

## ВЛИЯНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ КОЛЕСНО-ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

**О.Т.ШАТМАНОВ, Н.С.БОГУБАЕВ, С.Б.АЛЫГУЛОВ**

*E.mail. ksucta@elcat.kg*

*Бул макалада каз таман дөнгөлөктүү машинелердин механизмдериндеги ашыкча байланыштарды жок кылуу талданат. Экскаватордун механизмдериндеги ашыкча байланыштар аныкталган жана аларды жоюуга ыкмалары келтирилген.*

*В статье анализируется устранение избыточных связей в механизмах колесно-гусеничных машин. Определены избыточные связи в механизме экскаватора и приведен способ их устранения.*

*The elimination of redundancies ties in mechanist of road building machines is analyzered at the article. The redundancies ties in mechanist of dredge are defined ant manhood of elimination in stated.*

Механизм состоит из звеньев, соединенных кинематическими парами. Избыточными (пассивными) связями называют такие связи, устранение которых не увеличивает подвижности механизма. Кинематические пары должны выбираться такими, чтобы механизм был статически определимым (т.е. не имел бы избыточных связей). Такие механизмы получили название самоустанавливающихся.

Число избыточных связей определяют по формуле Малышева:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1,$$

где  $W$  – число обобщенных координат механизма, равное числу степеней свободы;  $n$  – число подвижных звеньев;  $P_5$  – количество кинематических пар 5 класса;  $P_4$  – количество кинематических пар 4 класса;  $P_3$  – количество кинематических пар 3 класса;  $P_2$  – количество кинематических пар 2 класса;  $P_1$  – количество кинематических пар 1 класса;

Класс кинематической пары определяется числом связей (ограничений), накладываемых парой на движение одного звена относительно другого (по И.И.Артаболовскому).

При недостаточной точности изготовления механизма с избыточными связями трение в кинематических парах может сильно увеличиваться и привести к заклиниванию звеньев, поэтому избыточные связи во многих механизмах нежелательны. Однако при передаче больших сил для обеспечения жесткости и прочности системы приходится изготавливать статически неопределимые механизмы с избыточными связями.

В статически неопределимых механизмах необходимо ужесточить допуски, что ведет к их удорожанию и не всегда возможно.

Применение механизмов без избыточных связей позволяет получить следующие преимущества:

1) удешевление изготовления и сборки за счет расширения допусков на изготовление;

2) повышение надежности, т.к. статически определимые механизмы нечувствительны к изменению размеров звеньев;

3) уменьшение трения и увеличение КПД, так как отсутствуют натяги;

4) увеличение нагрузочной способности и долговечности за счет самоустанавливаемости звеньев;

5) уменьшение габаритов, так, в строительно-дорожных машинах применение самоустанавливающейся шестерни с длиной зуба 32,5 модуля позволило разместить редуктор внутри ротора экскаватора;

6) уменьшение напряжения материала звеньев, т.е. увеличение их нагрузочной способности;

7) уменьшение числа кинематических пар (в некоторых случаях);

8) устранение перекосов, так в двигателях внутреннего сгорания за счет устранения перекоса поршня улучшается герметичность, легкость хода и экономичность двигателя.

Большой вклад в разработку рациональных механизмов без избыточных связей внес Л.Н.Решетов, а впервые этим вопросом стали заниматься с 30-х годов прошлого столетия. В настоящее время многие заводы перешли на самоустанавливающиеся механизмы; например, в редукторах зерновых комбайнов «Нива», «Колос», «Енисей».

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

Рассмотрим четырехшарнирный механизм с парами пятого класса (рис. 1, а). Количество избыточных связей:  $q=1-6\cdot3+5\cdot4$ .

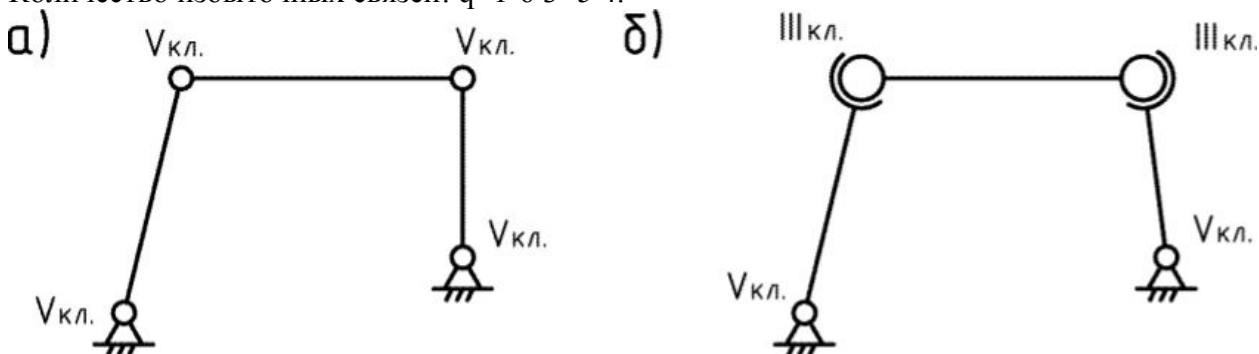


Рис. 1. Четырехшарнирный механизм:  
а) с парами пятого класса; б) рулевое управление автомобиля

Конструкция (рис. 1, а) применялась в приводах и была очень трудоемкой в изготовлении и эксплуатации. Для создания статически определимого механизма были заменены две кинематические пары 5-го класса у шатуна на шаровые 3-го класса (рис. 1, б). Такой механизм применяют во всех автомобилях в рулевой трапеции и передней подвеске автомобилей «Жигули» и «Москвич». Степень подвижности механизма  $W=2$  (рис. 1, б), вторая подвижность – безвредное вращение шатуна вокруг своей оси.

Кривошипно-ползунный механизмы нашли широкое применение в двигателях внутреннего сгорания, паровозах, паровых машинах и т.д.

Классическая схема кривошипно-ползунного механизма с парами 5-го класса (рис. 2, а) имеет число избыточных связей  $q=1-6\cdot3+5\cdot4=3$ .

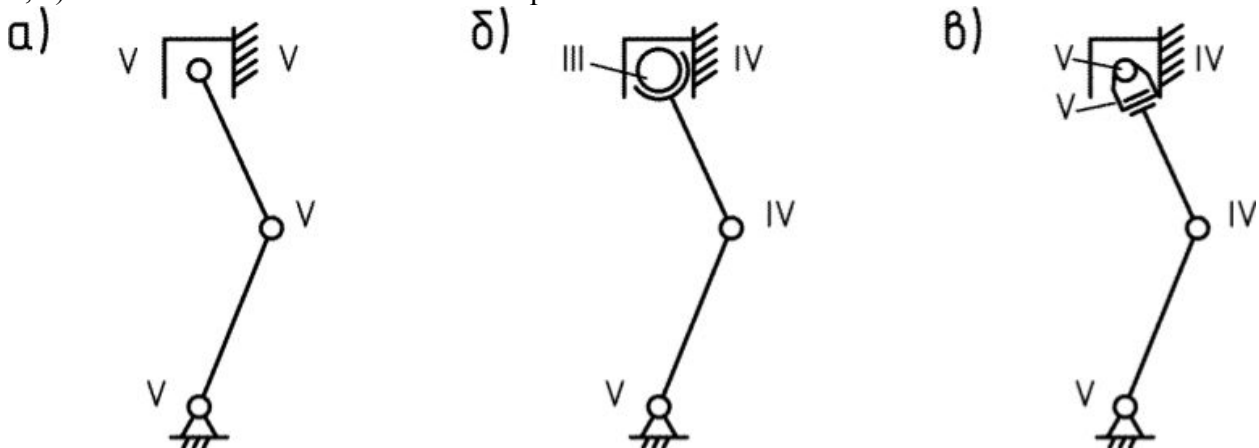


Рис. 2. Кривошипно-ползунный механизм:  
а)  $q=3$ ; б)  $q=0$ ; в)  $q=0$

Механизм (рис. 2, б) с двумя парами 4-го класса, с одной сферической с числом избыточных связей  $q=0$  применяется в двигателях внутреннего сгорания с запальным шаром (нефтянках). В некоторых случаях сферическую пару заменяют двумя парами 5-го класса (рис. 2, в). Такая конструкция улучшает запуск механизма, уменьшает износ поршневых колец и втулок цилиндров.

Устранение избыточных связей в механизмах прокатных станов позволило увеличить точность проката.

Рассмотрим более сложные схемы механизмов горных машин, состоящих из нескольких структурных групп Ассур.

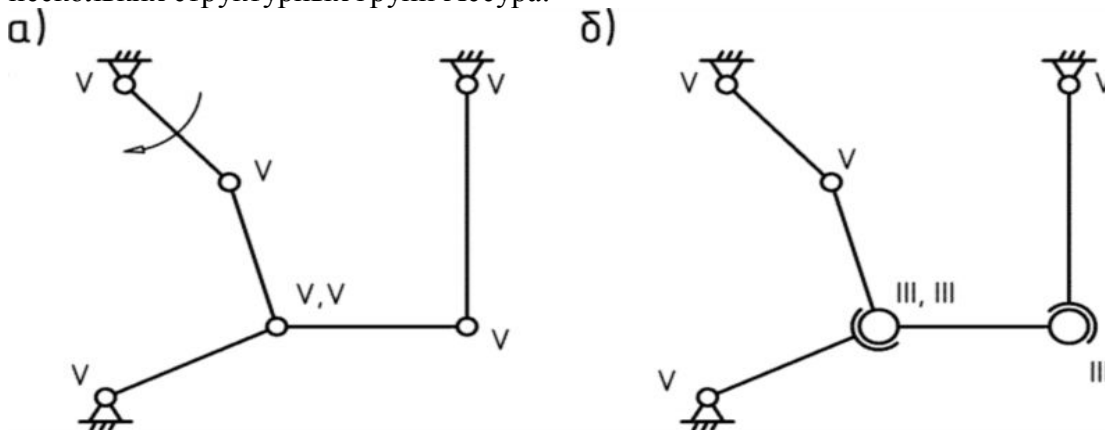


Рис. 3. Щековая камнедробилка:  
а)  $q=6$ ; б)  $q=0$

Например, механизм щековой камнедробилки (рис. 3, а) имеет количество избыточных связей  $q=1-6\cdot 5+5\cdot 7=6$ .

Чтобы сделать конструкцию камнедробилки статически определимой, необходимо заменить 3 вращательные кинематические пары на шатунах на сферические, тогда  $q=1-6\cdot 5+5\cdot 4+3\cdot 3=0$  (рис. 3, б).

Инерционный конвейер (рис. 4, а) имеет число избыточных связей:  $q=1-6\cdot 5+5\cdot 7=6$ .

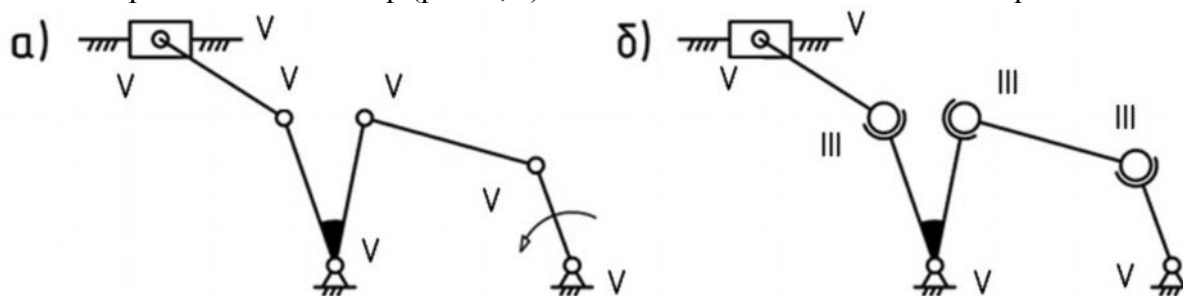


Рис. 4. Инерционный конвейер с постоянным давлением груза на дно желоба:  
а)  $q=6$ ; б)  $q=0$

Заменой трех кинематических пар 5-го класса на три кинематические пары 3-го класса на шатунах получим конвейер без избыточных связей (рис. 4, б), что увеличивает надежность, так как размеры звеньев могут изменяться от просадки фундамента (конвейер устанавливается на фундамент), замены сменных изнашиваемых деталей и остаточных деформаций при авариях. Однако статически определимые механизмы нечувствительны к изменению размеров звеньев и, следовательно, более надежны.

До настоящего времени осталось много механизмов, в которых избыточные связи не устранены, что значительно увеличивает стоимость их изготовления, усложняет сборку, увеличивает трение, уменьшает КПД, повышает напряжение материала, уменьшает долговечность.

Рассмотрим случаи с точки зрения практического применения теории устранения избыточных связей в механизмах колесно-гусеничных машин.

Интересна ситуация с простейшим шарнирно-рычажным механизмом, применяемым во многих строительно-дорожных машинах, таких как грузоподъемные краны, одноковшовые экскаваторы, фронтальные погрузчики, трубоукладчики и т.п. Это узел соединения стрелы машины с ее остовом. Как правило, этот узел выполняется в виде двух цилиндрических шарниров типа втулка-палец. Вместо пяти минимально необходимых связей эти два шарнира накладывают на звенья механизма не менее девяти связей, а если конструкция предполагает восприятие осевой нагрузки обоими шарнирами, то и все десять. Все это приводило до задиров на зеркальных поверхностях штока и гильзы, а иногда и до погнутых или сломанных штоков. Если использовать подшипники с дополнительной подвижностью, то эти проблемы можно решить. Такие же подшипники давно следовало бы поставить и в рассматриваемых шарнирах стрелы и других звеньев рабочего оборудования.

Эта простая мера обеспечит во всех случаях контакт сопрягаемых деталей по всей номинальной площади, нормальную сборку, а высокая долговечность шарниров будет обеспечена, кроме прочего, тем, что в них будут не миллиметровые исходные зазоры, а оптимальные посадки, применяемые для подшипников скольжения. Только нужно отказаться от обычно практикующихся попыток распределить осевую нагрузку между двумя шарнирами. При этом нет необходимости в применении дорогостоящих технологий. Достаточно точность взаимного положения шарниров, которая получается при механической обработке посадочных мест в отдельных деталях на обычном универсальном станочном оборудовании с последующей их приваркой по кондуктору к крупногабаритным металлоконструкциям.

Рассмотрим возможный вариант такого решения на примере узла крепления пяты стрелы экскаватора, которая упрощенно показана на рис. 5.

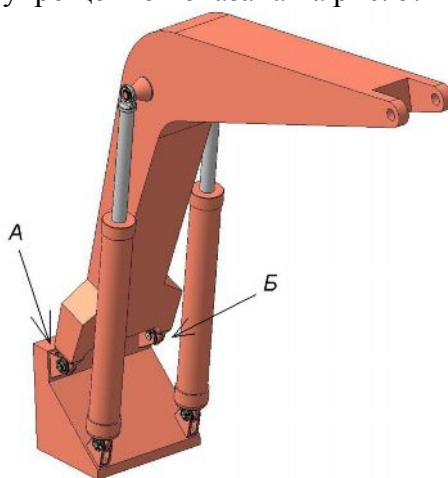


Рис. 5. Стрела экскаватора

Стрела опирается на шарниры А и Б, конструкция которых выполнена на базе шарнирных подшипников типа ШС45 с динамической грузоподъемностью 368 кН каждый. Основная нагрузка, действующая на стрелу, распределяется поровну между двумя шарнирами. Осевую нагрузку воспринимает только шарнир А, чем обусловлена его более сложная конструкция. Можно было бы скопировать типичную конструкцию шарнира, применяемую для гидроцилиндров. Но у нее есть один недостаток. Наружное кольцо подшипника в проушине гидроцилиндра обычно крепится в осевом направлении двумя пружинными стопорными кольцами. При этом получается довольно большой габарит проушины в осевом направлении. Отсюда и увеличенное расстояние от центра шарнира до опорных точек его оси и повышенная изгибная нагрузка на эту ось. На

рисунках показаны проушины, выполняемые из литых или штампованных заготовок, но они могут быть и сварными.

Не показаны каналы для смазки. Их расположение зависит от конструкции конкретной модели выбранного подшипника. Кроме того, здесь возможна и установка выпускаемых промышленностью подшипников, не требующих смазки, которые, правда, существенно дороже обычных. Такое же решение применимо и для стрел фронтальных погрузчиков, кранов, трубоукладчиков и им подобных машин. На рабочем оборудовании экскаваторов и фронтальных погрузчиков кроме рассмотренных опор стрелы имеется еще несколько шарнирных соединений других частей рабочего оборудования.

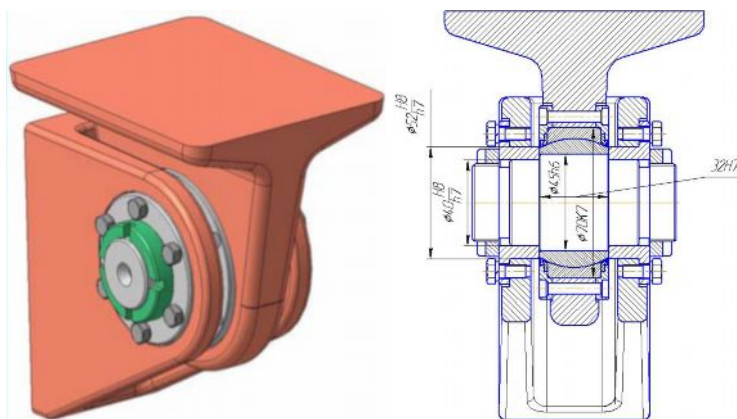


Рис. 6. Шарнир А

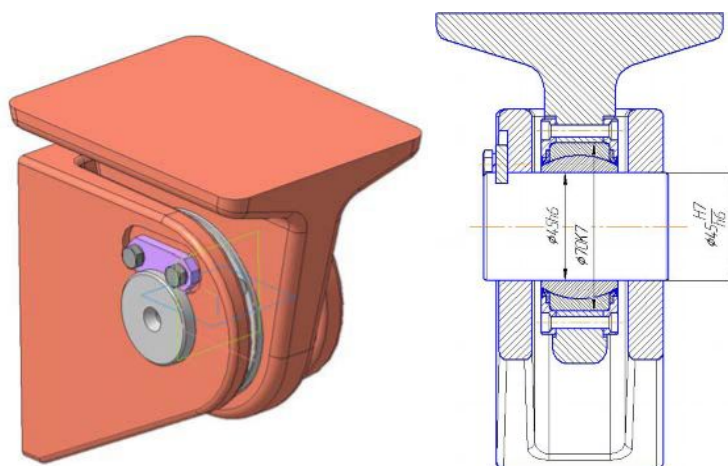


Рис. 7. Шарнир Б

Обычно в них стоят те же цилиндрические шарниры, и далеко не всегда это правильно с точки зрения самоустанавливаемости. С каждым из таких соединений следует разобраться по той же логике, что и для опор стрелы.

### Список литературы

1. Артоболевский И.И. Структура, кинематика и кинестатика многосвязных плоских механизмов. – М.: ГОНТИ, 1939.
2. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машгиз, 1954.
3. Шамадейко Н.Е. О применении кинематических соединений взамен кинематических пар при рациональном проектировании механизмов // Известия вузов. Машиностроение. – 1964. – № 4, 6.

4. Соломин В.В. Новый метод выбора рациональных структурных механизмов // Известия вузов. Машиностроение. – 1966. – № 8. – С. 17-21.
5. Павлова Л.А. Метод графов в структурном анализе пространственных механизмов // Межвузовский сборник «Технология авиастроения», вып.1. – М., 1976.
6. Попов С.А. Проектирование по теории механизмов и механике машин: Учеб.пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1986.
7. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985.
8. Решетов Л.Н. Ограничения в применении кинематических пар для статически определимых механизмов. // Вестник машиностроения. – 1962. – № 8.