cos \varphi = \omega_{B_1 B_2}^{\kappa_2}.$$

Подставляя значения ускорений $\omega_{B_1 B_2}^{\kappa_1}$ и $\omega_{B_1 B_2}^{\kappa_2}$, после преобразований получим

$$\begin{aligned} \omega_{B_1 B_2} &= \frac{2}{\mu^2 \cos^2 \varphi} \left[\frac{1}{2} a (1 + \sin^2 \varphi) \operatorname{tg} \varphi \Delta\alpha_1^2 + a \operatorname{tg} \varphi \Delta\alpha_2^2 + \right. \\ &\left. + \frac{a(1 + \sin^2 \varphi)}{\cos \varphi} \Delta\alpha_1 \Delta\alpha_2 - \Delta h \Delta\alpha_1 - \sin \varphi \Delta h \Delta\alpha_2 \right] \end{aligned} \quad (107)$$

Определив скорости и ускорения в преобразованном механизме, можно теперь, используя уравнение (88), составить выражения для определения положений и перемещений точек и звеньев исследуемого кулисно-ползунного механизма.

Так, для определения положения ползуна 3 в уравнение (88) следует подставить значения:

$$s_0 = s_{OB} = a \operatorname{tg} \varphi; \quad v_{\Pi} = v_{B_1 B_2} = 0$$

и

$$\omega_{\Pi} = -\omega_{B_1 B_2}.$$

Ускорение $\omega_{B_1 B_2}$ следует взять со знаком минус, так как оно по направлению противоположно положительному направлению изменения расстояния s_B .

Тогда, после подстановки значений составляющих в уравнение (88) получим

$$s_B = a \operatorname{tg} \varphi - \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left[\frac{1}{2} a (1 + \sin^2 \varphi) \operatorname{tg} \varphi \Delta \alpha_1^2 + a \operatorname{tg} \varphi \Delta \alpha_2^2 + \right. \\ \left. + \frac{a (1 + \sin^2 \varphi)}{\cos \varphi} \Delta \alpha_1 \Delta \alpha_2 - \Delta h \Delta \alpha_1 - \sin \varphi \Delta h \Delta \alpha_2 \right]. \quad (108)$$

Очевидно, что скорости и ускорения ползуна можно найти последовательным дифференцированием по времени уравнения (108).

При определении смещения s_{23} крестовины 2 относительно ползуна 3 в уравнении (88) следует принять:

$$s_0 = 0; v_{II} = v_{B_1 B_2} \text{ и } \omega_{II} = \omega_{B_1 B_2}.$$

Так как ускорение $\omega_{B_1 B_2}$ получилось равным нулю, то, подставляя в уравнение (88) значение скорости $v_{B_1 B_2}$ из уравнения (100), найдем

$$s_{23} = a \operatorname{tg} \varphi \Delta \alpha_1 + \frac{a}{\cos \varphi} \Delta \alpha_2 - \Delta h. \quad (109)$$

В табл. 5 приведены значения отклонения положения ползуна $\Delta s_B = s_B - s_{0B}$ и смещения крестовины S_{23} в зависимости от ве-

Таблица 5

Результаты расчетов

$\Delta \alpha_1 = \Delta \alpha_2$	Δs_B в мм	$\delta s_B = \frac{\Delta s_B}{4s_{0B}} 100\%$	мм
0°10'	0,005	0,001	1,008
0°20'	0,021	0,005	2,015
0°30'	0,048	0,011	3,023
1°	0,193	0,042	6,046
2°	0,774	0,167	12,092
3°	1,741	0,372	18,139
4°	3,096	0,670	24,185

личины перекосов $\Delta \alpha_1$ и $\Delta \alpha_2$. Расчеты по уравнениям (108) и (109) произведены при значениях $\varphi = 30^\circ$, $a = 200$ мм и $\Delta h = 0$.

Как видно из таблицы, максимальная ошибка положения ползуна при отклонении механизма от плоскостности до 3° составляет менее 0,5% от полного хода ползуна при повороте кулисы в пределах $\varphi = \pm 30^\circ$. В то же время перемещение крестовины относительно ползуна, оцениваемое через смещение крестовины s_{23} , сравнительно велико. Поэтому при больших перекосах возникает опасность заклинивания механизма.

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТЬ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМОВ

§ 42. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Необходимость учета влияния сил трения на самоустанавливаемость звеньев механизмов диктуют следующие соображения:

силы трения могут устранить часть подвижностей кинематических пар механизма, который будучи выполненным по структурной схеме без избыточных связей в действительности может оказаться статически неопределимым;

силы трения могут вызывать добавочные напряжения и деформации;

силы трения влияют на точность самоустанавливаемости звеньев, что иногда является решающим;

многие механизмы имеют по несколько статически определимых структурных схем, в которых сопротивления самоустанавливаемости различны; их приходится учитывать для выбора наилучшей структурной схемы;

величины сопротивлений самоустанавливаемости могут иметь решающее значение при выборе конструкций кинематических пар.

Для того чтобы можно было оценить величину сопротивлений самоустанавливаемости звеньев конкретных механизмов, проведем расчет этих сопротивлений для наиболее широко распространенных в практике конструирования машин кинематических пар с несколькими подвижностями в зависимости от скоростей основного относительного движения звеньев и движения их самоустанавливаемости.

Приведенные выше формулы пригодны для случаев полужидкостного, полусухого и сухого трения. Однако во многих механизмах скорости относительного движения звеньев пар сравнительно невелики, а реакции в парах значительные и очень часто переменные по величине и направлению. В таких условиях элементы даже кинематических пар с поверхностным контактом звеньев работают в режиме полужидкостного или полусухого трения. В тех же условиях работают элементы кинематических пар

всех механизмов в момент пуска, когда условия самоустанавливаемости их звеньев очень тяжелые. Наконец, в настоящее время для изготовления трущихся элементов пар широко внедряют новые синтетические материалы, обеспечивающие нормальную работу механизмов при слабой смазке или вообще без нее.

В приводимой ниже теории не учтена зависимость коэффициента трения от скорости и удельного давления. Поэтому, при строгом подходе, она пригодна только для полусухого трения. Однако практически скорость самоустанавливаемости незначительна по сравнению со скоростью скольжения в кинематической паре. Следовательно, самоустанавливаемость не может существенно изменить режим работы пары, т. е. коэффициент трения, и приводимую теорию приближенно можно применить ко всем видам трения.

§ 43. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПАРЫ

Цилиндрическая пара имеет две подвижности: поступательную — вдоль оси пары со скоростью v_n и вращательную — вокруг этой оси с угловой скоростью ω . Тогда полная скорость относительного скольжения контактирующих элементов пары

$$v = \sqrt{(\omega R)^2 + (v_n)^2}, \quad (110)$$

где R — номинальный радиус шипа.

На отдельных участках контакта элементов пары векторы элементарных сил трения $d\bar{F}$ направлены противоположно вектору \bar{v} . Исходя из этих условий можно определить сопротивления поступательному и вращательному относительным движениям звеньев.

Для случая неприработавшейся пары с зазором, когда контакт звеньев можно считать линейным, полная сила трения

$$F = Q \frac{f}{\sqrt{1+f^2}},$$

где Q — нагрузка на шип;

f — коэффициент трения шипа и вкладыша.

При $f = 0,2$; $\sqrt{1+f^2} = 1,02$. Поэтому здесь и в дальнейшем пренебрегаем величиной f^2 .

Тогда соответственно сопротивления поступательному движению и вращению:

$$F_n = Qf \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}; \quad (111)$$

$$F_s = Qf \frac{\omega R}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}. \quad (112)$$

Для случая приработавшейся пары (считая износ вкладыша в направлении равнодействующей нормальных реакций величиной постоянной) обозначим угол обхвата шипа вкладышем через $2\varphi_0$. Тогда величины сопротивлений поступательному движению и вращению, полученные интегрированием соответственных уравнений, равны:

$$F_n = Qf \frac{2 \sin \varphi_0}{\varphi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_0} \cdot \frac{v_n}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}; \quad (113)$$

$$F_s = Qf \frac{2 \sin \varphi_0}{\varphi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_0} \cdot \frac{\omega R}{\sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}. \quad (114)$$

При $2\varphi_0 = \pi$:

$$F_n = Qf \frac{4\omega R}{\pi \sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}; \quad (115)$$

$$F_s = Qf \frac{4v_n}{\pi \sqrt{\omega^2 R^2 + v_n^2}}. \quad (116)$$

Цилиндрическая пара в статически определимых механизмах может выполнять функции вращательной или поступательной пары. Основным при этом является вращение или поступательное относительное движение звеньев, а движением самоустановки — соответственно поступательное движение или вращение.

Если звенья этой пары самоустанавливаются за счет поступательного движения, то сопротивление самоустанавливаемости от сил трения равно соответствующей составляющей силы трения, т. е.

$$F_c = F_n. \quad (117)$$

Если движением самоустанавливаемости является вращение, то момент сопротивления сил трения

$$M_c = F_s R. \quad (118)$$

Заметим, что приведенные здесь выражения (111)—(116) являются наиболее общими для сил трения в цилиндрической паре. Из них при подстановке $v_n = 0$ или $\omega = 0$ можно получить известные формулы для трения в цилиндрической вращательной или поступательной паре.

§ 44. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ПЛОСКОСТНОЙ ПАРЫ [36]

С л у ч а й I. Основное относительное движение звеньев — поступательное со скоростью \bar{v}_0 , движение самоустанавливаемости — поступательное со скоростью \bar{v}_c , перпендикулярное основному (рис. 112, а). При симметричном распределении давлений на поверхности контакта ползуна и плоскости относительно геометрической оси ползуна O , равнодействующую F сил трения можно считать приложенной в этом центре. Тогда, из подобия заштрихо-

ванных треугольников находим, что сила сопротивления движению самоустанавливаемости ползуна

$$F = Nf \frac{v_c}{\sqrt{v_0^2 + v_c^2}}, \quad (119)$$

где N — нормальная нагрузка на ползун.

С л у ч а й II. Основное движение звеньев — поступательное со скоростью v_0 ; движение самоустанавливаемости — вращение

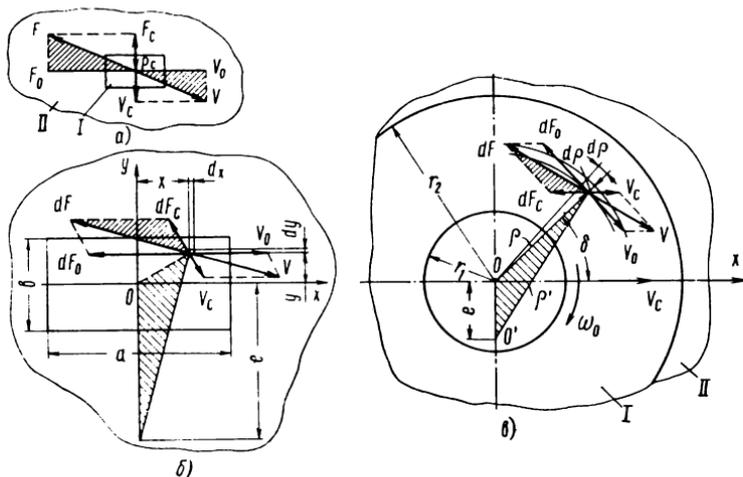


Рис. 112. Силы трения и скорости:

a — при линейной самоустанавливаемости прямолинейно движущейся плоской пары; $б$ — при угловой самоустанавливаемости прямолинейно движущейся плоской пары; — $в$ при линейной самоустанавливаемости вращающейся плоской пары

вокруг геометрического центра ползуна O с угловой скоростью ω . В этом случае момент M_c сопротивления самоустанавливаемости равен сумме всех элементарных моментов dM_c сил dF_c , действующих на элементарных площадках $ds = dx dy$ в направлениях, противоположных окружным скоростям самоустанавливания этих площадок (рис. 112, б), т. е.

$$M_c = \int \int_s dM_c.$$

Определив величину dM_c из подобия заштрихованных треугольников, получим

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{x^2 + y^2}{\sqrt{x^2 + (y+e)^2}} dx dy, \quad (120)$$

где a и b — геометрические размеры рабочей поверхности ползуна;

x и y — координаты элементарной площадки контакта;

$e = \frac{v_0}{\omega_c}$ — расстояние мгновенного центра вращения O' ползуна от его геометрического центра O .

Выражение (120) позволяет определить момент M_c сопротивления самоустанавливаемости ползуна для случая равномерного распределения нормальных удельных давлений по всей поверхности контакта ползуна и опорной плоскости. Для других законов распределения этих давлений можно составить аналогичные выражения.

Интеграл, вошедший в эту формулу, нельзя выразить в элементарных функциях. Для малых значений ω_c приближенно можно считать, что

$$\sqrt{x^2 + (y + e)^2} \approx y + e. \quad (121)$$

Тогда

$$M_c = \frac{Nf}{ab} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{x^2 + y^2}{y + e} dx dy$$

или

$$M_c = \frac{Nf}{b} \left[\left(\frac{a^2}{12} + e^2 \right) \ln \frac{2e + b}{2e - b} - be \right]. \quad (122)$$

С л у ч а й III. Основное движение — вращательное с угловой скоростью ω_0 ; движение самоустанавливаемости — поступательное со скоростью v_c .

Обозначим:

dF — полная сила трения на элементарной площадке;

$e = \frac{v_c}{\omega_0}$ — расстояние между центром O основного вращения пяты и центром мгновенного вращения O' ;

q — удельное давление на поверхности пяты;

q' — радиус мгновенного вращения элементарной площадки;

q — радиус основного вращения площадки;

δ — угловая координата площадки.

В этом случае пару обычно выполняют в виде кольцевой пяты, опертой на плоскость. Сила F_c сопротивления самоустанавливаемости пяты равна сумме всех элементарных сил dF_c , действующих на элементарных площадках $ds = q dq d\varphi$ в направлениях, противоположных скорости самоустанавливания (см. рис. 112, в), т. е.

$$F_c = \int_s \int_s dF_c.$$

Из подобия заштрихованных треугольников

$$dF_c = dF \frac{e}{e'}.$$

Но

$$dF = qf ds = qf \varrho d\varrho d\delta$$

и

$$dF_c = qfe \frac{\varrho}{\varrho'} d\varrho d\delta.$$

В общем виде решение невозможно выразить в элементарных функциях. Однако для малых значений v_c приближенно можно принять $\varrho' = \varrho$.

Тогда

$$F_c = fe \int_s \int q d\varrho d\delta.$$

В новой пяте удельные нормальные давления распределяются равномерно по всей поверхности контакта и равны

$$q = \frac{N}{\pi (r_2^2 - r_1^2)}. \quad (123)$$

Для приработавшейся пяты

$$q = \frac{N}{2\pi (r_2 - r_1) \varrho}. \quad (124)$$

С учетом этих выражений для новой пяты

$$F_c = \frac{Nfe}{\pi (r_2^2 - r_1^2)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} d\varrho d\delta$$

или

$$F_c = \frac{2Nfe}{r_2 + r_1} = \frac{2Nfv_c}{(r_2 + r_1) \omega_0}. \quad (125)$$

Для приработавшейся пяты

$$F_c = \frac{Nfe}{2\pi (r_2 - r_1)} \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} \frac{d\varrho d\delta}{\varrho}$$

или

$$F_c = \frac{Nfe \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2 - r_1} = \frac{Nf \ln \frac{r_2}{r_1}}{r_2 - r_1} \cdot \frac{v_c}{\omega_0}, \quad (126)$$

где r_1 и r_2 — соответственно внутренний и наружный радиусы кольцевой пяты.

§ 45. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНАВЛИВАЕМОСТИ ШАРОВОЙ ПАРЫ

Шаровая пара допускает три относительных вращения соединяемых ею звеньев. Поэтому как основное относительное движение ее звеньев, так и движение самоустанавливаемости всегда будет вращение соответственно с угловыми скоростями ω_0 и ω_c , причем оси этих вращений обычно взаимно перпендикулярны.

Величина полной относительной угловой скорости

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}.$$

Так как вектор момента трения \bar{M} противоположен вектору $\bar{\omega}$, то, разлагая его на направления векторов $\bar{\omega}_0$ и $\bar{\omega}_c$, получим

$$\frac{M_c}{M} = \frac{\omega_c}{\omega}.$$

Откуда

$$M_c = M \frac{\omega_c}{\sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}}. \quad (127)$$

Что касается момента трения M в шаровом шарнире, то в общем случае его нельзя выразить в элементарных функциях. Для решения этой задачи Н. Е. Шамайденко путем аппроксимации подобрал функции, которые дают достаточную для практики точность [36].

Если шаровой шарнир выполнен точнее III класса, т. е. с достаточно малым первоначальным зазором, то можно считать, что после приработки шип и вкладыш контактируют по полусфере ($\alpha = \frac{\pi}{2}$). Распределение удельных давлений по поверхности сферы определяем из условия, что суммарный износ шипа и вкладыша в направлении равнодействующей нормальных реакций является величиной постоянной.

Тогда момент трения

$$M = \frac{8}{\pi(3 + \cos 2\gamma)} QRf, \quad (128)$$

где γ — угол между передаваемой силой и осью вращения.

Звенья приработавшегося шарового шарнира, выполненного не точнее III класса, могут контактировать по поверхности сферического сегмента с центральным углом 120°

Тогда момент трения

$$M = \frac{5,62}{\pi(2,5 + \cos 2\gamma)} QRf. \quad (129)$$

Наиболее распространенными видами шарового шарнира являются шаровые пяты и цапфа. Задачу о трении в шаровом шарнире для этих частных случаев можно решить более точно.

Шаровой шарнир работает как пята в том случае, когда угол между направлением действия нагрузки на шип и осью вращения шипа равен нулю.

Сферическую пята обычно выполняют в виде шайбы так, что рабочей является поверхность сферического пояса с большим телесным углом α_0 и меньшим α_1 . Поэтому для приработавшейся пята момент трения

$$M = \frac{QRf(\sin^2 \alpha_0 - \sin^2 \alpha_1)}{\alpha_0 - \alpha_1 + \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_1)}. \quad (130)$$

В случае контакта шипа и вкладыша по полусфере с $\alpha_0 = \frac{\pi}{2}$ и $\alpha_1 = 0$

$$M = \frac{2}{\pi} QRf. \quad (131)$$

Если сферический шарнир работает как цапфа, то $\gamma = \frac{\pi}{2}$ и вкладыш чаще всего выполняют в виде сферического пояса с угловой шириной $2\alpha_0$ и углом обхвата шипа $2\varphi_0$.

$$M = \frac{2 \sin \varphi_0 \left(\alpha_0 + \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right)}{\left(\varphi_0 + \frac{1}{2} \sin 2\varphi_0 \right) \sqrt{\left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right)^2 + (2f \sin \alpha_0)^2}} QRf. \quad (132)$$

Для случая, когда $\varphi_0 = \frac{\pi}{2}$:

$$M = \frac{4 \left(\alpha_0 + \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right) QRf}{\pi \sqrt{\left(\alpha_0 - \frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 \right)^2 + (2f \sin \alpha_0)^2}}. \quad (133)$$

Наконец, при контакте шипа и вкладыша по полусфере

$$M = \frac{4QfR}{\pi \sqrt{1 + \frac{16}{\pi^2} f^2}}. \quad (134)$$

Для определения момента трения в шаровой цапфе с зазором можно воспользоваться соответствующими формулами для момента трения в цилиндрической цапфе [10], а задача о трении в шаровой пята с зазором решена в книге Ф. В. Дроздова.

§ 46. СОПРОТИВЛЕНИЕ САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При конструировании статически определимых механизмов широко используют сферические шарико- и роликоподшипники, выполняющие в этих случаях роль шаровой пары. Перекатывание

тел качения по кольцам нагруженного сферического подшипника качения сопровождается упругим и геометрическим проскальзываниями. Однако целый ряд экспериментально проверенных расчетов показывает, что при наличии уже незначительного геометрического проскальзывания упругим проскальзыванием можно пренебречь. Поскольку ось относительного вращения колец сферического подшипника при самоустанавливаемости обычно перпендикулярна оси их основного относительного движения (оси подшипника), то самоустанавливаемость колец возможна исключительно за счет их проскальзывания по телам качения. Поэтому определение сопротивления самоустанавливаемости сферических подшипников качения сводится к разложению полной силы трения скольжения колец по телам качения на направления геометрического проскальзывания при основном движении и проскальзывания при движении самоустанавливаемости.

Скорость геометрического проскальзывания тела качения по кольцу в основном движении зависит от геометрии тела качения и кольца и относительной скорости вращения внутреннего и наружного колец. Величина последней не зависит от того, в системе какого из колец (внутреннего или наружного) рассматривается движение этого кольца. Величину этой скорости ω_0 всегда легко можно определить инверсией подшипника. Следовательно, при определении геометрического проскальзывания тела качения по кольцу можно считать это кольцо вращающимся с угловой скоростью ω_0 , а второе — неподвижным.

Пусть при неподвижном внутреннем кольце подшипника его наружное кольцо вращается с угловой скоростью ω_0 вокруг геометрической оси O подшипника, перпендикулярной плоскости чертежа, а самоустанавливается с угловой скоростью ω_c поворотом вокруг некоторой оси nn , образующей с вектором радиальной нагрузки на подшипник угол $90^\circ - \gamma$. Два таких вращения можно заменить одним вращением с угловой скоростью

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 + \omega_c^2}. \quad (135)$$

Положение оси этого суммарного вращения найдем поворотом оси O вокруг прямой mm , перпендикулярной прямой, nn на угол φ :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\omega_c}{\omega_0}. \quad (136)$$

Таким образом, в общем случае можно ограничиться рассмотрением движения наружного кольца подшипника с некоторой угловой скоростью ω вокруг оси, повернутой относительно геометрической оси подшипника на некоторый угол φ вокруг прямой mm , которая образует с направлением нагрузки Q на подшипник определенный угол γ . При этом момент трения M_c , стремящийся повернуть кольца подшипника вокруг оси mm , равен моменту сопротивления самоустанавливаемости колец подшипника.

Точно установить этот момент расчетным путем невозможно. Даже приближенное определение его требует большого числа допущений и громоздких выкладок. Момент сопротивления самоустанавливаемости сферических шарико- и роликоподшипников можно определять по формуле

$$M_c = \frac{3QRcf}{4} c \left[(2 - c^2) \ln \frac{1 + \sqrt{1+c^2}}{c} - \frac{1}{1+c^2} \right]. \quad (137)$$

Величина c здесь равна:
для шарикоподшипников

$$c \approx 1050 \operatorname{tg} \varphi \sqrt[3]{\frac{d_{ш}^4 z^2}{Q^2 \cos \beta}}; \quad (138)$$

для роликоподшипников

$$c \approx 310 \frac{R_c^2 \operatorname{tg} \varphi}{R_c - d_p} \sqrt[3]{\frac{z^2 d_p}{Q^2 \cos \beta}}, \quad (139)$$

где R_c — радиус сферы сферического кольца подшипника в $см$;

$d_{ш}$ и d_p — диаметр шарика и ролика в $см$;

z — число шариков или роликов в одном ряду двухрядного подшипника;

2β — центральный угол развала двух рядов тел качения подшипника.

В выражения (138) и (139) значения $d_{ш}$, d_p и R_c необходимо подставлять в $см$, а Q — в $кГ$

Приведенная здесь формула для момента сопротивления самоустанавливаемости сферических подшипников качения проверена экспериментально при исследовании шарикоподшипников 1506 и 1308 и роликоподшипников 3611. Опыты проводили на специальной установке, позволявшей вращать наружное кольцо исследуемого подшипника с угловой скоростью 250 *об/мин* при различных перекосах колец и нагрузках на подшипник. Момент самоустанавливаемости подшипника измеряли на его неподвижном внутреннем кольце посредством динамометра системы Токаря.

При исследованиях установлено, что во время работы подшипника в одних и тех же условиях величина M_c практически не зависит от рода смазки и степени износа подшипника. Экспериментальные значения момента M_c для этих подшипников, как функции угла φ при различных нагрузках на подшипники, показаны на рис. 113 сплошными линиями. Там же пунктирными линиями изображены кривые, рассчитанные по предлагаемой формуле. Коэффициент трения скольжения для шариковых подшипников принят равным 0,08, а для роликовых — 0,07, поскольку здесь больше скорости качения и меньше удельные давления, а следовательно, более благоприятные условия смазки. На участках, где угол φ

находится в пределах 20—30', разница между теоретическими и опытными значениями иногда достигает 25% от опытных значений M_c . Очевидно, это является результатом того, что при малых углах перекосов на конечный результат существенное влияние оказывают неучтенные в теоретических расчетах упругие проскальзывания тел качения. При таких значениях углов перекосов сферические подшипники обычно не применяют, так как в данных условиях успешно работают и однорядные шарикоподшипники.

При дальнейшем увеличении угла φ разница между расчетными и опытными значениями M_c находится в пределах 15% от опытных

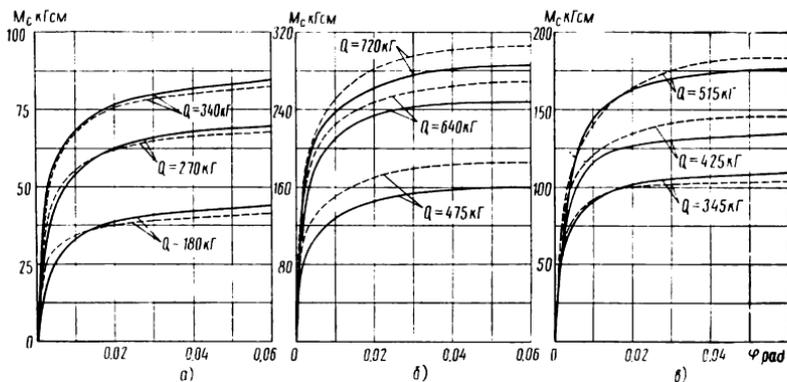


Рис. 113. Момент самоустановки подшипников в зависимости от угла перекоса:

а — для шарикового 1506; *б* — для роликового 3611; *в* — для роликового 1308

значений M_c . Изменением значения коэффициента трения эту разницу можно сократить. Важно то, что расчетные и экспериментальные кривые весьма близки по своему характеру. Таким образом, предлагаемую здесь формулу вполне можно использовать для оценки величины момента самоустанавливаемости M_c различных сферических подшипников качения практически с такой же точностью, с какой обычно ведут все предварительные расчеты механизмов на трение.

Если основным относительным движением звеньев цилиндрической пары является вращение, то вместо нее в статически определенных механизмах можно использовать целый ряд роликоподшипников, допускающих в некоторых пределах осевое относительное перемещение колец. При работе таких подшипников в основном движении тела качения перекатываются по кольцам, в то время как самоустанавливаемость соединяемых звеньев возможна только за счет проскальзывания тел качения по кольцам.

Так как в цилиндрических роликоподшипниках перекатывающиеся детали имеют цилиндрическую форму, то геометрическое проскальзывание здесь отсутствует и качение сопровождается

исключительно упругим проскальзыванием, которое безусловно влияет на величину сопротивления осевому относительному перемещению колец, т. е. на величину сопротивления их самоустанавливаемости. Однако теоретический учет этого влияния связан с исключительными трудностями, поскольку задача об упругом проскальзывании перекатывающихся катков не решена в настоящее время полностью даже при условии отсутствия их бокового проскальзывания.

Для оценки сопротивления самоустанавливаемости колец цилиндрических роликоподшипников (геометрические параметры такого подшипника показаны на рис. 114) можно предложить эмпирические зависимости. При проскальзывании тел качения в осевом направлении по внутреннему кольцу подшипника сопротивление самоустанавливаемости можно считать равным

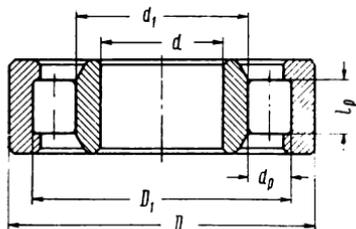


Рис. 114. Размеры подшипника с цилиндрическими роликами

$$F_c = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140v_c}{(D + 3d)(\omega_s - \omega_n)} \right] Q - \frac{5\lambda z (D - d)^2}{64} \right\} \quad (140)$$

Если тела качения проскальзывают по наружному кольцу, то

$$F_c = f \left\{ \left[0,92 + 0,37 \operatorname{arctg} \frac{140v_c}{(3D + d)(\omega_n - \omega_s)} \right] Q - \frac{5\lambda z (D - d)^2}{46} \right\}, \quad (141)$$

- где f — коэффициент трения скольжения тел качения по кольцам подшипника;
 D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника в см;
 ω_n и ω_s — угловые скорости соответственно наружного и внутреннего колец подшипника;
 v_c — скорость самоустановки, т. е. скорость относительного осевого перемещения колец, в см/сек;
 Q — нагрузка на подшипник в кг;
 z — число роликов в подшипнике;
 λ — отношение длины ролика к его диаметру.

Подчеркнем, что эти формулы получены на базе экспериментального исследования сопротивления боковому скольжению перекатывающихся нагруженных катков, но на подшипниках в конечном виде экспериментально не проверены.

Исследование сопротивления боковому скольжению перекатывающихся нагруженных катков показывает, что скольжение в первую очередь зависит от отношения δ скорости скольжения

к суммарной скорости качения катков. Причем, эта зависимость ярко выражена при $\delta < 0,05$. При $\delta > 0,05$ сопротивление боковому скольжению катков изменяется мало и приближается к силе трения скольжения между катками. Поэтому формулами (140) и (141) следует пользоваться только при достаточно малых скоростях самоустанавливаемости колец подшипника. В противных случаях для оценки сопротивления самоустанавливаемости колец цилиндрических роликоподшипников можно пользоваться формулой

$$F_c = fP, \quad (142)$$

где $P \approx 1,46Q$ — арифметическая сумма реакций, приложенных к роликам подшипника при $10 \leq z \leq 20$.

Следует также отметить, что при очень малых нагрузках на подшипники качения сопротивление самоустанавливаемости их колец в большой степени зависит от различных случайных факторов и весьма непостоянно. Поэтому формулами (137), (140) и (141) следует пользоваться только в случаях, когда нагрузка на подшипники составляет не менее 20% их номинальной нагрузки при данных числах оборотов.



ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамов А. К., Державец Ю. А., Пыж О. А. Шевронный планетарный редуктор с двумя плавающими звеньями. «Вестник машиностроения», 1961, № 4.
2. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин. М., Гостехтеориздат, 1953.
3. Арутюнов С. С. О структуре и классификации кинематических пар. Труды Грузинского политехнического института № 2, 1959.
4. Арутюнов С. С. О структуре и классификации кинематических пар и заменяющих их цепей. Труды Грузинского политехнического института. № 9 (80), 1961.
5. Бруевич Н. Г. Точность механизмов. М., Гостехтеориздат, 1946.
6. Грин Ю. А. Планетарно-эвольвентный редуктор с крестовой муфтой качения. Труды Тульского механического института. Вып. 7, 1955.
7. Иванов Б. А. Муфты. «Детали машин» под ред. Н. С. Ачеркана. Кн. II, М., Машгиз, 1953.
8. Ивашков И. И., Бовин Г. М., Меклер А. Г. Тушмалов В. А. Подъемники. М., Машгиз, 1957.
9. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М., Машгиз, 1960.
10. Кожевников С. Н. Теория механизмов. Киев, Машгиз, 1954.
11. Лысов М. И. Карданные механизмы. М., Машгиз, 1945.
12. Матвеев В. В. О конструкции зубчатых механизмов без пассивных связей. «Вестник машиностроения», № 10, 1966.
13. Нистратов А. Ф. Типовые узлы и детали приводных кривошипных машин (прессы). ЭСМ, т. 8, М., Машгиз, 1948.
14. Озол О. Г. Новая структурная формула механизмов и ее теоретическое и практическое значение. Труды Академии с.-х. наук Латвийской ССР. Вып. XI, 1962.
15. Озол О. Г. О новой структурной формуле. Известия вузов. «Машиностроение», № 4, 1964.
16. Поздняков С. Н. Кривошипно-шатунные передачи. «Детали машин», под ред. Н. С. Ачеркана. Кн. I, М., Машгиз, 1953.
17. Решетов Л. Н. Структурные формулы механизмов с гибкими связями. Сб. трудов МВТУ, № 65, 1955.
18. Решетов Л. Н. Конструирование рациональных механизмов. «Вестник машиностроения», 1958, № 5.
19. Решетов Л. Н. Методы конструирования рациональных механизмов. Сб. трудов МВТУ, № 77, 1958.
20. Решетов Л. Н. Пути улучшения пантографов. «Электрическая и тепловая тяга», 1958, № 8.
21. Решетов Л. Н. Рациональные конструкции планетарных механизмов. «Вестник машиностроения», 1960, № 4.
22. Решетов Л. Н. Зубчатые передачи с двумя промежуточными колесами. Известия вузов. «Машиностроение», № 7, 1962.
23. Решетов Л. Н. Ограничения в применении кинематических пар в механизме. «Вестник машиностроения», 1962, № 8.

24. Решетов Л. Н. Структура механизмов с гидравлическими и электрическими связями. Известия вузов «Машиностроение», № 11, 1962.
 25. Решетов Л. Н. Рациональные конструкции многосателлитных механизмов. Известия вузов, № 12, 1962.
 26. Решетов Л. Н. Проектирование направляющих механизмов. Труды семинара по ТММ Академии Наук. Вып. 90, 1962.
 27. Решетов Л. Н. Рациональные конструкции промежуточных колес и сателлитов. «Вестник машиностроения», 1964, № 2.
 28. Решетов Л. Н. Рациональные схемы многократных и замкнутых механизмов. «Вестник машиностроения», 1964, № 10.
 29. Решетов Л. Н. Снижение трудоемкости и повышение надежности машин за счет рациональных схем механизмов. М., НИИМаш, 1965.
 30. Решетов Л. Н. Рациональные схемы зубчатых механизмов. «Теория передач в машинах М.», «Машиностроение», 1966.
 31. Решетов Л. Н. Структурная формула для зубчатых колес. Известия вузов «Машиностроение», 1966.
 32. Фахриев М. А. Исследование кинематики плоских механизмов без пассивных связей. Известия вузов «Машиностроение», № 9, 1964.
 33. Фахриев М. А. Кинетика универсального кардана со сферическими парами. Известия вузов «Машиностроение», № 1, 1966.
 34. Фахриев М. А. Кинематика синусного механизма без пассивных связей. Известия вузов «Машиностроение», № 2, 1966.
 35. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. М., Машгиз, 1960.
 36. Шамайденко Н. Е. Условия самоустанавливаемости звеньев плоскостной пары. Известия вузов «Машиностроение», № 4, 1964.
 37. Шамайденко Н. Е. О применении кинематических соединений взамен кинематических пар при рациональном проектировании механизмов. Известия вузов «Машиностроение», № 6, 1964.
 38. Ястребов В. М. Планетарные передачи ЗК с общим сателлитом. «Вестник машиностроения», 1960, № 3.
 39. A g n a u d o w K. Dipl. Ing. Sofia. «Uber einige Grundbagen des Lastaus gleiches bei Planetengetrieben». Maschienban Technik, 12 (1963), Heft 8.
 40. F r i t s c h F. Wien «Das Zwillings getriebe—eine Neukonstruktion auf den Gebiet der Planetengetriebe», «Osterreichische Ingenier—Zeitschrift», 3 (1960), Haft 3.
 41. F r i t s c h F. Wien «Planetengetriebe», «Osternichische Ingenier—Zeitschrift», 3 (1960), Heft 11.
 42. Мунтеано. «О четырехзвенных механизмах без пассивных связей в смысле Решетова», «Бюл. Ясского политехнического института», 1958 г. т. 4, № 3/4.
 43. Wolkenstein Robert. Ing. Wein. «Zur Frage der konstruktiven Gestaltung von Planetengetrieben». VDI Zeitschrift, 99 (1957), N 25.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Общая теория	5
1. Общие сведения	5
2. Проверка механизмов на избыточные связи	8
3. Определение классов кинематических пар без влияния зазоров на их подвижность	11
4. Определение классов кинематических пар с учетом влияния зазоров на их подвижность	18
5. Выявление особо вредных избыточных связей по плоской или сферической схемам механизма	20
6. Структурная формула для зубчатых механизмов	23
7. Применение кинематических соединений в рациональных механизмах	24
8. Возможные ошибки при выборе структурных схем механизмов	27
Глава II Плоские механизмы с низшими парами (шарнирные)	33
9. Рациональные схемы неподвижных соединений	33
10. Опоры для вращательного движения	41
11. Направляющие для прямолинейного движения	46
12. Клиновые механизмы	53
13. Винтовые механизмы	55
14. Кривошипно-ползунный механизм	60
15. Кривошипно-коромысловый механизм	64
16. Механизм параллельного кривошипа	66
17. Кулисные механизмы	70
18. Трех- и четырехповодковые механизмы	74
19. Центробежные регуляторы	79
20. Механизмы передвижения башенных кранов	86
21. Краны со складывающейся стрелой (портальные)	89
22. Зубчатые передачи грузоподъемных машин	93
23. Рациональные схемы механизмов подъемников (лифтов)	96
Глава III. Пространственные механизмы с низшими парами (шарнирные)	99
24. Механизмы гирационных дробилок	99
25. Шарнирные карданы	102
26. Карданы с высшими парами	115
27. Гибкие карданы	119
28. Локомотивные механизмы	121
29. Механизмы пантографов (токоприемников)	128

