

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»
Кафедра теории и основ конструирования машин

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**МАТЕРИАЛЫ
ДЕВЯТОЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

Под редакцией профессора Л.Т. Дворникова
и доцента И.А. Жукова

Новокузнецк
2015

УДК 621.01
О 75

О75 Основы проектирования машин: Материалы Девятой учебно-методической конференции / Под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2015. – 83 с.

Представлены результаты учебно-методической работы преподавателей кафедры теории и основ конструирования машин, выполненные в 2014/2016 учебном году, а также сотрудников других вузов.

Рекомендации, приведенные в материалах сборника, могут быть полезными для преподавателей вузов по дисциплинам механических специальностей.

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Исходные положения теории кинематических цепей	4
Дворников Л.Т., Палкина К.С. Обоснование полного состава двухконтактных кинематических пар второго класса – четырехподвижных	28
Душенова М.А., Садиева А.Э. Кинематическое исследование многоподвижных механизмов с гидравлическими линейными приводами	37
Кокологоева У.У., Садиева А.Э. Особенности кинематического исследования кулачкового механизма со сложным толкателем.....	41
Гудимова Л.Н. Обоснование физических основ теории избыточных связей.....	47
Баклушина И.С. Синтез сложных строительных конструкций в курсе «Статика сооружений».....	57
Дёмин В.М. Общая методика решения прочностных задач при различных видах сопротивления.....	60
Попугаев М.Г. Методы расчета надежности сложных технических систем.....	63
Жуков И.А. Современные критерии присвоения ученых званий	71
Хайдукова Я.А. Реализация профиля «Управление конструкторско-технологическими инновациями» на кафедре ТиОКМ	77
Адамович Н.О. О значении курса теории механизмов и машин в подготовке инженера	80

ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

1⁰. Понятие кинематической цепи широко используется в теории механизмов и машин. Под кинематической цепью понимают систему звеньев, связанных между собой в кинематические пары. Разделяют кинематические цепи на плоские и пространственные, на открытые и закрытые, на простые и сложные. Ниже будут даны пояснения всем этим определениям, а здесь лишь отметим, что до начала ХХІ века именно на приведенной выше классификации заканчивалась в учебной литературе теория кинематических цепей, хотя можно уверенно утверждать, что вся теория механизмов является собственно теорией кинематических цепей, так как механизмом называется кинематическая цепь, которая обладает определенностью движения, т.е. кинематическая цепь есть понятие более широкое, чем механизм.

Обратим внимание, прежде всего, на сложившиеся к настоящему времени в теории механизмов подходы и определения, поясняющие сущность кинематических цепей.

Считается, что определения «кинематическая цепь» как и «кинематическая пара» ввел в науку немецкий ученый Франц Рело, впервые употребивший их в своей книге «Теоретическая кинематика» [1], вышедшей в свет в 1875 году в Брауншвейге. Мы пишем здесь «считается», т.к. собственно словосочетание «кинематическая пара» и «кинематическая цепь» появились на русском языке как перевод из [1] немецких «kinematischen paar» и «kinematischen ketten». Буквально «paar» на немецком означает «пара» в том числе – чета (супружеская), т.е. по-русски «два», «две», а «ketten» - цепь, цепочка, ряд, вереница.

По-видимому, Ф. Рело нашел необходимым соединения двух звеньев механических систем назвать особо, не используя понятия связи, как основополагающего понятия теоретической механики, и тем выделить механические системы – механизмы, машины в самостоятельный раздел механики. И действительно произошло так, что специалисты, изучающие механические системы, стали использовать этот термин, имеющий более узкий смысл, чем связь.

Добавим, что позже, после Ф. Рело, в 1933 году российский ученый А.П. Малышев [2] нашел необходимым понятию «кинематическая пара» дать следующее пояснение, - «Ввиду того, что многие кинематические пары оказываются довольно сложными, с одной стороны, а с другой, принимая во внимание, что звенья могут иметь не только по две, но и более пар, возникает некоторая практическая трудность и возможность спутаться при конструировании их. Чтобы раз и навсегда положить этой путанице конец, нужно принять, что пара есть приспособление, с помощью которого два звена сцепляются друг с другом, как бы сложно это приспособление ни было». Именно это понятие кинематической пары употребляется в современной теории механизмов и машин, хотя оно не может быть признано ни необходимым, ни удачным. В приведенном пояснении Малышева много неточностей, но мы здесь не будем разбирать их все, укажем лишь на слова «нужно принять», что свидетельствует о какой-то условной договоренности, а не основывается на безусловных положениях механики, а также на слово «приспособление», которое чрезвычайно усложняет и, к сожалению, именно запутывает объект рассмотрения. По этому определению лестница, опирающаяся на стену и пол помещения (пусть лестница соскальзывает, чтобы быть системой подвижной) составляет одну кинематическую пару с полом и стеной. Если потребно определить реакцию в кинематической паре, то, что следует принять за эту реакцию? Очевидно, нужно найти реакции в обеих связях – и в точке контакта лестницы со стеной, и в точке контакта лестницы и пола, т.е. иметь в виду, что в этой системе две связи. Сложностей не возникает лишь в том случае, если кинематическая пара односвязная. Но, тогда не ясно, в чем смысл называть связь кинематической парой. Сделаем из этого рассуждения следующий вывод – кинематическая пара, если это определение принимать для использования, может быть одно-, двух- и много – связной. Можно предположить, по какой причине А.П. Малышев был столь категоричен в разъяснении этого понятия. Именно Малышеву принадлежит авторство известной структурной формулы, носящей его имя. Все входящие в его формулу параметры определяются целыми, положительными числами. Чтобы внести в формулу, их прежде необходимо сосчитать. Если число звеньев любой кинематической цепи может быть сосчитано без осложнений, то

число связей при том же числе звеньев может быть различным в силу различной сложности соединений звеньев. Это – то, предположительно, смущало автора формулы, а использование понятия кинематической пары вводило их количество в строгую связь с количеством звеньев («... как бы сложно это приспособление ни было» или иными словами «сколько бы связей ни было между двумя соединяемыми звеньями»). Мы ниже покажем, что такие опасения (в неопределенности результатов расчетов) не были оправданными, но отказываться теперь от понятия кинематической пары считаем нецелесообразным, достаточно лишь каждый раз уточнять число связей в ней.

Что же касается понятия «кинематической цепи», то оно после Рело вошло в теорию механизмов вполне естественно и не вызывало никаких сомнений, чему способствовало важное исследование М. Грюблера [3], появившееся в печати в 1883 г., т.е. через восемь лет после работы Рело.

Упомянутая статья М. Грюблера была опубликована в Лейпциге в журнале «Der Civilingenieur», №29 на немецком языке. Она была озаглавлена как «Allgemeine Eigenschaften der zwanggeäußerten ebenen kinematischen Ketten». Позже это название было переведено на русский язык, как «Общие свойства замкнутых плоских кинематических цепей принудительного движения». Отметим, что полный перевод на русский язык всей статьи М. Грюблера, был опубликован автором настоящей работы в 2011 году [4,5].

Свою статью Грюблер начинает несколькими до настоящего времени важными пояснениями. Он пишет, - «Под кинематической парой понимается любое соединение двух постоянно соприкасающихся звеньев, вследствие которого ограничивается подвижность этих звеньев друг относительно друга» и далее, - «под кинематической цепью понимается такое соединение звеньев посредством кинематических пар, вследствие которого ограничивается подвижность всех звеньев в их относительном движении» Кроме этого, Грюблер вводит еще одно важное добавление, - «соприкасающиеся части звеньев назовем их элементами». Ниже мы будем основываться именно на этих введенных Грюблером понятиях.

Есть полное основание считать, что выполненные Грюблером в работе [3] исследования могут быть названы первыми и

основополагающими в теории структуры кинематических цепей. Достаточно сказать, что после этого исследования появился и до настоящего времени применяется термин «цепи Грюблера», при этом имеется в виду, что речь идет о кинематических цепях.

2⁰. Рассмотрим аналитическую основу исследования Грюблера. Чтобы обосновать некоторый общий подход к проблеме построения любых кинематических цепей, Грюблер находит необходимым ввести в рассмотрение всего два параметра, а именно – n – число используемых в цепи звеньев и p – число их кинематических пар, т.е. все сколь угодно сложные кинематические цепи включают в свой состав лишь звенья (n) и кинематические пары (p), посредством которых звенья соединяются между собой. При этом ставится задача найти независимые друг от друга уравнения, аналитически определяющие названные параметры. За самое простое звено цепей Грюблер принимает двухпарное, т.е. такое, которое может входить в кинематические пары через два элемента, т.е. с двумя присоединяемыми звеньями. Такие звенья им обозначены, как звенья n_2 . Более сложными звеньями принимаются – трехпарные (n_3), четырехпарные (n_4), пятипарные (n_5) и т.д. Имея набор таких звеньев (рисунок 1) и соединяя их между собой, можно создавать разнообразные кинематические цепи.

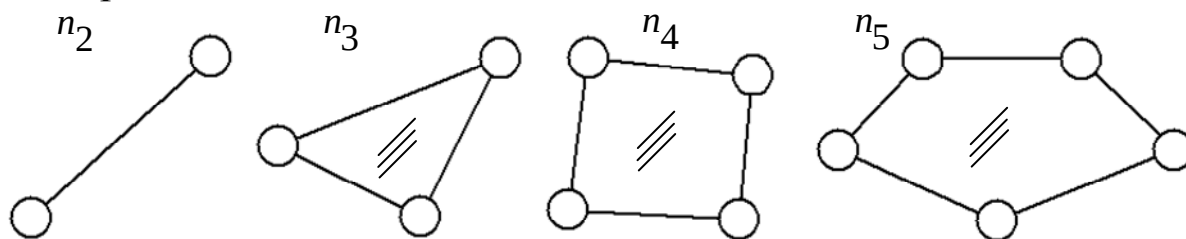


Рисунок 1 – Разнопарные (двух-, трех-, четырех-, пятипарные) звенья кинематических цепей по Грюблеру

Именно так и поступал Грюблер в работе [3]. При этом им не рассматривался вопрос о том, с какого конкретно звена следует начинать строить цепь. Как бы этот вопрос не решался, очевидным являлось то обстоятельство, что общее число кинематических пар построенной цепи определится зависимостью

$$p = \frac{2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + 5n_5 + \dots}{2}. \quad (1)$$

Очевидность этого результата основывается на том, что каждое, отдельно взятое звено цепи содержит в своем составе две, три, четыре, и т.д. кинематические пары (это коэффициенты в числителе правой части (1)), но каждая пара при этом сосчитывается дважды – в составе предыдущего и последующего звеньев соединяемой цепи, что требует деления правой части (1) на два.

Что же касается общего числа звеньев цепи, то оно может быть подсчитано путем прямого сложения используемых звеньев

$$n = n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + \dots \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) в виде системы

$$\begin{cases} 2p = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + \dots, \\ n = n_2 + n_3 + n_4 + \dots \end{cases} \quad (3)$$

позволили Грюблеру решать некоторые частные задачи синтеза структур цепей. Отметим особо, что это стало возможным благодаря тому, что перед тем, в 1869 г. российским ученым П.Л. Чебышевым было выведено уравнение подвижности плоского шарнирного механизма [5] в виде

$$3m - 2(\nu + p) = 1. \quad (4)$$

В этой формуле у Чебышева были обозначены через m – число подвижных звеньев, движущихся относительно неподвижного звена – стойки, через ν – число шарнирных соединений (кинематических пар) подвижных звеньев со стойкой, а через p – число соединений подвижных звеньев между собой. Ссылаясь на Чебышева, Грюблер формулу (4) преобразовывает к виду

$$3n - 2p = 4. \quad (5)$$

Правомочность этой записи доказывается тем, что рассматриваемые Грюблером цепи являются закрытыми и свободными в плоском пространстве, т.е. в них соединений со стойкой нет ($\nu = 0$) и общее число звеньев n становится равным $n = m + 1$ или $m = n - 1$, т.к. стойка (по Чебышеву) оказывается еще одним подвижным звеном. Подставив в (4) $\nu = 0$ и $m = n - 1$, получим $3(n - 1) + 2p = 1$ или $3n - 2p = 4$, т.е. (5).

Исходя из этого, для свободных в плоскости цепей Грюблер обосновал систему уравнений

$$\begin{cases} 2p = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 \dots, \\ n = n_2 + n_3 + n_4 \dots, \\ 3n - 2p = 4, \end{cases} \quad (6)$$

которая позволила находить свободные замкнутые цепи с параметрами:

- при наиболее сложном звене $n_2 : n_2 = 4, p = 4$ – (рисунок 2, *a*);
- при наиболее сложном звене $n_3 : n_3 = 2, n_2 = 4, p = 7$ – (рисунок 2, *b* и *c*);
- при наиболее сложном звене n_4 : например, $n_4 = 2, n_2 = 6, p = 10$; $n_4 = 1, n_3 = 2, n_2 = 5, p = 10$; $n_4 = 0, n_3 = 4, n_2 = 4, p = 10$ – (рисунок 2, *d*, *e* и *f*).

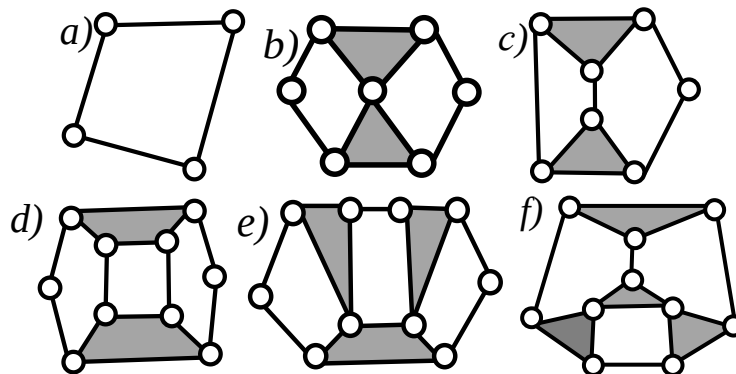


Рисунок 2 – Примеры цепей Грюблера

Сам Грюблер особое внимание обратил на восьмизвенные цепи и построил двенадцать таких цепей (рисунок 3), отличающихся друг от друга сложностью используемых звеньев n_4, n_3, n_2 и их порядком.

Так как цепи Грюблера являются закрытыми, то они не содержат в своем составе свободных кинематических пар и обладают особым свойством, заключающимся в том, что, если одно из звеньев такой цепи (любое) остановить, т.е. превратить в неподвижную стойку, то остальные звенья будут в состоянии определенным образом двигаться в плоскости относительно неподвижного звена, т.е. цепь становится механизмом с подвижностью $W = 1$.

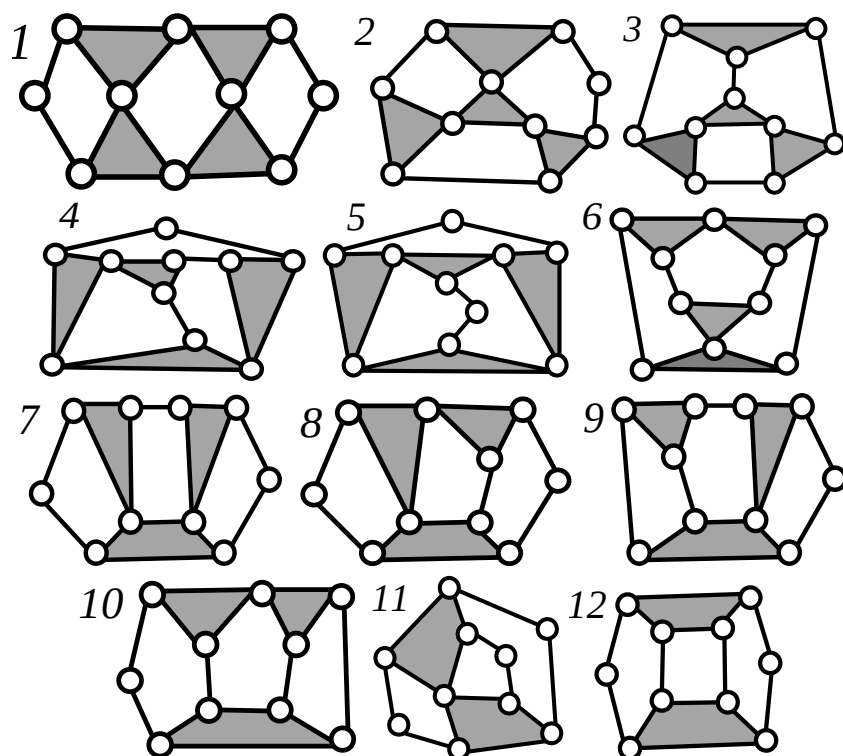


Рисунок 3 – Восьмизвенные цепи, построенные Грюблером

К настоящему времени известны – одна четырехзвенная цепь Грюблера (рисунок 2, *a*), две шестизвенные цепи (рисунок 2, *b* и *c*), а по поводу восьмизвенных цепей, примеры которых показаны на рисунке 2, *d*, *e*, *f* и на рисунке 3, дискуссии (по их числу от 16 и более) продолжаются. Нельзя, правда, не отметить, что в 1998 году профессором Пейсахом Э.Е. была опубликована таблица цепей Грюблера [6] до четырнадцатизвенных включительно. Она приводится здесь как таблица 1.

Таблица 1 – Числа цепей Грюблера по Пейсаху Э.Е. [6]

Число звеньев цепи	Число отличающихся структур цепей Грюблера
4	1
6	2
8	16
10	230
12	6856
14	318162

Однако автор таблицы не дал к ней какого-либо обоснования, чтобы приведенные числа можно было проверить или повторить. Если учесть, что в этой таблице показано число 16 для

восьмизвенных цепей (сам Пейсах Э.Е. достроил к двенадцати цепям Грюблера (рисунок 3) четыре цепи, приведенные на рисунке 4), а их к настоящему времени уже построено 19, (дополнительные три цепи, показанные на рисунке 5, были приведены в статье [7]), то задача о числах десятизвенных и более сложных цепей Грюблера безусловно остается открытой. Из этого факта следует, что примененный Грюблером метод не содержал в своей основе каких-либо принципиально безупречных приемов поиска всего многообразия цепей по заданному числу звеньев в них.

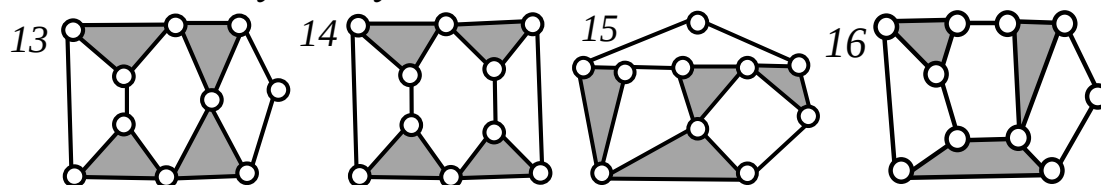


Рисунок 4 – Восьмизвенные цепи Грюблера, приведенные Пейсахом Э.Е. в [6]

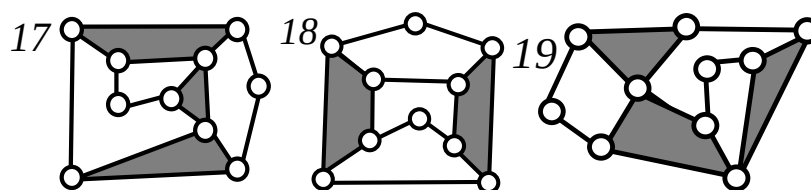


Рисунок 5 – Восьмизвенные цепи Грюблера, приведенные в работе [7]

На это обстоятельство отчасти уже обращал внимание Ассур Л.В. в 1916 г. [8]. Он нашел, что система уравнений Грюблера (6) неопределенна и что по ней «можно составить иногда несколько существенно различных кинематических цепей, иногда же нельзя составить и одной». И далее он пишет, - «таким образом, легко пропустить возможную комбинацию или же бесплодно стремиться осуществить комбинацию фактически невозможную. Относительно же числа возможных комбинаций, соответствующих одной и той же группе решений, метод Грюблера никаких указаний не дает; равным образом, в нем не содержится ничего такого, чем можно было бы воспользоваться для создания классификации механизмов».

Безусловно, такая оценка метода Грюблера известным специалистом в области исследования структуры плоских шарнирных цепей сыграла свою роль и метод Грюблера не получил широкого развития, а имя его, повторим, осталось в теории механизмов в связи

лишь с тем, что из создаваемых им свободных замкнутых цепей стало возможным синтезировать схемы механизмов.

Так, из двух приведенных на рисунке 2, *b* и *c*, шестизвенных цепей Грюблера, которые легко строятся по его методу, можно путем неподвижного фиксирования одного из звеньев (любого), получить пять, а именно из первой – две (*B1* и *B2*), из второй три (*C1*, *C2*, *C3*) отличающихся схем механизмов с одной степенью подвижности (рисунок 6).

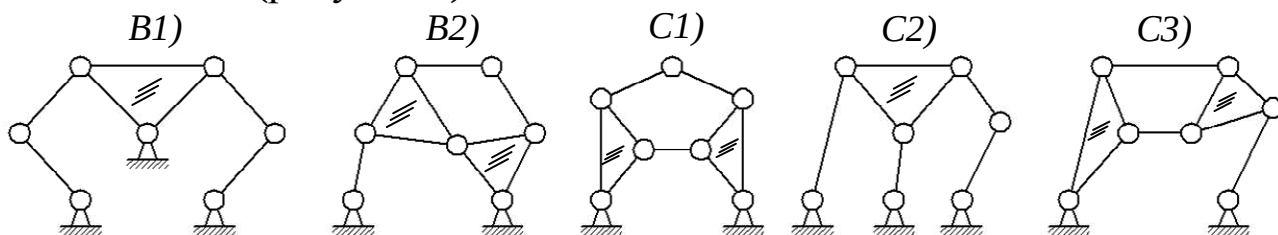


Рисунок 6 –Пять отличающихся схем механизмов, получаемых из двух шестизвенных цепей Грюблера

Если теперь задавать движение разным связанным со стойкой звеньям, то из полученных пяти схем можно создать девять механизмов – по два из схем *B1*, *B2*, *C2* и *C3* и одну из *C1*.

Все эти механизмы широко используются в практике, а потому метод Грюблера оказался весьма востребованным в частности. Подводя итог изложенному, попытаемся дать более общую оценку вклада Грюблера в начатую им теорию кинематических цепей. По этому поводу можно сформулировать следующие четыре положения: во-первых, Грюблер не претендовал на изучение всех возможных к применению в практике цепей, он ограничивался лишь рассмотрением плоских шарнирных, не касаясь цепей пространственных, а тем более связанных во все возможные кинематические пары, кроме шарниров; во-вторых, рассматриваемые им цепи изначально принимались как закрытые – замкнутые, т.е. каждое входящее в цепь звено образовывало как минимум два шарнира с соседними звеньями. Уравнениями Грюблера никак нельзя было описать звено без пар, звено с одной парой, открытую цепь и т.д.; в-третьих, и это было абсолютно новым в подходе к изучению кинематических цепей, он изучал такие цепи, которые не имели связей с неподвижной опорой, а потому обладали полной свободой движения в рассматриваемом плоском пространстве; в-четвертых, он впервые сделал попытку описать кинематические цепи системой двух

независимых уравнений, определяющих отдельно числа звеньев и числа кинематических пар цепей и нашел необходимым связать эти уравнения формулой, описывающей подвижность цепей.

3⁰. К сожалению, идея Грюблера о выводе двух уравнений, определяющих независимо числа звеньев и числа кинематических пар цепей, далее учеными не была развита, а потому задача синтеза структур кинематических цепей оставалась неразрешенной на протяжении более ста лет.

Автор настоящей работы считает, что именно в его исследованиях, опубликованных в 1991 [9] и в 1994 [10] годах эта проблема получила новое толкование и полное решение. Для этого потребовалось ввести ряд новых понятий в теорию структуры кинематических цепей. Объясним основные из них.

В «Терминологии теории механизмов и машин», изданной издательством «Наука» Академии Наук СССР в 1978 г. [11] на четырех языках (русском, английском, немецком и французском), среди других терминов было рекомендовано к использованию понятие «элемент кинематической пары» со следующим его определением: элементом кинематической пары называется «совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару». И это было принято вопреки выше приведенному определению Грюблера – «соприкасающиеся части звеньев назовем их элементами», т.е. по Грюблеру, «элемент», это объект, относящийся конкретно к звену, а в приведенной «Терминологии» [11], это объект, относящийся к кинематической паре. Есть основание предположить, что приведенное в [11] определение элемента кинематической пары на многие годы остановило развитие как теории кинематических пар, так и теории кинематических цепей. Входящее в это определение перечисление «поверхностей, линий и отдельных точек» ставило исследователей в заблуждение, т.к. если поверхности или точки как-то могут быть изучены, то число линий не поддается какому-либо исчислению, их может быть бесконечно много, а из этого выходило, что и число кинематических пар ничем не ограничено. Автору настоящей работы в личной переписке с профессором Левитским Н.И., являвшимся председателем комиссии по терминологии ТММ в Высшей школе СССР, удалось убедить его изъять как не содержащее в себе

физического смысла понятие «элемент кинематической пары» и заменить его на понятие «геометрический элемент звена». В результате стало возможным утверждать, что геометрическим элементом звена является поверхность, а соприкосновение поверхностей может происходить и в точке, и по линии, и по поверхности. Приведенное утверждение позволило автору настоящей работы обосновать общий подход к синтезу кинематических пар [12] и найти их полный состав.

Итак, любое отдельно взятое звено цепи содержит в своем составе кроме собственно тела звена еще и его геометрические элементы. Вообще говоря, звеном может быть названо тело и не имеющее геометрических элементов, но из таких тел нельзя образовать цепь. У звеньев в цепи может быть один элемент, может быть два, три и более. Условимся изображать звенья в цепях следующим образом: если звено не имеет геометрических элементов, его можно показать в виде отрезка прямой линии (рисунок 7, а), если звено с одного конца заканчивается элементом звена (рисунок 7, б), то завершать его будем закрытым полукругом A , если звено с двух сторон завершается геометрическими элементами, то будем показывать его с двумя элементами – закрытыми полукругами A и B (рисунок 7, с). Более сложные звенья могут иметь три (рисунок 7, d), четыре (рисунок 7, e) и т.д. элементов.

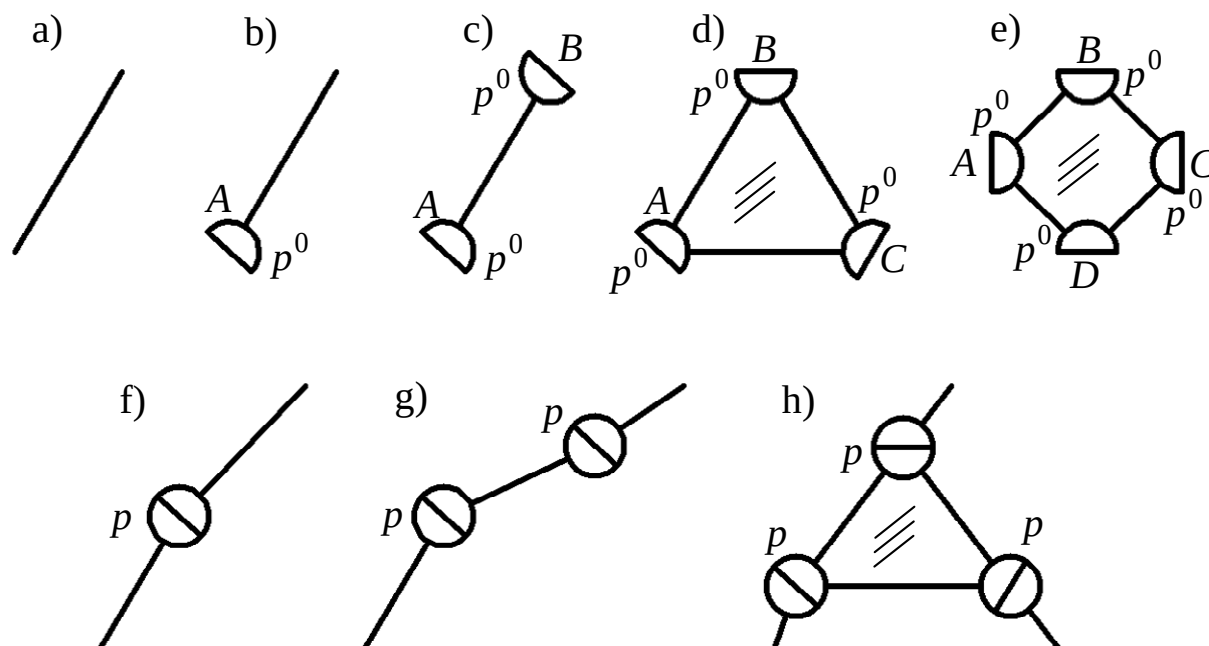


Рисунок 7 – Условные обозначения отдельных звеньев кинематических цепей

Если теперь ввести два звена их геометрическими элементами в соединение, то получим кинематическую пару в виде соприкасающихся полукругов (рисунок 7, *f*). Таким же образом, можно показать соединение в две пары (рисунок 7, *g*), в три пары (рисунок 7, *h*) и т.д. Приведенные здесь пары являются виртуальными в том смысле, что соединяемые ими звенья могут быть сколько угодно подвижными между собой, это значит, что они могут быть образованы через пары p_1 , p_2 , p_3 , p_4 или p_5 , т.е. с одной связью (пятиподвижные), с двумя связями (четыреподвижные), с тремя связями (трехподвижные), с четырьмя связями (двухподвижные) и с пятью связями (одноподвижные).

Открытые пары будем обозначать буквой p с верхним индексом o – p^o , а закрытые буквой p без индексов.

Составим сложную открытую многозвенную кинематическую цепь (рисунок 8), развивая ее от базисного звена 1 (τ). Назовем это звено τ -парным (тау-парным). В зависимости от используемых в нем кинематических пар, оно может называться τ -угольником при рассмотрении плоских цепей или τ -вершинником при рассмотрении цепей пространственных.

К базисному звену последовательно присоединяются более простые по числу кинематических пар звенья, образуя ветви цепи.

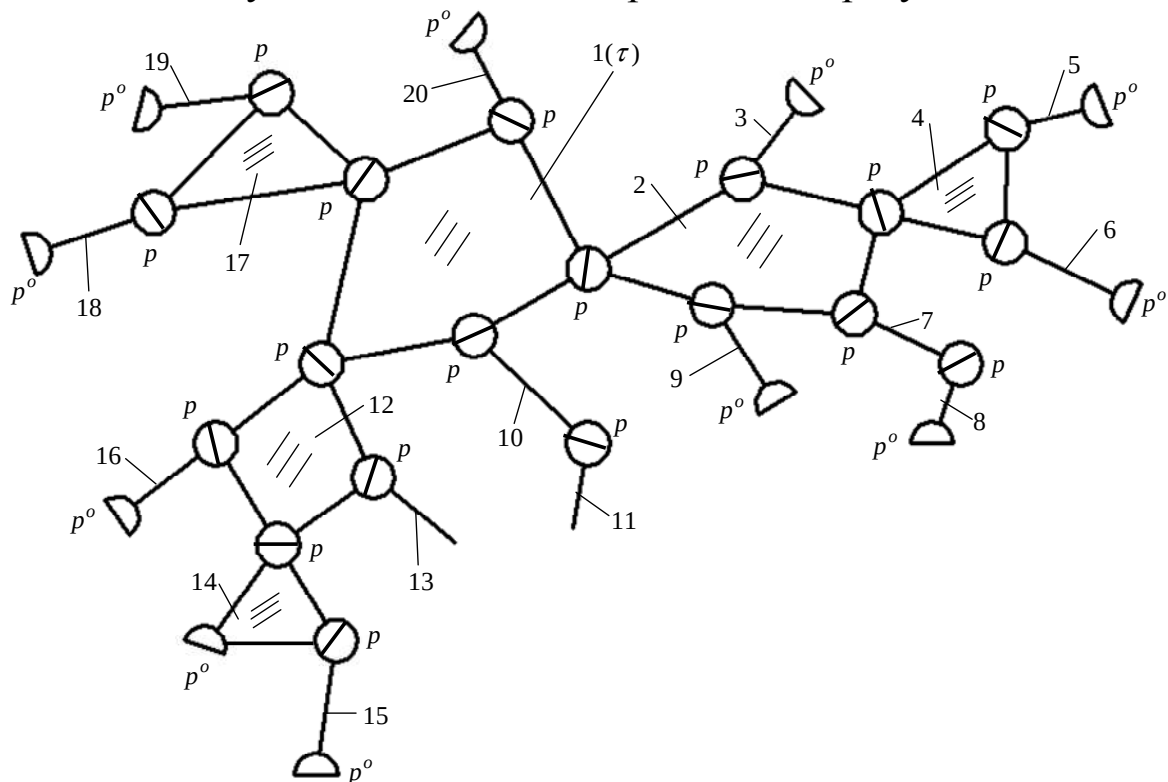


Рисунок 8 – Сложная открытая многозвенная кинематическая цепь

В рассматриваемой частной цепи (рисунок 8) за базисное принято звено пятипарное, с пятью геометрическими элементами, как это показано на рисунке 9, а.

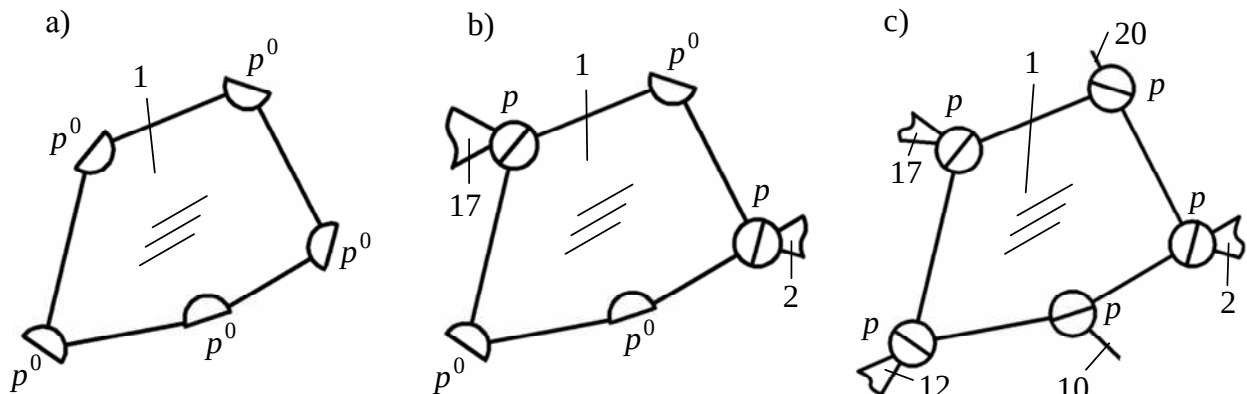


Рисунок 9 – Фрагмент построения звеньев в кинематической цепи

Все геометрические элементы этого базисного звена еще не являются собственно кинематическими парами, оно имеет пять геометрических элементов – открытых пар p^0 , которые станут парами, если в них произойдет соединение с последующими звеньями, т.е. пары станут закрытыми. На рисунке 9, а таких открытых пар пять, т.е. все пары открытые. На рисунке 9, б показано соединение базисного звена 1 со звеньями 2 и 17. Эти пары оказываются закрытыми, т.е. парами p ; на рисунке 9, с все показанные кинематические пары закрыты. Мы делаем эти довольно подробные пояснения в связи с тем, что некоторые ранее опубликованные автором работы не были до конца правильно поняты.

После приведенного пояснения легко изучить всю сложную кинематическую цепь, показанную на рисунке 8. Эта частная цепь содержит в своем составе двадцать звеньев ($n = 20$). Если рассуждать с позиций Грюблера, то эта цепь состоит из двух пятипарных звеньев 1 и 2, одного четырехпарного звена – 12, трех трехпарных звеньев – 4, 14, 17 и двух двухпарных звеньев 7 и 10. Что касается звеньев 3, 5, 6, 8, 9, 15, 16, 18, 19 и 20, то они также двухпарные, однако в них вторые пары остаются открытыми. Открытой парой является и третья пара треугольного звена 14, остальные два звена – 11 и 13 являются однопарными. Они особенны тем, что являются замыкающими ветви цепи, после них нет продолжения ветвей. Описать эту цепь уравнениями (3) Грюблера невозможно.

Обратим внимание на то, что кинематические пары в цепях могут выполняться неодноконтakтными, как это подробно показано в работе [12], т.е. в них могут быть соприкосновения звеньев по двум, трем, четырем и максимально по пяти контактам – геометрическим элементам.

Так, например, в сферической кинематической паре с пальцем наличествуют два контакта – шара с лункой и цилиндрического пальца с плоскостью. Если выполнить звено, оканчивающимся пятью шарами и ввести эти шары в контакты с пятью плоскостями, то получим пятиконтakтную одноподвижную пару.

Изображать такие пары на кинематических схемах следует особым образом, а именно показывая все действительные контакты звеньев. На рисунке 10 приведены соединения двух звеньев 1 и 2 в один контакт (рисунок 10, а), в два контакта (рисунок 10, б), в три контакта (рисунок 10, в), в четыре контакта (рисунок 10, д) и в пять контактов (рисунок 10, е). Любое соединение в шесть контактов есть соединение неподвижное.

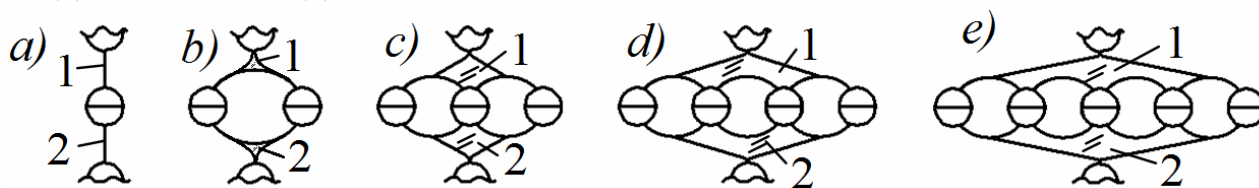


Рисунок 10 – Неодноконтakтные соединения звеньев в кинематических цепях

Добавим, что, например одноподвижные кинематические пары как двухконтakтные появляются при введении звеньев в соединение через пары p_4 и p_1 ; p_3 и p_2 , трехконтakтные пары появляются в соединении звеньев через пары p_3 , p_1 , p_1 , p_2 , p_2 и p_1 , четырехконтakтные – в соединении звеньев через пары p_2 , p_1 , p_1 и p_1 , наконец, пятиконтakтные пары образуются соединением p_1 , p_1 , p_1 , p_1 и p_1 . Отметим однако, что число контактов в паре не изменяет числа кинематических пар в цепи, а потому все приведенные на рисунке 10 соединения могут представляться в общих цепях так, как показано на рисунке 10, а при условии, что класс пары при этом будет соответствовать классу многоконтakтной пары.

Обратимся теперь к задаче определения полных чисел кинематических пар и чисел звеньев любой сложной кинематической

цепи, используя в качестве примера цепь, приведенную на рисунке 8. Начнем составление уравнений чисел пар и звеньев от базисного звена 1. Общее число кинематических пар цепи как закрытых, так и открытых ($\sum p = p + p^o$) определится сложением пар базисного звена и пар, добавляющихся присоединяемыми к базисному звену звеньями. Здесь понятие базисного звена принципиально важно. Дело в том, что принятое в этом частном случае за базисное пятипарное звено привносит в цепь пять пар, а присоединенное к нему такое же пятипарное звено добавит лишь четыре пары. В общем случае базисное звено вносит в цепь τ пар, а такое же, по сложности звено добавляет $(\tau - 1)$ пар, менее сложные звенья добавляют $(\tau - 2)$, $(\tau - 3)$ и т.д. пар.

Но звеньев, добавляющих по $(\tau - 1)$, $(\tau - 2)$ и т.д. пар в цепь, может быть по несколько штук ($n_{\tau-1}$, $n_{\tau-2}$ и т.д.), тогда общее число прибавляемых звеньями пар определится произведением числа добавляемых пар на число таких звеньев в цепи, т.е. сумма кинематических пар всей цепи определится суммой членов последовательности целых положительных чисел от τn_{τ} , $(\tau - 1)n_{\tau-1}$, $(\tau - 2)n_{\tau-2}$ и т.д. до $2n_2$ и $1n_1$. Введем в рассмотрение некоторое i -тое с конца цепи звено.

Становится очевидной следующая запись суммы кинематических пар $\sum p$ всей цепи

$$\begin{aligned} \sum p = & \tau n_{\tau} + (\tau - 1)n_{\tau-1} + (\tau - 2)n_{\tau-2} + \dots + [\tau - (\tau - i)]n_{[\tau - (\tau - i)]} + \dots + \\ & + [\tau - (\tau - 3)]n_{[\tau - (\tau - 3)]} + [\tau - (\tau - 2)]n_{[\tau - (\tau - 2)]} + [\tau - (\tau - 1)]n_{[\tau - (\tau - 1)]} + \\ & + [\tau - (\tau - 0)]n_{[\tau - (\tau - 0)]}. \end{aligned}$$

Запись общего члена этой последовательности можно упростить, раскрыв скобку $[\tau - \tau + i]n_{[\tau - \tau + i]} = in_i$.

Упростятся тогда и последующие члены последовательности $[\tau - (\tau - 3)]n_{[\tau - (\tau - 3)]} = 3n_3$, $[\tau - (\tau - 2)]n_{[\tau - (\tau - 2)]} = 2n_2$, $[\tau - (\tau - 1)]n_{[\tau - (\tau - 1)]} = 1n_1$, $[\tau - (\tau - 0)]n_{[\tau - (\tau - 0)]} = 0n_0 = 0$.

В итоге общая сумма всех пар любой сколь угодно сложной цепи определится уравнением

$$\sum p = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + (\tau - 2)n_{\tau-2} + \dots + i \cdot n_i + \dots + 3n_3 + 2n_2 + n_1. \quad (7)$$

Звенья n_0 в этой сумме не прибавляются потому, что они не могут добавить пар. В любой сложной цепи, собираемой из звеньев,

начиная с самого сложного – с τ -парного, может быть лишь одно τ -парное звено, т.е. $n_\tau = 1$. Дело в том, что к принятому τ -парному звену добавить еще τ пар невозможно, т.к. по логике рассуждений такое добавляемое звено должно оказаться более сложным, уже не τ -парным, а $(\tau+1)$ -парным, но тогда именно $(\tau+1)$ -парное звено потребуется принять за базисное.

Формула (7) однозначно определяет общее количество кинематических пар цепи любой сложности. Для этого, при анализе структуры цепи необходимо знать все числа звеньев n_i , а при синтезе цепей, найти все n_i .

Совершенно очевидно, что при $\tau=4, 3, 2$ и 1 числа пар цепей определяются соответственно по зависимостям

$$\text{при } \tau=4, \sum p = 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1,$$

$$\text{при } \tau=3, \sum p = 3 + 2n_2 + n_1,$$

$$\text{при } \tau=2, \sum p = 2n_2 + n_1,$$

$$\text{при } \tau=1, \sum p = n_1.$$

Опыт изучения реальных механизмов, применяемых в практике машиностроения, показывает, что уже использование $\tau=7$, является событием уникальным, хотя сама формула (7) может обеспечить исследование цепей с любым τ .

Что касается числа звеньев кинематических цепей, то оно определится простым сложением всех используемых в цепи звеньев, включая звенья n_0 , т.е.

$$\sum n = 1 + n_{\tau-1} + n_{\tau-2} + \dots + n_i + \dots + n_3 + n_2 + n_1 + n_0. \quad (8)$$

Тогда общая система уравнений для любой кинематической цепи примет вид

$$\begin{cases} \sum p = \tau + (\tau-1)n_{\tau-1} + \dots + in_{i\tau} + \dots + 2n_2 + n_1, \\ \sum n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0. \end{cases} \quad (9)$$

Так, кинематическая цепь, приведенная на рисунке 8, описывается системой

$$\begin{cases} \sum p = 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ \sum n = 1 + n_4 + n_3 + n_2 + n_1 + n_0. \end{cases} \quad (10)$$

Если учесть, что в цепи на рисунке 8 $n_4 = 1$ (звено 2), $n_3 = 1$ (звено 12), $n_2 = 3$ (звенья 4, 14 и 17), $n_1 = 11$ (звенья 3, 5, 6, 8, 9, 10, 15,

16, 18, 19 и 20), $n_0 = 2$ (звенья 11 и 13), то из системы (10) найдем, что

$$\sum p = 5 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 3 + 1 \cdot 12 = 30,$$

$$\sum n = 1 + 1 + 1 + 3 + 12 + 2 = 20.$$

Отличительный принцип построения системы (9) заключается в том, что входящие в эту систему звенья n_1 , n_2 и т.д. есть звенья виртуальные, они, прибавляя в цепь соответственно по одной, по две, по три и т.д. кинематических пар, сами могут быть сколь угодно сложными. Так, звено 1 (рисунок 11), замыкая три ветви цепи a , b и c и образуя замкнутые контуры α' и α'' , оказывается звеном n_1 , так как оно добавляет в цепь всего одну пару, являясь при этом звеном четырехпарным.

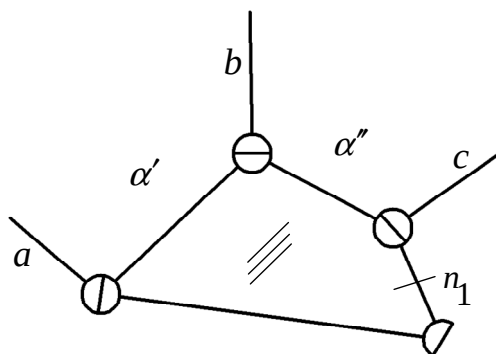


Рисунок 11 – Пример звена n_1 , замыкающего три ветви

Приведенная выше система (9) была названа автором универсальной, т.к. она пригодна для исследования всех плоских и пространственных цепей с кинематическими парами любых классов.

4⁰. Выведенные выше независимые формулы определения чисел кинематических пар цепи и чисел звеньев в цепи (9) принципиально отличаются от формул Грюблера (3). Во-первых, из формул Грюблера нельзя обнаружить какой-либо реальный прием построения собственно кинематических цепей. Из набора четырехпарных, трехпарных и двухпарных звеньев ни по какой строгой логике нельзя пристраивать цепь. По формулам (9) это задача решается легко, для чего достаточно построить наиболее сложное базисное звено, т.е. τ -угольник или τ -вершинник и начать присоединять к нему последовательно звенья n_i , создавая цепи плоские или пространственные. Во-вторых, формулы Грюблера не позволяют построить простейших одно-, двух- и трехзвенных цепей. Простейшая по Грюблеру цепь – четырехзвенная. Система (9)

позволяет построить любые цепи, включая и перечисленные выше, т.е. и простые и сложные. В-третьих, формулы Грюблера описывают ряды значений параметров – чисел пар и чисел звеньев, расширяющиеся до бесконечности без каких-либо ограничений. Система, (9) введением базисного звена, τ -угольника всегда может быть ограничена из логических соображений. Опыт использования этой системы для решения задач синтеза структур цепей и механизмов показывает на ничем не ограниченное ее применение для цепей, функционирующих в любых пространствах и с любыми по классам возможными к применению кинематическими парами.

Система (9) и описываемая ею обобщенная кинематическая цепь (рисунок 8) обладает и иными кроме числа звеньев (n), числа кинематических пар (p) и сложности базисного звена (τ) параметрами, являющимися важными для обнаружения принципиальных отличий цепей между собой. Рассмотрим их.

Любая, созданная от базисного звена цепь при наращивании ее звеньями ветвится и количество ее ветвей γ может быть легко определено по известным числам p и n . Действительно, число ветвей определяется числом открытых кинематических пар p^o , т.к. только к геометрическим элементам последних звеньев в ветвях могут добавляться следующие звенья. Если в построенной цепи известно общее количество кинематических пар p (открытых и закрытых), то число закрытых пар определится числом присоединенных к τ -угольнику звеньев, т.е. числом $(n-1)$. Единица здесь отнимается от n потому, что одно из звеньев цепи, а именно базисное звено, вводится в цепь без использования его пар. Оно является основой цепи и только все последующие $(n-1)$ звенья, присоединяясь, закрывают пары. Таким образом, если из числа всех пар цепи p (открытых и закрытых) отнять число $(n-1)$ закрытых пар, то получим число ветвей γ , т.е. найдем, что

$$\gamma = p - (n - 1). \quad (11)$$

Так как все свободные ветви цепи заканчиваются открытыми парами, то именно через них можно присоединением других звеньев наращивать цепь. Если этого не делать, т.е. цепь не наращивать, то каждая такая открытая пара становится выходом цепи. Число выходов цепи обозначим буквой – δ . Совершенно очевидно, что в цепи, показанной на рисунке 8, γ и δ равны между собой. Однако

возможны ситуации, когда цепь создается с замкнутыми изменяемыми контурами. В цепи (рисунок 8) таких контуров нет, но мы умышленно разовьем эту цепь в виде ее фрагмента, показанного на рисунке 12, от соединения базисного звена 1 со звеном 2 и далее со звеньями 4-5-6 до выходов A и B и звеньями 7-8-9 до выходов D и E . Если теперь свободные пары A и B , а также пары D и E продолжить дополнительными звеньями 21 и 22, то в цепи появятся подвижные замкнутые изменяемые контуры из звеньев 4, 5, 6, 21 и из звеньев 2, 7, 8, 9 и 22. При этом два выхода цепи, заканчивающиеся звеньями 5 и 6 и два выхода, заканчивающиеся звеньями 8 и 9 далее образуют по одному выходу – C и F . Если ввести в рассмотрение дополнительный параметр α , определяющий число замкнутых изменяемых контуров в цепи, то очевидной окажется связь

$$\delta = \gamma - \alpha. \quad (12)$$

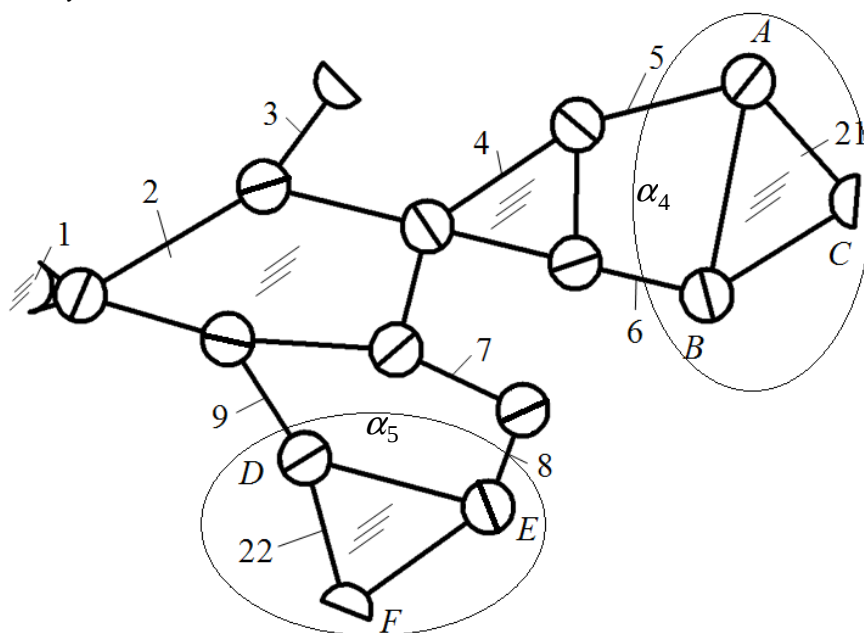


Рисунок 12 – Фрагмент сложной кинематической цепи (рисунок 8) с замкнутыми изменяемыми контурами

Уточним теперь физический смысл числа ветвей γ . Под γ понимается число ветвей рассматриваемой цепи, которая строится без замкнутых изменяемых контуров. Действительно, согласно (11) правая часть уравнения определяется лишь числами пар p и числами звеньев n цепи и не зависит от того, как именно между собой соединены звенья. Что же касается параметра δ , то он определяет количество появляющихся выходов цепи, но это количество прямо

зависит от того, сколько в цепи построено замкнутых контуров α . Появляющиеся замкнутые изменяемые контуры уменьшают количество выходов цепи.

На основании этого пояснения можно записать, что

$$\gamma = p - (n - 1) = \delta + \alpha. \quad (13)$$

Построение кинематической цепи по заданным параметрам τ , n и p многовариантно. К τ -угольнику или τ -вершиннику могут присоединяться звенья в различном порядке, однако общее количество таких разных цепей, конечно. Любая кинематическая цепь, нарастая звеньями, может замыкать свои ветви через замкнутые изменяемые контуры и разветвляться вновь с увеличением чисел ветвей.

Отличие этих разных цепей будем рассматривать, используя понятие числа сторон цепи λ . Ниже мы покажем, что введение этого параметра не только весьма плодотворно с точки зрения синтеза кинематических цепей, но и является одним из необходимых обязательных параметров, определяющих сущность кинематических цепей в целом. На рисунке 13, а показано двухпарное звено. У такого звена при его обходе две стороны 1 (AB) и 2 (BA). У трехпарного звена (рисунок 13, b) – три стороны 1 (AB), 2 (BC) и 3 (CA).

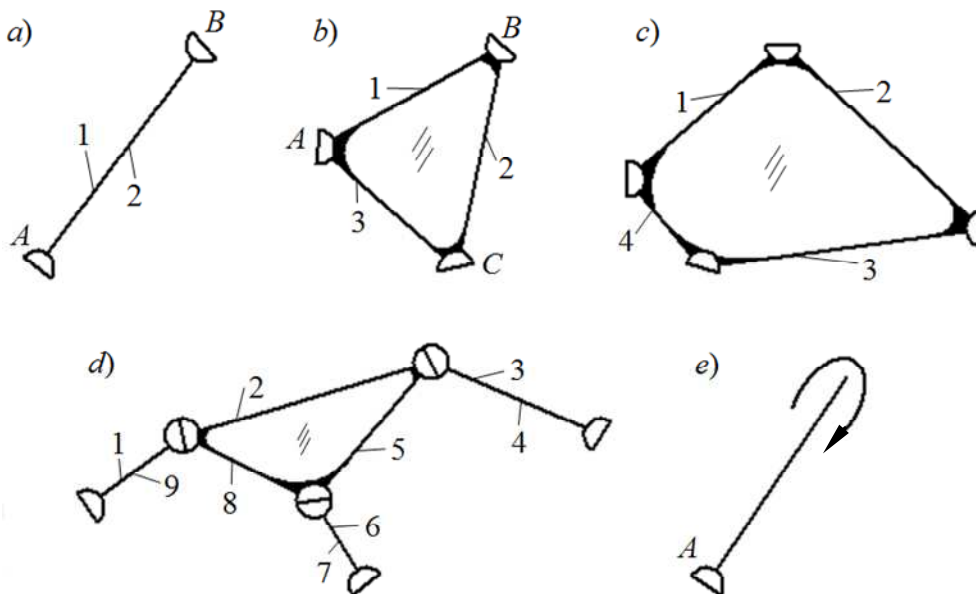


Рисунок 13 – Число сторон простейших кинематических цепей

Четырехпарное звено, естественно, имеет четыре стороны: 1, 2, 3 и 4 (рисунок 13, c), четырехзвенная цепь (рисунок 13, d) содержит девять сторон, а у однопарного звена (рисунок 13, e) всего одна сторона – от А к А.

Общую сумму числа сторон цепи можно найти исходя из числа сторон базисного звена τ -угольника. Очевидно, что τ -угольник имеет τ сторон. Также по τ сторон имеют все звенья $n_{\tau-1}$. Соответственно, звенья $n_{\tau-2}$, $n_{\tau-3}$ и т.д. имеют по $(\tau-1)$, $(\tau-2)$ и т.д. сторон. Тогда

$$\lambda_n = \tau + n_{\tau-1} + (\tau-1)n_{\tau-2} + \dots + (i+1)n_i + \dots + 3n_2 + 2n_1 + n_0. \quad (14)$$

Обратимся к цепи, показанной на рисунке 8. В этой цепи $\tau=5$ и тогда по (14) получим, что общее число сторон в ней

$$\lambda_n = 5 + 5n_4 + 4n_3 + 3n_2 + 2n_1 + n_0. \quad (15)$$

Числа звеньев n_4 , n_3 , n_2 , n_1 и n_0 нам также известны, а именно $n_4=1$, $n_3=1$, $n_2=3$, $n_1=12$, $n_0=2$. Тогда по (15) получим $\lambda=49$. В правильности этого числа можно убедиться, сосчитав все стороны цепи.

В рассмотренном примере все стороны цепи являются наружными λ_n . Мы их называем так, чтобы отличать от сторон внутренних λ_e , которые появляются в цепи, если в нее встраиваются замкнутые изменяемые контуры, как это показано на рисунке 14, где изображена шестизвенная цепь с четырехугольным замкнутым контуром α_4 .

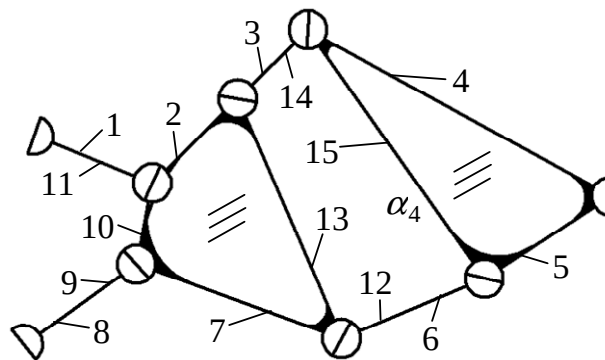
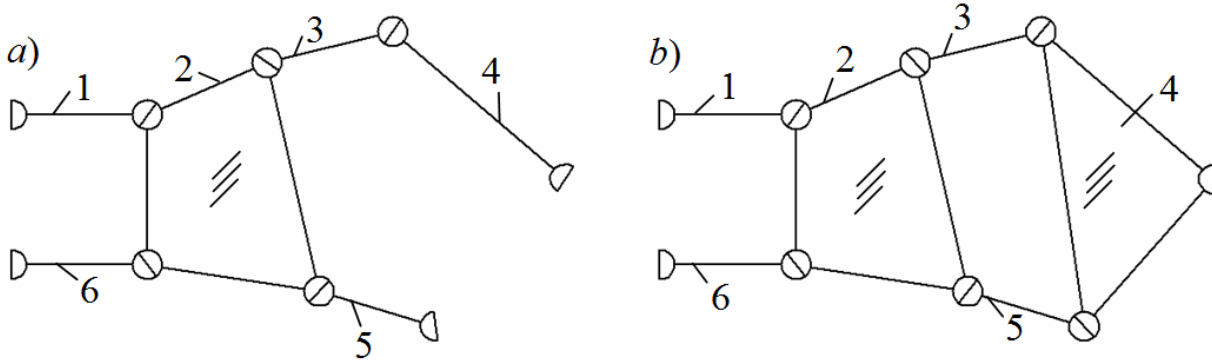


Рисунок 14 – Число сторон шестизвенной цепи с замкнутым изменяемым контуром

В этой цепи наружных сторон $\lambda_n=11$ (с номера 1 по номер 11), а внутренних $\lambda_e=4$ (номера 12, 13, 14 и 15). Подсчитанные по формуле (14) стороны цепи все наружные (λ_n). Если в результате построения замкнутых изменяемых контуров в цепи появляются внутренние стороны, то, во-первых, общее число сторон λ станет равным

$$\lambda = \lambda_n + \lambda_g, \quad (15)$$

а во-вторых, при создании каждого замкнутого контура необходимо увеличивать число сторон в замыкающем звене. Покажем это на примере плоской шарнирной цепи, показанной на рисунке 15, в которой простейшим подвижным замкнутым контуром является четырехугольный, т.к. треугольный контур в таких цепях становится системой неподвижной.



Ри

суюнок 15 – Процедура замыкания подвижного контура с нарастанием сторон цепи

На рисунке 15 изображены две кинематические цепи – без замкнутого контура (рисунок 15, a) и с замкнутым изменяемым подвижным контуром (рисунок 15, b). Обе эти цепи шестизвенные ($n=6$) и звенья их соединены в девять кинематических пар ($p=9$), однако числа их сторон разные. Замыкая контур звеньями 2, 3, 4 и 5 (рисунок 15, a), чтобы не потерять выход цепи, потребно усложнить звено 4 до треугольного, а это значит – добавить еще одну сторону звену 4, т.е. при введении в состав цепей каждого замкнутого изменяемого контура увеличивается число сторон цепи на единицу и тогда общее суммарное число сторон любой сложной (с замкнутыми изменяемыми контурами) цепи λ_c станет прирастать сторонами замыкающих звеньев, равным числу вводимых изменяемых контуров α , т.е.

$$\lambda_c = \lambda + \alpha = \lambda_n + \lambda_g + \alpha. \quad (16)$$

Внутри каждого замкнутого контура число сторон равно числу i , соответствующему номеру контура α_i от α_4 до $\alpha_{n_{\max}}$. Например, α_4 – четырехугольный контур, его номер 4, α_5 – пятиугольный контур, его номер 5 и т.д. Таких контуров в цепи может быть по несколько, т.е. по j_{α_i} . Если сложность контура α_i и число таких

контуров j_{α_i} известны, то общее число внутренних сторон цепи можно определить по формуле

$$\lambda_v = \sum \alpha_i \cdot j_{\alpha_i} \quad (17)$$

и если становится необходимым найти число наружных сторон любой сложной цепи, то оно определится как

$$\lambda_n = \lambda_c - \lambda_v - \alpha. \quad (18)$$

После нахождения общего числа наружных сторон цепи возникает задача о таком распределении этих сторон между выходами цепи – т.е. соединениями ее с неподвижной опорой – стойкой, при котором будет возможным движение звеньев относительно всех опор.

Таким образом, чтобы наиболее полно познать отличающиеся друг от друга кинематические цепи, необходимо использовать для их идентификации следующие необходимые и достаточные параметры: τ – число кинематических пар наиболее сложного звена, n – число звеньев цепи, p – число кинематических пар цепи, γ – число ветвей цепи, δ – число выходов цепи, α_i – число и виды замкнутых изменяемых контуров и λ – число сторон цепи.

Изучение этих параметров и всех взаимосвязей между ними и является содержанием теории кинематических цепей.

Библиографический список

1. Reuleaux F. Lehrbuch der Kinematik. Braunschweig, 1875, Bd. I.
2. Малышев А.П. Кинематика механизмов. – М.: Госиздательство легкой промышленности, 1933. – 467 с.
3. Grubler M. Allgemeine Eigenschaften der zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten. – Leipzig: Der Civilingenieur, 1883. – №29.
4. Дворников Л.Т., Жуковский Н.С. Адаптированный перевод с немецкого языка статьи: Martin Grubler, «Allgemeine Eigenschaften der zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten», изданной в Лейпциге в 1883 г. // Теория механизмов и машин. – 2011. – Т. 9. – №1(17). – С. 44-61.
5. Дворников Л.Т., Жуковский Н.С. Адаптированный перевод с немецкого языка статьи: Martin Grubler, «Allgemeine Eigenschaften der zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten», изданной в Лейпциге в 1883 г. // Теория механизмов и машин. – 2011. – Т. 9. – №2(18). – С. 3-17.

6. Пейсах Э.Е. О группах Ассура, фермах Баранова, цепях Грюблера, плоских шарнирных механизмах и об их структурном синтезе // Инженерное образование. – 2007. – №4. – URL: www.techno.edu.ru:16001/ab/msg/42293.html
7. Дворников Л.Т., Федоров А.И. О сущности и возможностях метода М. Грюблера, применительно к синтезу структуры плоских механизмов // МашиноСтроение: Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. – 2006. – №16. – С. 82-94.
8. Ассур Л.В. Исследование плоских стреловых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. – М.: Изд-во Академии Наук СССР, 1952. – 592 с.
9. Дворников Л.Т. Основания к методам установления видов групп Ассура и исключения избыточных связей в них // МашиноСтроение: Материалы второй научно-практической конференции по секции машиностроения и теории машин. – Новокузнецк: СМИ, 1991. – №2. – С. 3-10.
10. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учеб. пособие. – Новокузнецк: СибГГМА, 1994. – 102 с.
11. Теория механизмов и машин. Терминология. Сборники рекомендуемых терминов. Выпуск 93. Академия Наук СССР. – М.: Наука, 1978. – 33 с.
12. Дворников Л.Т. Основы теории геометрических связей (кинематических пар) механических систем // Теория механизмов и машин. – 2014. – Т. 12. – №2(24). – С. 25-49.

ОБОСНОВАНИЕ ПОЛНОГО СОСТАВА ДВУХКОНТАКТНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР ВТОРОГО КЛАССА – ЧЕТЫРЕХПОДВИЖНЫХ

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

Студент

Палкина К.С.

В работе [1], посвященной общей теории кинематических пар, даны обоснования семи простых поверхностей, обладающих постоянной по знаку гауссовой кривизной, а именно *Ш* – Шар, *Л* – Лунка, *К* – Корсет, *С* – Седло, *Ц* – Цилиндр, *Ж* – Желоб, *П* – Плоскость, и с их использованием найдены все возможные одноконтактные кинематические пары:

12 пар I класса (пятиподвижных): *ШШ5*, *ШЛ5*, *ШК5*, *ШС5*, *ШЦ5*, *ШЖ5*, *ШП5*, *КК5*, *КС5*, *ЦЦ5*, *ЦК5*, *ЦС5*, и по шесть пар:

II класса (четыреподвижных): *ШЛ4*, *ШК4*, *ШЖ4*, *КК4*, *ЦК4*, *ЦП4*;

III класса (трехподвижных): *ШЛ3*, *ШК3*, *ШЖ3*, *ЦК3*, *ЦЖ3*, *ПП3*;

IV класса (двухподвижных): *ШЛ2*, *ШК2*, *ШЖ2*, *КК2*, *ЦК2*, *ЦЖ2* и

V класса (одноподвижных): *ШЛ1*, *ШЖ1*, *КК1*, *КС1*, *ЦС1*, *ЦЖ1*.

При создании реальных механизмов и машин имеют применение и неодноконтактные пары, которыми соединяются между собой звенья. В самом общем виде такие кинематические пары можно представить как двух-, трех-, четырех-, и пятиконтактные соединения – неодноконтактные кинематические пары (рисунок 1).

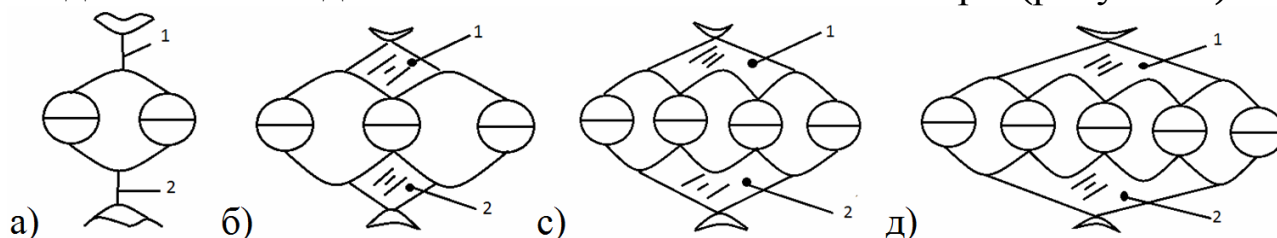


Рисунок 1 – Двух-, трех-, четырех-, и пятиконтактные соединения звеньев механизма

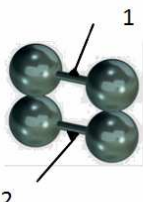
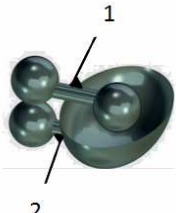
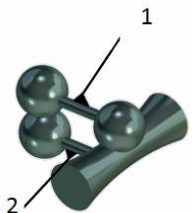
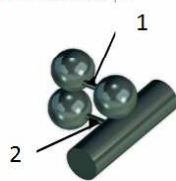
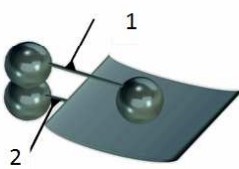
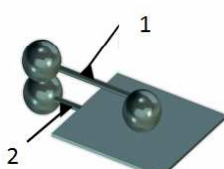
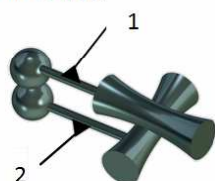
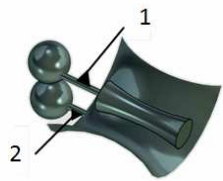
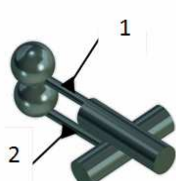
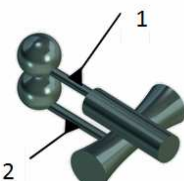
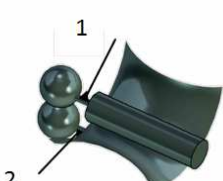
Все эти пары показаны в самом общем виде, т.е. могут быть представлены любыми одноконтактными соединениями, перечисленными выше.

Обратимся к созданию двухконтактных кинематических пар.

Такие пары могут создаваться двумя одноконтактными парами одинаковых и разных классов, а именно, как $KPI+KPI$ (здесь KPI означает – кинематическая пара первого класса, а плюс означает их соединение), $KPI + KPII$, $KPI+KPIII$, $KPI+KPIV$, $KPII+KPII$, $KPII+KPIII$, при этом такие двухконтактные пары становятся парами второго, третьего, четвертого и пятого классов. Любые шестиконтактные соединения звеньев являются соединениями неподвижными.

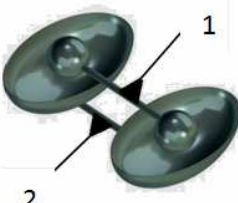
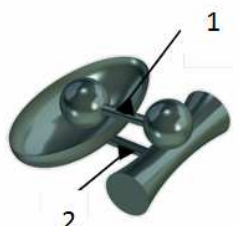
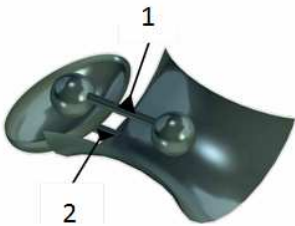
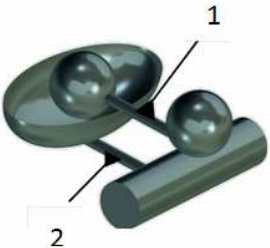
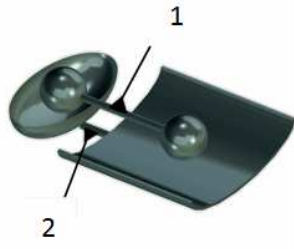
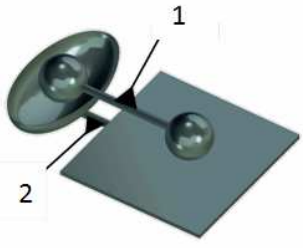
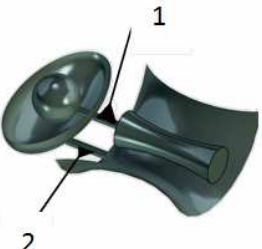
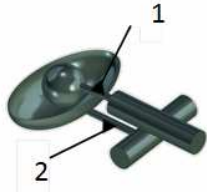
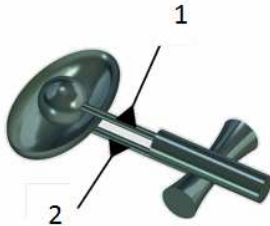
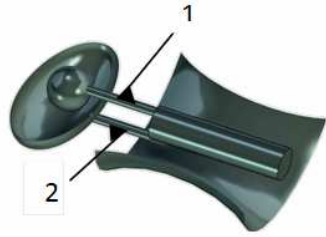
Реально событие ($KPI+KPII$), если взять за базисную пару – пару $ШШ5$, может быть описано в видах: $ШШ5+ШШ5$, $ШШ5+ШЛ5$, $ШШ5+ШК5$, $ШШ5+ШС5$, $ШШ5+ШЦ5$, $ШШ5+ШЖ5$, $ШШ5+ШП5$, $ШШ5+КК5$, $ШШ5+КС5$, $ШШ5+ЦЦ5$, $ШШ5+ШЦ5$, $ШШ5+ЦС5$, т.е. в двенадцати конкретных соединениях – четырехподвижных двухконтактных парах, приведенных в таблице 1.

Таблица 1 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой $ШШ5$

$ШШ5-ШШ5$ 	$ШШ5-ШЛ5$ 	$ШШ5-ШК5$ 	$ШШ5-ШС5$ 
$ШШ5-ШЦ5$ 	$ШШ5-ШЖ5$ 	$ШШ5-ШП5$ 	$ШШ5-КК5$ 
$ШШ5-КС5$ 	$ШШ5-ЦЦ5$ 	$ШШ5-ЦК5$ 	$ШШ5-ЦС5$ 

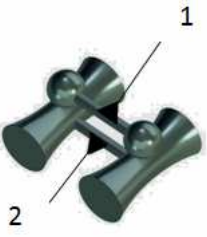
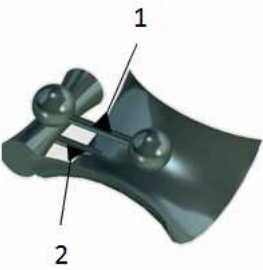
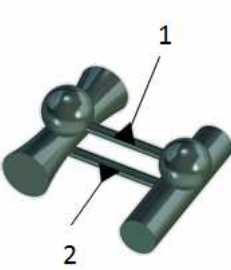
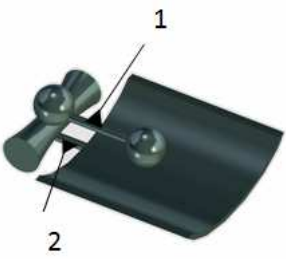
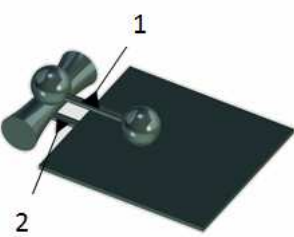
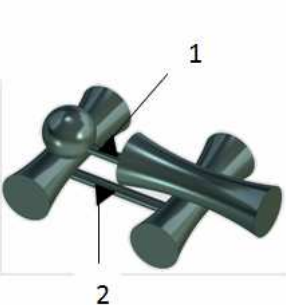
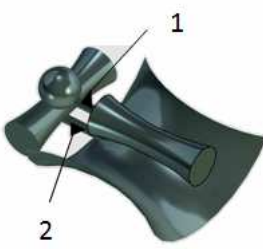
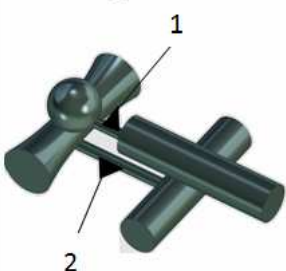
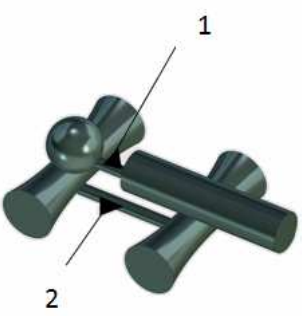
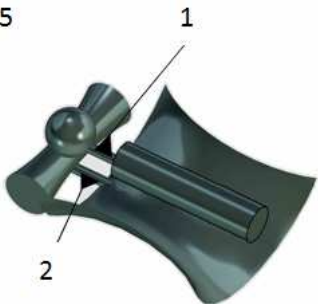
Далее, принимая за базисную пару *ШЛ5*, можно создать 11 отличающихся от показанных в таблице 1 пар, а именно пары: *ШЛ5+ШЛ5*, *ШЛ5+ШК5*, *ШЛ5+ШС5*, *ШЛ5+ШЦ5*, *ШЛ5+ШЖ5*, *ШЛ5+ШП5*, *ШЛ5+КК5*, *ШЛ5+КС5*, *ШЛ5+ЦЦ5*, *ШЛ5+ЦК5*, *ШЛ5+ЦС5*, которые приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой *ШЛ5*

ШЛ5-ШЛ5 	ШЛ5-ШК5 	ШЛ5-ШС5 	ШЛ5-ШЦ5 
ШЛ5-ШЖ5 	ШЛ5-ШП5 	ШЛ5-КК5 	ШЛ5+КС5 
ШЛ5+ЦЦ5 	ШЛ5+ЦК5 	ШЛ5+ЦС5 	

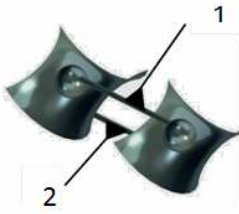
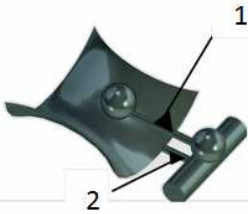
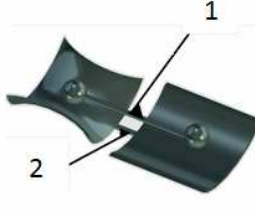
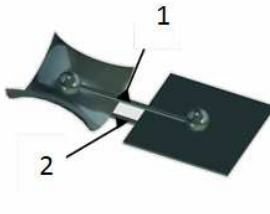
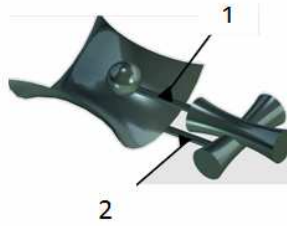
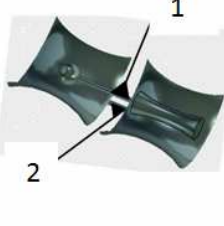
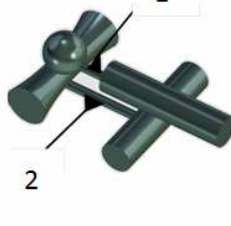
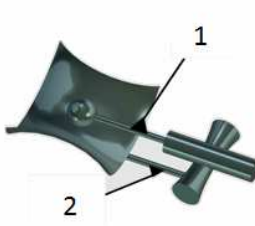
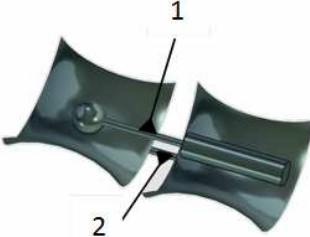
Принимая теперь за базисную пару *ШК5*, можно добавить к приведенным в таблице 1 и 2 двухконтактные пары: *ШК5+ШК5*, *ШК5+ШС5*, *ШК5+ШЦ5*, *ШК5+ШЖ5*, *ШК5+ШП5*, *ШК5+КК5*, *ШК5+КС5*, *ШК5+ЦЦ5*, *ШК5+ЦК5*, *ШК5+ЦС5*. Они показаны в таблице 3.

Таблица 3 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой ШК5

ШК5-ШК5 	ШК5-ШС5 	ШК5-ШЦ5 	ШК5-ШЖ5 
ШК5-ШП5 	ШК5-КК5 	ШК5-КС5 	ШК5-ЦЦ5 
ШК5-ЦК5 	ШК5-ЦС5 		

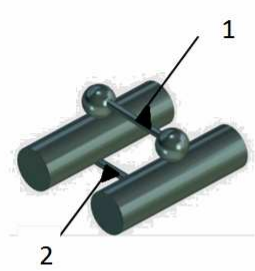
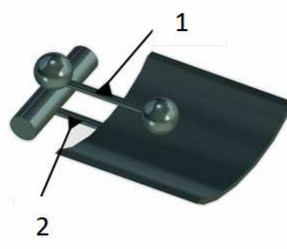
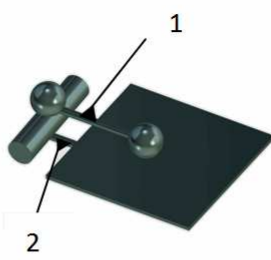
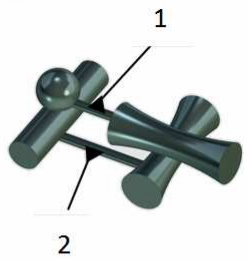
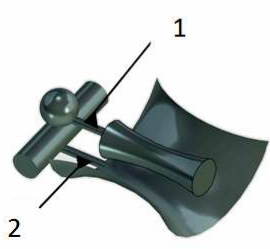
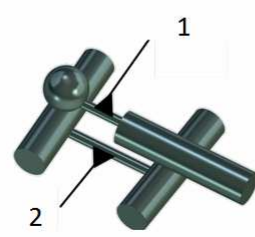
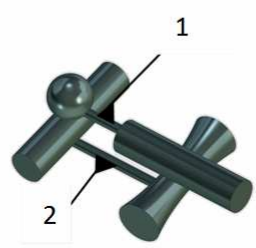
По тому же правилу в таблице 4 покажем все двухконтактные пары (числом 9) при базисной паре ШС5: ШС5+ШС5, ШС5+ШЦ5, ШС5+ШЖ5, ШС5+ШП5, ШС5+КК5, ШС5+КС5, ШС5+ЦЦ5, ШС5+ЦК5, ШС5+ЦС.

Таблица 4 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой ШС5

ШС5-ШС5 	ШС5-ШЦ5 	ШС5-ШЖ5 	ШС5-ШП5 
ШС5-КК5 	ШС5-КС5 	ШС5-ЦЦ5 	ШС5-ЦК5 
ШС5-ЦС5 			

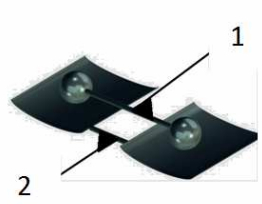
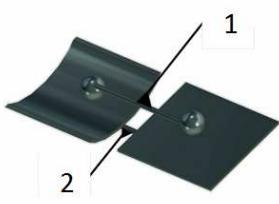
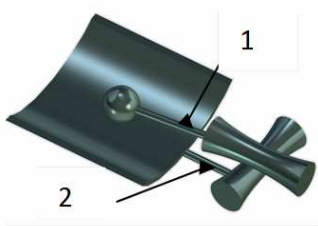
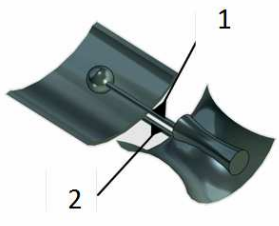
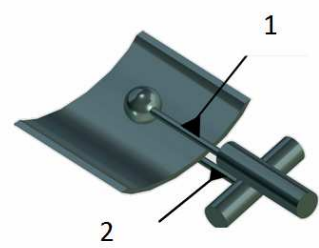
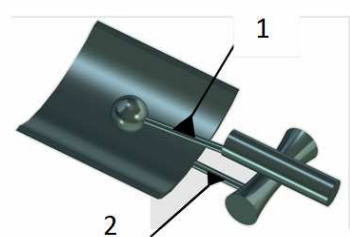
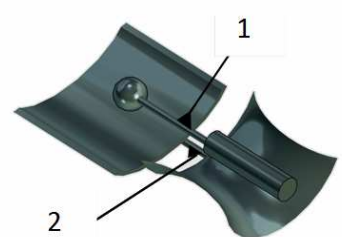
С базисной парой ШЦ5 в таблице 5 приведены восемь пар: ШЦ5+ШЦ5, ШЦ5+ШЖ5, ШЦ5+ШП5, ШЦ5+КК5, ШЦ5+КС5, ШЦ5+ЦЦ5, ШЦ5+ЦК5, ШЦ5+ЦС5.

Таблица 5 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой ШЦ5

ШЦ5-ШЦ5 	ШЦ5-ШЖ5 	ШЦ5-ШП5 	ШЦ5-КК5 
ШЦ5-КС5 	ШЦ5-ЦЦ5 	ШЦ5-ЦК5 	ШЦ5-ЦС5 

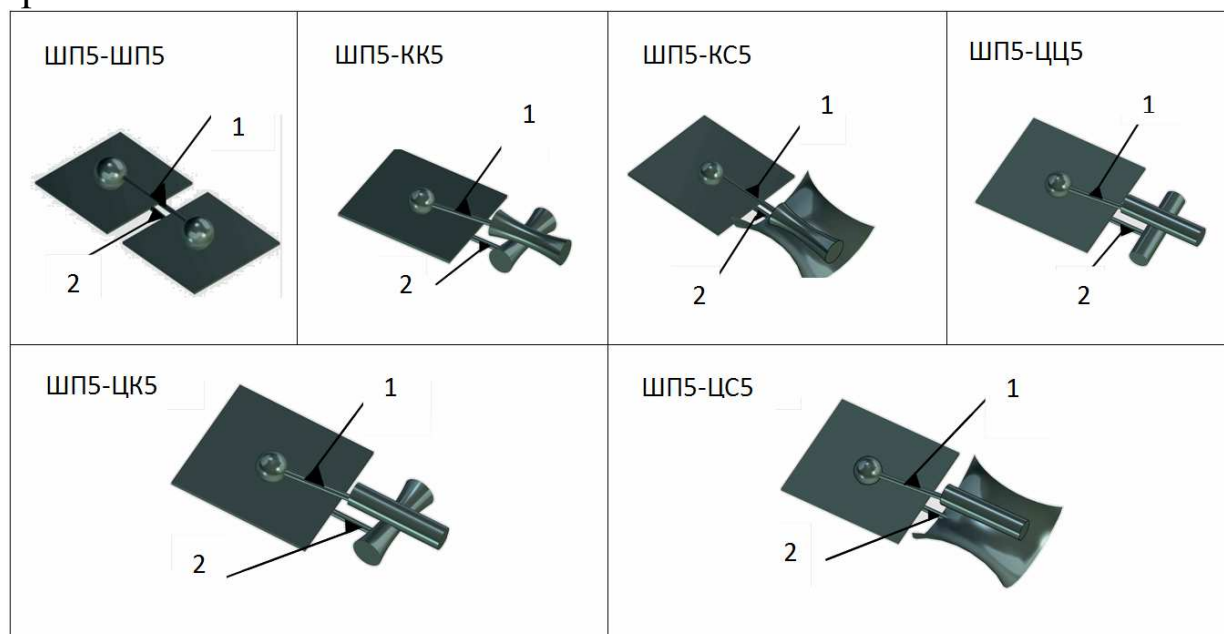
В следующей таблице 6 показаны семь двухконтактных пар с базисной парой ШЖ5: ШЖ5+ШЖ5, ШЖ5+ШП5, ШЖ5+КК5, ШЖ5+КС5, ШЖ5+ЦЦ5, ШЖ5+ЦК5, ШЖ5+ЦС5.

Таблица 6 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой ШЖ5

ШЖ5-ШЖ5 	ШЖ5-ШП5 	ШЖ5-КК5 	ШЖ5-КС5 
ШЖ5-ЦЦ5 	ШЖ5-ЦК5 	ШЖ5-ЦС5 	

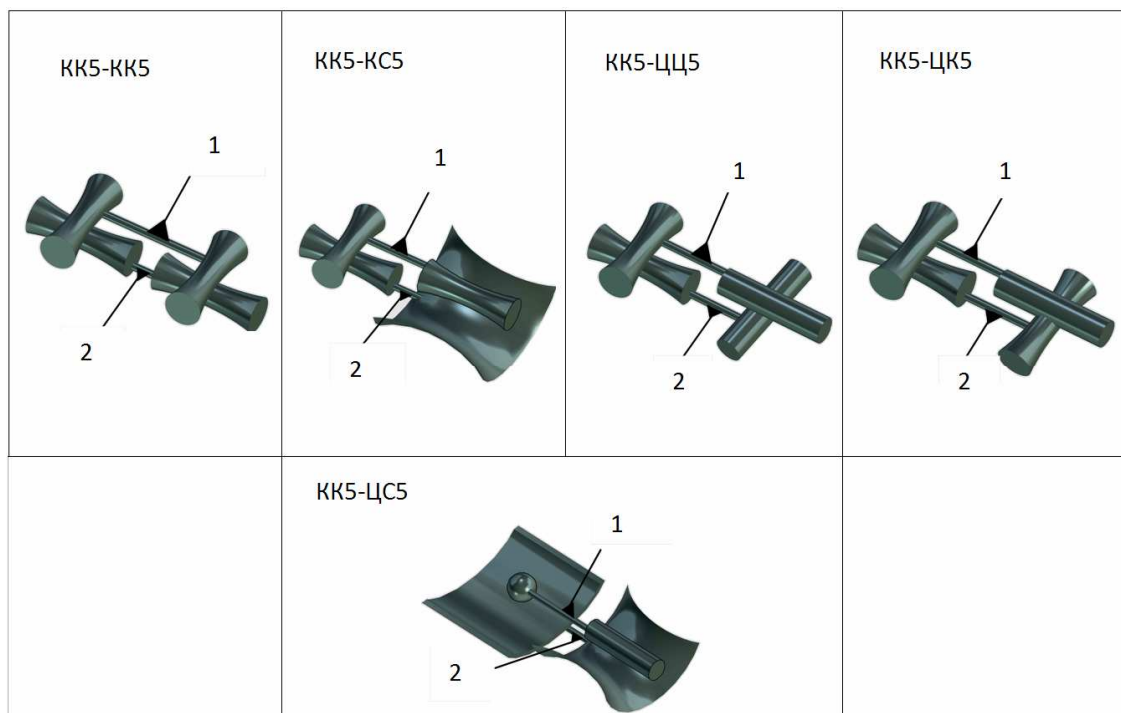
С базисной парой ШП5 в таблице 7 приведены двухконтактные пары: ШП5+ШП5, ШП5+КК5, ШП5+КС5, ШП5+ЦЦ5, ШП5+ЦК5, ШП5+ЦС5.

Таблица 7 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой ШП5



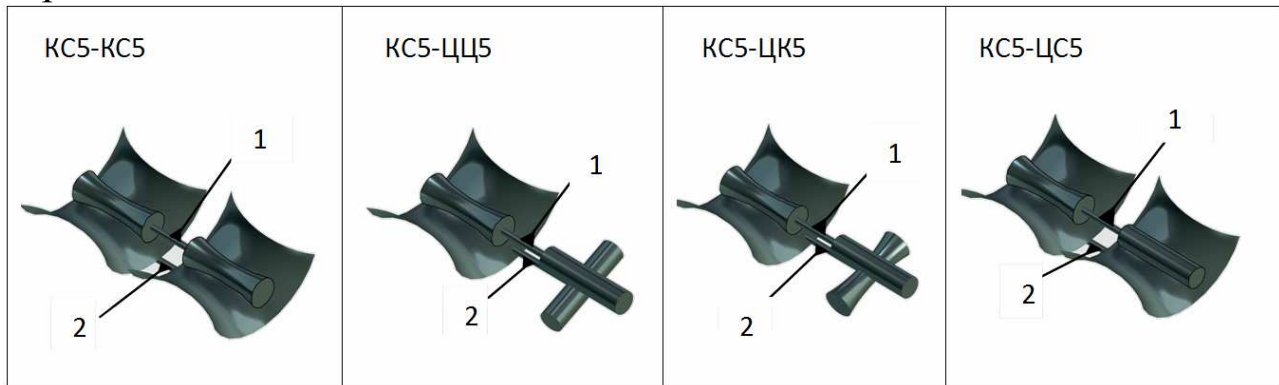
В таблице 8 показаны пары с базисной парой КК5, а именно пары: КК5+КК5, КК5+КС5, КК5+ЦЦ5, КК5+ЦК5, КК5+ЦС5.

Таблица 8 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой КК5



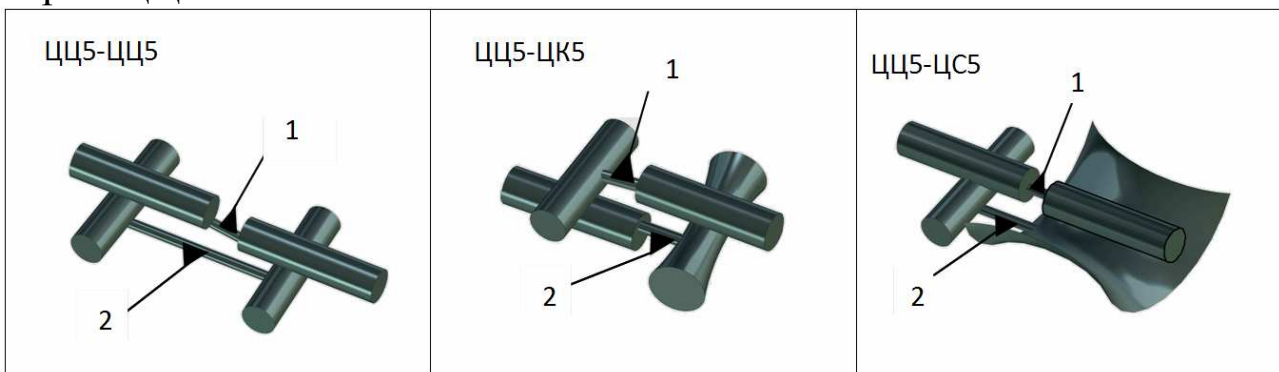
С базисной парой $KC5$ в таблице 9 приведены двухконтактные пары: $KC5+KC5$, $KC5+ЦЦ5$, $KC5+ЦК5$, $KC5+ЦС5$.

Таблица 9 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой $KC5$



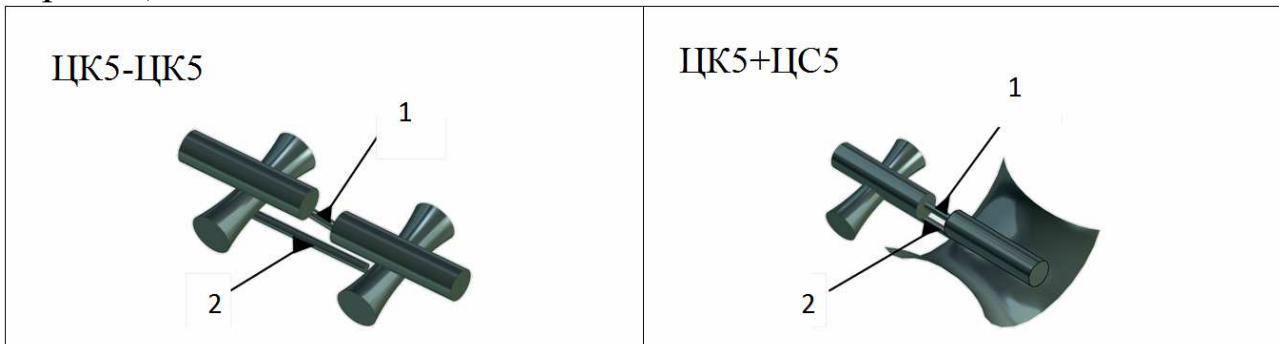
В таблице 10 показаны три двухконтактные пары с базисной парой $ЦЦ5$: $ЦЦ5+ЦЦ5$, $ЦЦ5+ЦК5$, $ЦЦ5+ЦС5$.

Таблица 10 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой $ЦЦ5$



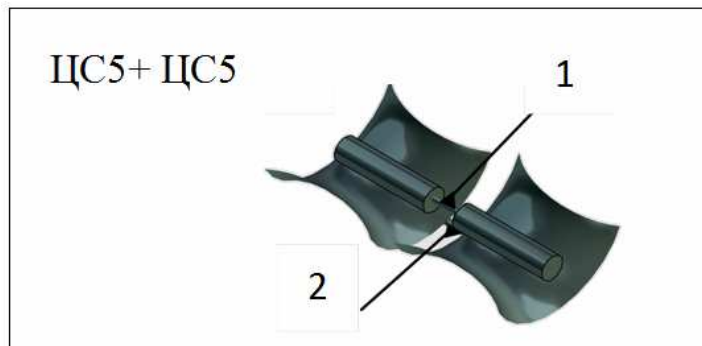
С базисной парой $ЦК5$ в таблице 11 приведены две двухконтактные пары: $ЦК5+ЦК5$, $ЦК5+ЦС5$.

Таблица 11 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой $ЦК5$



И в таблице 12 показана единственная двухконтактная пара с базисной парой ЦС5: ЦС5+ ЦС5.

Таблица 12 – Двухконтактные кинематические пары с базисной парой ЦС5



Таким образом, с использованием двенадцати одноконтактных пар – пар первого класса, стало возможным создать 78 двухконтактных кинематических пар второго класса, принципиально отличающихся друг от друга и пригодных для использования в реальных механических системах.

Библиографический список

1. Дворников Л.Т. Основы теории геометрических связей (кинематических пар) механических систем // Теория механизмов и машин. – 2014. – Т. 12. – №2(24). – С. 25-49.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОПОДВИЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ЛИНЕЙНЫМИ ПРИВОДАМИ

Соискатель кафедры механики и промышленной инженерии

Душенова М.А.,

Доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой пищевой инженерии

Садиева А.Э.

*Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова, Бишкек, Кыргызская Республика*

В дорожных, строительных машинах, грейдерах, бульдозерах, грузоподъемной технике нашли широкое применение плоские рычажные механизмы с линейными гидравлическими приводами. Под линейными приводами понимается механизм, в состав которого входит гидравлический цилиндр и перемещающийся относительно цилиндра поршень со штоком. Такие механизмы, оснащенные (от одного и более) линейными приводами, обладают широкими возможностями перемещения рабочего органа в пространстве.

Задача кинематического исследования таких машин приобретает особенную сложность в связи с тем, что каждый из гидроцилиндров может задавать независимые друг от друга законы движения. Это приводит к многовариантному движению выходных звеньев.

Обратимся к кинематическому исследованию двухприводного механизма, приведенного на рисунке 1.

Этот механизм состоит из двух линейных гидроприводов (1-2) и (6-7), содержит в своем составе восемь звеньев, соединенных одноподвижными кинематическими парами, и рабочего органа 8, представляющего из себя ковш машины.

Подвижность такой системы может быть найдена по известной формуле подвижности Чебышева П.Л.

$$W = 3n - 2p, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев, p – число одноподвижных кинематических пар.

В рассматриваемом механизме $n = 8$, $p = 11$ и тогда по (1) $W = 2$. Именно с целью удовлетворения этому условию в механизме используются два приводных гидроцилиндра.

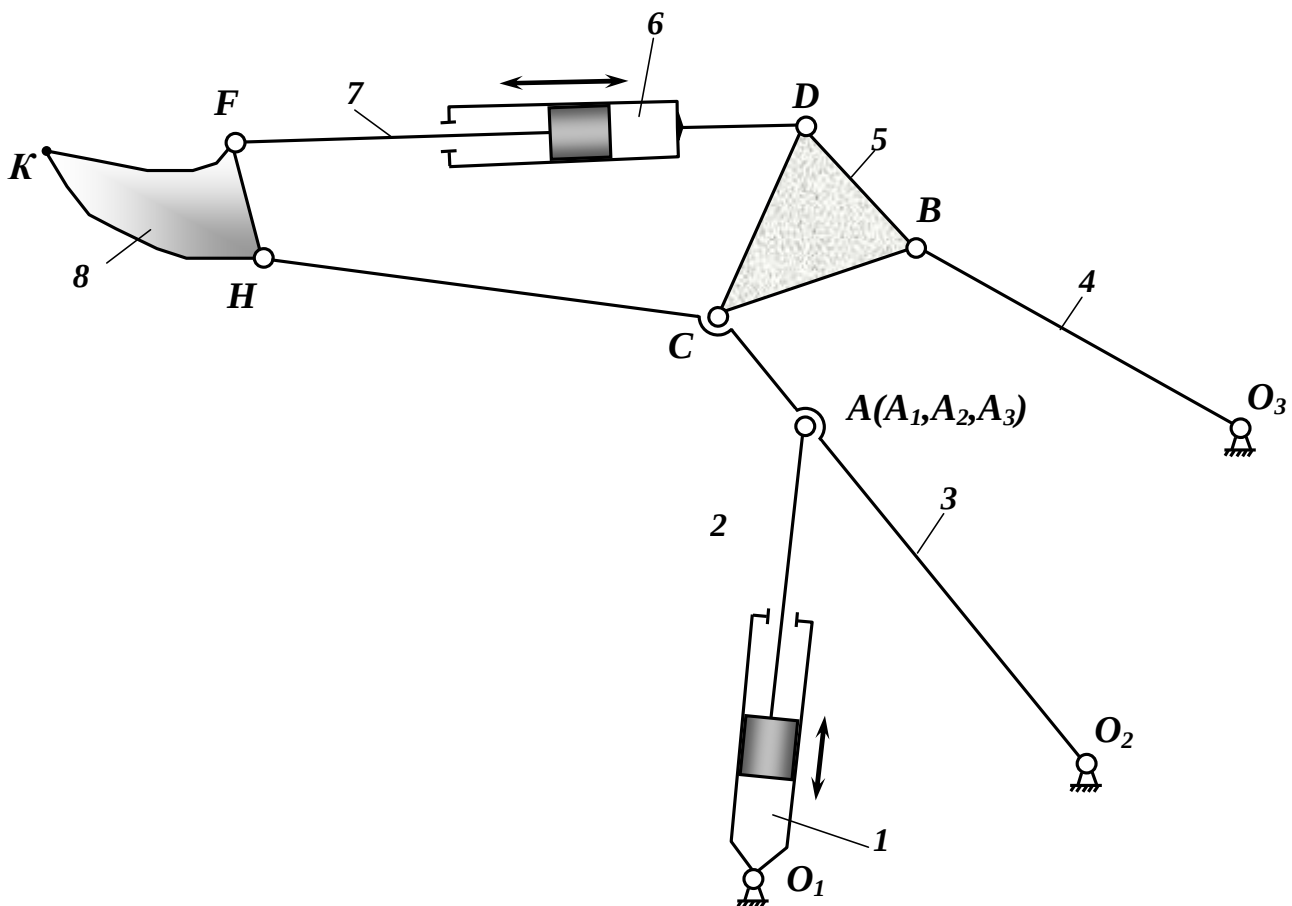


Рисунок 1 – Схема механизма с двумя гидравлическими линейными приводами

Для определения скоростей характерных точек механизма применим метод ложного задания движения [3], при котором за ведущее звено принимается звено 2, не связанное со стойкой. Ему из полюса плана (рисунок 2) задается известное относительное движение V_{21} , при этом в точке A механизма можно выделить три точки A_1 , A_2 и A_3 , принадлежащих соответственно звеньям 1, 2 и 3.

Скорость точки A_1 гидроцилиндра, имеющего возможность поворота относительно оси O_1 , может быть представлена в виде суммы двух скоростей V_{A_1} – в поворотном движении гидроцилиндра вокруг O_1 и заданной скорости $\bar{V}_{21}$

$$\bar{V}_{A_2} = \bar{V}_{A_1} + \bar{V}_{21}, \quad (2)$$

$$\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_3O_2}.$$

При этом точка A_3 третьего звена получит скорость, перпендикулярную O_2A ($\bar{V}_{A_3O_2}$) и эта скорость будет равна скорости точки A_2 второго звена ($\bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_2}$).

Проведя далее из полюса плана (рисунок 2) заданную скорость $\overline{V}_{21}$ и далее из ее конца линию перпендикулярную O_1A , получим на ее пересечении с линией, перпендикулярной O_2A и исходящей из полюса плана, точку a_3 . При этом отрезок pa_3 покажет истинную скорость точек A_3 и A_2 , а отрезок pa_3 даст линейную скорость поворота точки a_1 гидроцилиндра 1.

По полученным линейным скоростям становится возможным найти угловые скорости $\omega_1 = \omega_2$ и ω_3 .

Так как точки C и H принадлежат звену 3, то линейные скорости их могут быть найдены через угловую скорость ω_3 путем умножения ее на длину o_2c и o_2h . Направления этих скоростей определятся перпендикулярами к линиям o_2c и o_2h .

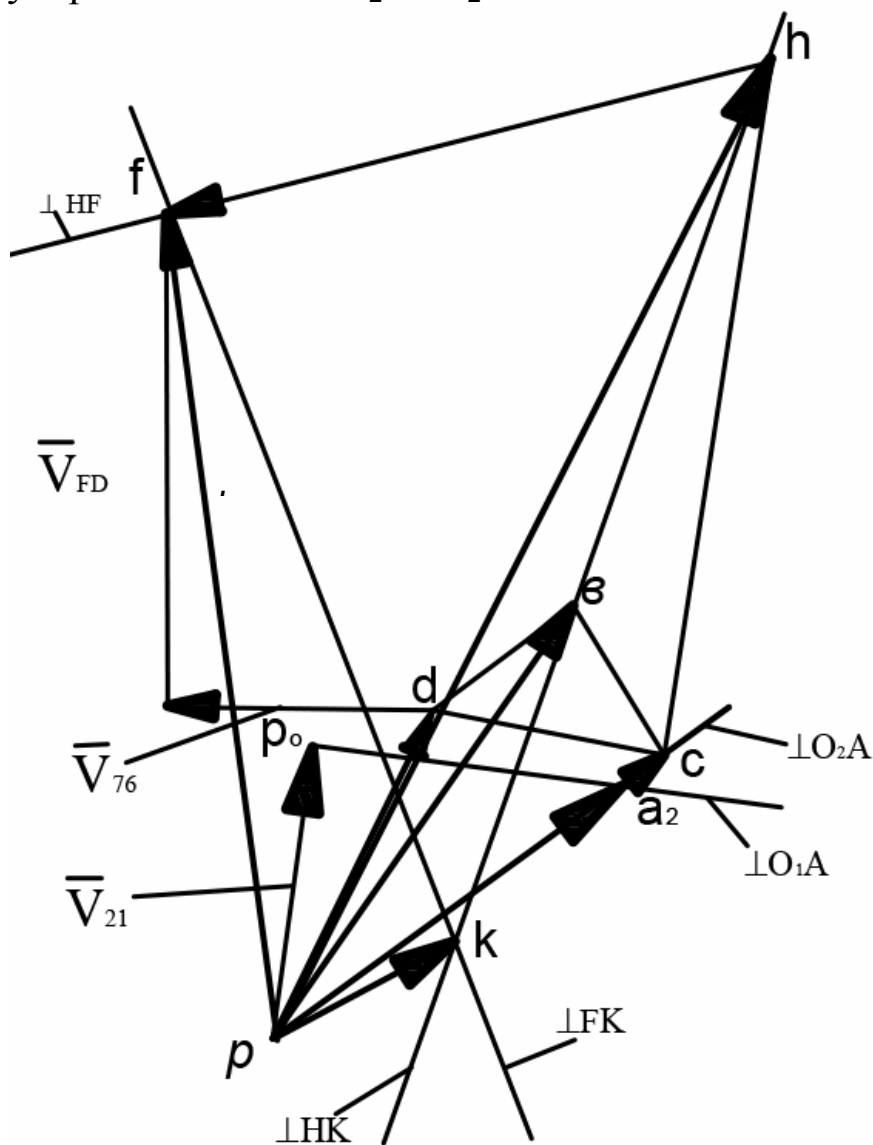


Рисунок 2 – План скоростей двухподвижного механизма с гидравлическими линейными приводами

Скорость точки B звена O_3B определится теперь из уравнений

$$\bar{V}_B = \bar{V}_C + \bar{V}_{BC}, \quad (3)$$

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{O_3} + \bar{V}_{BO_3},$$

где $\bar{V}_{O_3} = 0$, $\bar{V}_{BC} \perp BC$, $\bar{V}_{BO_3} \perp BO_3$. Далее так как точки C , B , D принадлежат одному звену 5, на основании теоремы подобия для скоростей можно построить треугольник cbd на плане скоростей и определить скорость точки D – $\bar{V}_D$.

При известной скорости точки D механизма, задавая заданную скорость звена 7 относительно звена 6, а именно скорость $\bar{V}_{76}$ в виде вектора dd' , можно, проведя линии из d' перпендикулярно FD и из точки h перпендикулярно HF , найти на плане точку f . Вектор pf определит скорость точки F механизма.

После нахождения скорости точки F легко найти скорость точки K ковша механизма из уравнений

$$\bar{V}_K = \bar{V}_H + \bar{V}_{KH}, \bar{V}_{KH} \perp KH, \quad (4)$$

$$\bar{V}_K = \bar{V}_F + \bar{V}_{KF}, \bar{V}_{KF} \perp KF.$$

Изложенным методом может быть исследован приведенный на рисунке 1 механизм при любых заданных скоростях $\bar{V}_{21}$ и $\bar{V}_{76}$, включая их нулевые значения.

Таким образом, можно заключить что, скорости точек навесного оборудования можно определять, применяя метод ложного задания движения входному звену механизма.

Библиографический список

1. Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Курсовой проект «Исследование подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин» // Теория механизмов и машин. – 2009. – Т. 7. – №14. – С. 61-71.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М: Наука. Гл. ред. физ.-мат.лит., 1988. – 640 с.
3. Князев А.С., Дворников Л.Т. Исследование кинематики секций шахтных механизированных крепей // МашиноСтроение. – 2008. – №18. – С. 139-148.

ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА СО СЛОЖНЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ

Аспирант кафедры пищевой инженерии

Кокологоева У.У.,

Доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой пищевой инженерии

Садиева А.Э.

*Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова, Бишкек, Кыргызская Республика*

Широкое применение в технике получили так называемые трехзвенные кулачковые механизмы [1], в состав которых входит собственно сам кулачок и входящее с ним в высшую пару ведомое звено. Несмотря на вид движения выходного звена, обобщительно его называют толкателем, не зависимо от того, какое оно совершает движение – поступательное или вращательное. С целью расширения возможностей по воспроизведению законов движения ведомого звена, плоские кулачковые механизмы могут создаваться со сложным толкателем, например, представляющим собой плоский стержневой механизм, получающий движение от специально выполненного шатуна, взаимодействующего с кулачком. Закон движения такого сложного толкателя определяется законом движения входного кулачка и кривой, по которой очерчивается профиль кулачка. Такие механизмы до настоящего времени еще не нашли широкого исследования. Обратимся к ним. На рисунке 1 показан кулачковый механизм со сложным толкателем, в котором одно из звеньев (выходное) перемещается относительно стойки поступательно. На этот механизм, в приведенном на рисунке 1 виде, авторам настоящей статьи был выдан патент на изобретение [2], т.е. этот механизм является принципиально новым. Обратимся к его кинематическому исследованию. Зададим кулачку 1 (рисунок 1) закон движения $\varphi_1 = f(t)$ и найдем скорости и ускорения звеньев: шатуна 2, четырехзвенника O_2BCO_3 , а также звеньев 3 и 4.

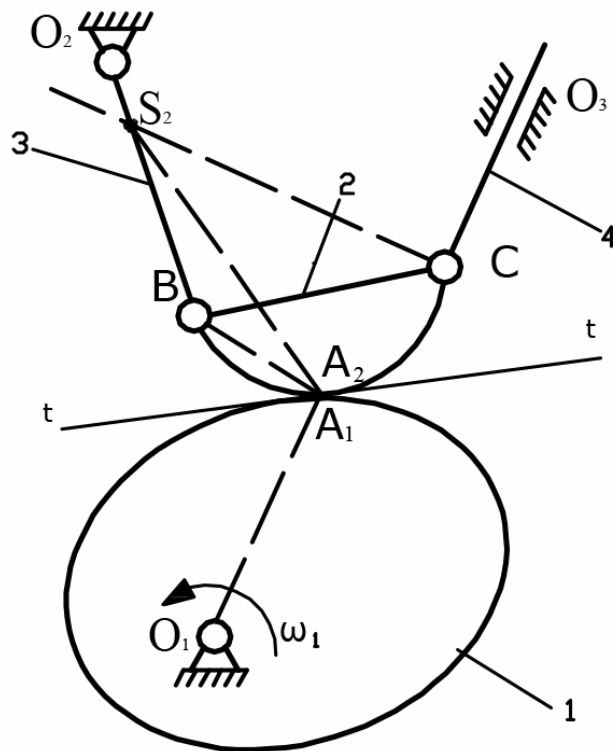


Рисунок 1 – Кулачковый механизм со сложным толкателем

Работает этот механизм следующим образом. Кулачок, взаимодействуя со звеном 2, приводит в движение звенья 2, 3, 4. Выходным звеном является звено 4, которое движется поступательно. В высшей (точечной) кинематической паре A , через которую ведущее звено 1 передает движение шатуну 2, выделим две точки A_1 и A_2 , принадлежащих соответственно звеньям 1 и 2. Заданной является угловая скорость кулачка ω_1 .

Прежде всего, найдем скорость точки A_1 , принадлежащей кулачку. Она определится формулой

$$V_{A_1} = \omega_1 \cdot l_{O_1 A_1}, \quad \bar{V}_{A_1} \perp O_1 A_1, \quad (1)$$

и направлена в сторону вращения кулачка, где $l_{O_1 A_1}$ – радиус-вектор точки A_1 кулачка. Скорость точки A_2 второго звена определится через скорость проскальзывания звена 2 относительно кулачка по касательной $t-t$, а также относительно точки S_2 – мгновенного центра скоростей звена 2, который лежит на пересечении продолжений линий звена $O_2 B$ и перпендикуляра к поступательно движущемуся звену 4 CO_3 , проведенного из центра шарнира C . Это точка является

мгновенно неподвижной, и поэтому находится в полюсе плана скоростей.

С учетом изложенного, составим систему уравнений скорости точки A_2

$$\begin{cases} \bar{V}_{A_2} = \bar{V}_{A_1} + \bar{V}_{A_2A_1}, & \bar{V}_{A_2A_1} // t-t, \\ \bar{V}_{A_2} = \bar{V}_{S_2} + \bar{V}_{A_2S_2}, & \bar{V}_{S_2} = 0, \bar{V}_{A_2S_2} \perp A_2S_2, \end{cases} \quad (2)$$

где относительная скорость $\bar{V}_{A_2A_1}$ параллельна касательной $t-t$, скорость $\bar{V}_{S_2}$ равно нулю, а скорость $\bar{V}_{A_2S_2}$ – перпендикулярна направлению A_2S_2 . Проведя из полюса плана известный вектор $\bar{V}_{A_1}$ и из конца его линию, параллельную $t-t$, найдем ее пересечение с линией параллельной A_2S_2 , выходящей из полюса, в точке a_2 . Вектор $\overline{pa_2}$ определит скорость точки A_2 .

После нахождения скорости $\bar{V}_{A_2}$, появляется возможность определения скорости точки B из соотношений

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{BO_2}, & \bar{V}_{O_2} = 0, \bar{V}_{BO_2} \perp BO_2, \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{A_2} + \bar{V}_{BA_2}, & \bar{V}_{BA_2} \perp BA_2. \end{cases} \quad (3)$$

Для этого из точки a_2 плана проводится линия, перпендикулярная BA_2 , а из полюса плана – линия перпендикулярная BO_2 . На их пересечении фиксируется точка b , определяющая скорость $\bar{V}_B$.

После этого, скорость точки C определится из системы уравнений

$$\begin{cases} \bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{CB}, & \bar{V}_{CB} \perp CB, \\ \bar{V}_C // CO_3, \end{cases} \quad (4)$$

где скорость $\bar{V}_{CB}$ точки C относительно B перпендикулярна звену CB , а направление самой скорости точку C параллельно CO_3 .

С использованием приведенных зависимостей, на рисунке 2 построен план скоростей всего механизма, из которого легко найти угловые скорости звеньев 2 и 3 по формулам

$$\omega_2 = \frac{V_{BA_2}}{l_{BA_2}}, \quad \omega_3 = \frac{V_{BO_2}}{l_{BO_2}}.$$

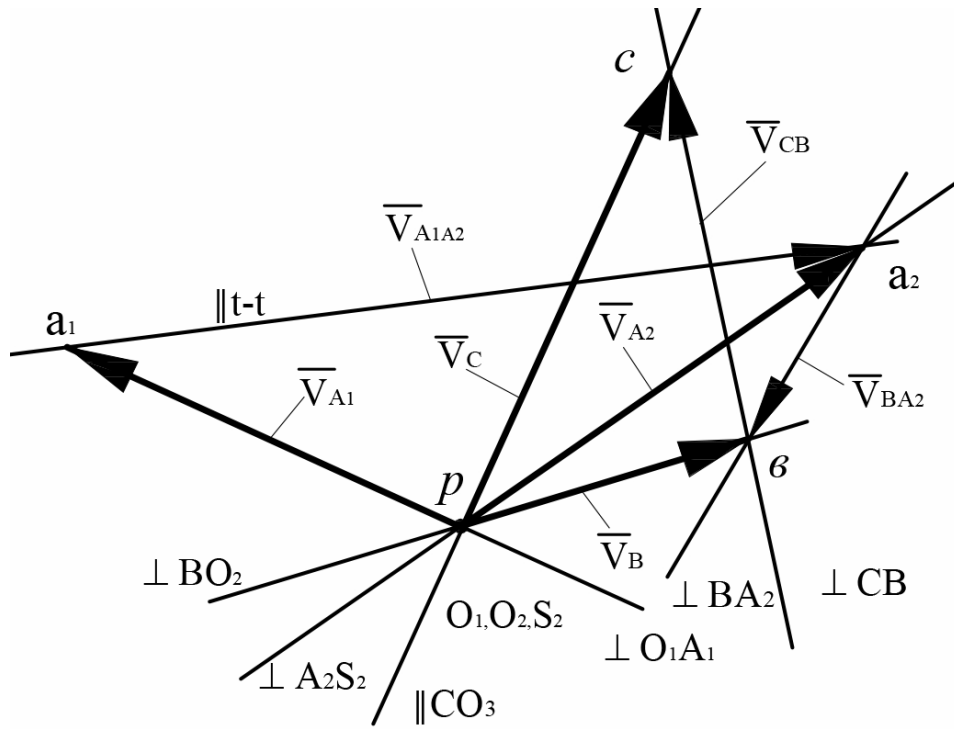


Рисунок 2 – План скоростей кулачкового механизма со сложным толкателем

Обратимся к исследованию ускорений звеньев и точек кулачкового механизма. Так как скорость кулачка $\omega_1 = const$, ускорение точки A_1 первого звена определится как

$$a_{A_1}^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A_1}, \quad \bar{a}_{A_1}^n \parallel O_1A_1. \quad (5)$$

Это ускорение направлено по линии O_1A_1 к центру вращения звена.

Начинаем строить план ускорений (рисунок 3) с найденного ускорения $\bar{a}_{A_1}^n$. Так как движение точки A_2 относительно A_1 поступательное, то между ними возникает кориолисово $\bar{a}_{A_2A_1}^k$ и релятивное $\bar{a}_{A_2A_1}^r$ ускорения, т.е. ускорение точки A_2 второго звена определится системой уравнений

$$\begin{cases} \bar{a}_{A_2} = \bar{a}_{A_1} + \bar{a}_{A_2A_1}^k + \bar{a}_{A_2A_1}^r, \\ \bar{a}_{A_2} = \bar{a}_{S_2} + \bar{a}_{A_2S_2}^n + \bar{a}_{A_2S_2}^t. \end{cases} \quad (6)$$

Значение кориолисового ускорения определится по формуле $a_{A_2A_1}^k = 2\omega_1 V_{A_2A_1}$, $\bar{a}_{A_2A_1}^k \perp t-t$ и его направление определяется

поворотом вектора скорости $\bar{V}_{A_2A_1}$ на угол 90° в сторону вращения кулачка. Релятивное ускорение точки A_2 относительно A_1 $\bar{a}_{A_2A_1}^r // t-t$, т.е. направлено параллельно касательной $t-t$.

Ускорение точки B определится из следующей системы уравнений

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_{A_2} + \bar{a}_{BA_2}^n + \bar{a}_{BA_2}^\tau, \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}^n + \bar{a}_{BO_2}^\tau, \end{cases} \quad (7)$$

при этом нормальные ускорения $a_{BA_2}^n$ и $a_{BO_2}^n$ определяются по формулам

$$a_{BA_2}^n = \omega_2 \cdot l_{BA_2}; \quad a_{BO_2}^n = \omega_3 \cdot l_{BO_2}.$$

Вектор ускорения $a_{BA_2}^n$ направлен от точки B к точке A_2 параллельно направлению BA_2 , а вектор ускорения $a_{BO_2}^n$ направлен от точки B к точке O_2 параллельно направлению BO_2 . Таким образом, нормальные ускорения $a_{BA_2}^n, a_{BO_2}^n$ известны по величине и направлениям. Векторы $\bar{a}_{BA_2}^\tau$ и $\bar{a}_{BO_2}^\tau$ – известны лишь по направлению. Первый вектор направлен перпендикулярно направлению BA_2 , а второй – перпендикулярно направлению BO_2 .

Далее, пользуясь системой уравнений (7), откладывая найденные векторы ускорений, определим ускорение точки B .

Ускорение поступательно движущейся точки C второго звена толкателя, определится системой уравнений

$$\begin{cases} \bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^\tau, \\ \bar{a}_C // CO_3. \end{cases} \quad (8)$$

В соответствии с этой системой легко находится ускорение точки C .

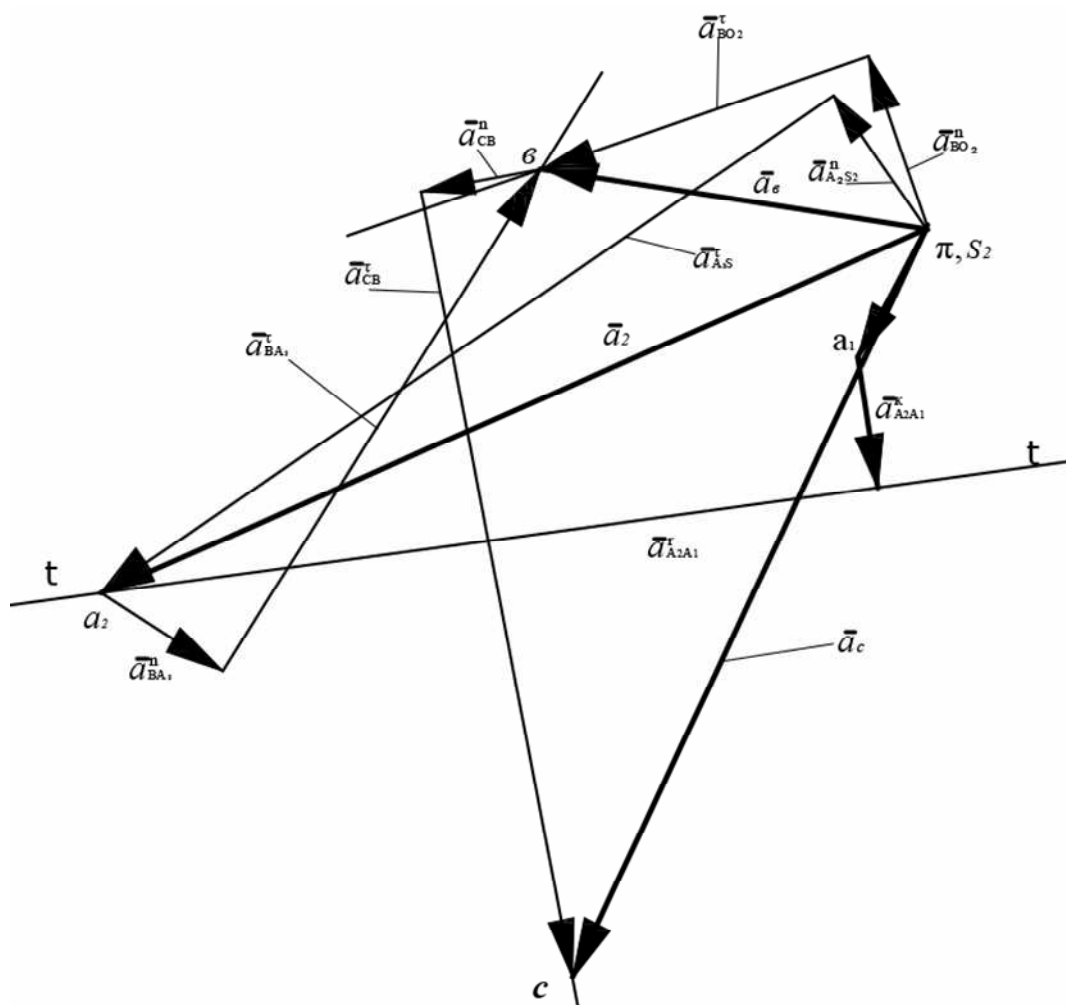


Рисунок 3 – План ускорений кулачкового механизма со сложным толкателем

Таким образом, можно заключить, что скорости и ускорения точек кулачкового механизма со сложным толкателем могут быть определены с использованием особой точки S_2 , являющейся мгновенным центром вращения звена 2.

Библиографический список

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1965. – 776 с.
2. Патент KG №1665. Пятизвенный кулачковый механизм / Кыргызский государственный технический университет им. И. Раззакова; Л.Т. Дворников, А.Э. Садиева, М.А. Душенова, У.У. Кокколова. – №20130050.1; приоритет от 13.06.2013; опубл. 29.08.2014, Бюл. №8.

ОБОСНОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ОСНОВ ТЕОРИИ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

Кандидат технических наук, доцент

Гудимова Л.Н.

В настоящее время во всех технических университетах при изучении курса теории механизмов и машин на лекциях и практических занятиях рассматривается вопрос об обнаружении и устранении избыточных связей в шарнирных механизмах. Это объясняется тем, что задача создания рациональных или самоустанавливающихся, малоизносных механизмов, работающих с наивысшим коэффициентом полезного действия, является одной из актуальных задач современного машиностроения, решать которую будет новое поколение специалистов.

В Сибирском государственном индустриальном университете (СибГИУ) читается курс лекций «Современное состояние теории структуры механических систем» студентам, магистрантам и аспирантам направлений подготовки «Прикладная механика (Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры)» и «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», в котором рассматривается проблема избыточности в механических системах. Перед изложением основных положений этого материала в читаемом курсе лекций, проведем анализ опубликованных научных исследований, конспектов лекций и других методических материалов, в которых рассматриваются вопросы обнаружения и устранения избыточных связей в шарнирных механизмах.

Во-первых, отметим, что в последние годы, термин «избыточные связи» стал употребляться всеми авторами, как в научных статьях, так и в методических изданиях. Хотя ещё в конце XX и в начале XXI веков в одинаковом смысле употреблялись такие понятия как пассивные связи, повторяющиеся связи, контурные связи и т.п. [1]. Каждое из этих понятий имеет право на употребление, но лишь в каком-то частном смысле. И отождествлять их с понятием избыточных связей нельзя.

Во-вторых, в определении понятия избыточных связей, до сих пор, нет единого мнения. Чаще всего встречается формулировка,

приведенная в работе [2] Л.Н. Решетовым «Избыточными связями называются такие связи, устранение которых не увеличивает подвижности механизма». Наряду с этой формулировкой используются и такие: «Избыточные связи – это такие связи, которые повторяют (дублируют) связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяющие реальной подвижности механизма» [3]; «Избыточные связи существуют в механизме сверх необходимых для получения определенности движения» [4]; «Избыточные связи – это повторно наложенные связи на механизм» [3]; «Избыточные связи в механизмах вызывают избыточные звенья и кинематические пары более низкого класса» [5], «Иногда при определенных длинах звеньев, наборе кинематических пар и их взаимном расположении одна или несколько кинематических пар отнимают у какого либо звена движение. В этом случае имеет место избыточная или повторная связь» [6].

В-третьих, для определения числа избыточных связей в шарнирных механизмах все авторы рекомендуют использовать формулу А.П. Малышева со ссылкой на исследования Л.Н. Решетова [2].

Прежде всего, отметим, что ни одно из приведенных выше определений избыточных связей, не только не раскрывает их физической сущности, но и не дает представление о том, когда и при каких условиях они возникают в шарнирных механизмах, а ссылка на формулу А.П. Малышева для определения числа избыточных связей вообще является ошибочной, т.к. об избыточных связях в современном понимании А.П. Малышев никогда не писал и даже не мог писать уже потому, что сама идея избыточности связей в его время не была осознанна.

Рассмотрим вопрос обнаружения и определения числа избыточных связей, оказывающих вредное влияние на работу шарнирных механизмов с позиции научной школы СибГИУ, руководителям которой является один из авторов данной статьи.

Приведем формулу подвижности в той записи, которую использовал А.П. Малышев в работе [7]

$$6(n - 1) = 5m_5 + 4m_4 + 3m_3 + 2m_2 + m_1 - k - p + q. \quad (1)$$

В современных обозначениях q – по Малышеву соответствует принятому позже W , т.е. $W = q$, если все m_i заменить на p_i , и

исключить неподвижное звено из рассмотрения, формула А.П. Малышева примет вид

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + (k + p).$$

В этой формуле (k) условия связи, «которые выпадают вследствие частных», а (p) связи, вводимые в изменяемые звенья. А.П. Малышев объяснил и показал, что они достаточно легко устранимы и далее удалил их из первоначальной формулы. В современном обозначении эта формула имеет вид

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (1)$$

Покажем, что имел в виду А.П. Малышев, записывая понятия связей, выпадающих вследствие частных (k) . В работе [8] он показал пример проходного кривошипно-ползунного механизма (рисунок 1, а) с равными длинами кривошипа и шатуна ($l_1 = l_2$) и объяснил, что, если шарниры A и B совместить, то две пары B вращательная и поступательная выпадут и механизм превратится в кривошип (рисунок 1, б). Это действительно частный случай и никакими формулами подвижности его изучить нельзя.

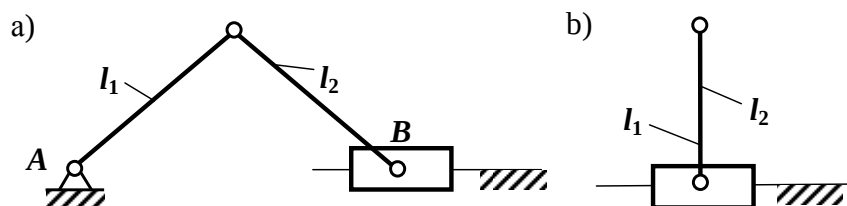


Рисунок 1 – Выпадающие условия связи (k) по Малышеву

Что же касается связей p , то это понятие можно сопроводить рисунком 2. Звено 2 здесь показывается как изменяемое. Ввести связь p по Малышеву, это значит звенья $2'$ и $2''$ между собой соединить жестко. При этом и число звеньев, и число пар изменится, механизм станет работоспособным.

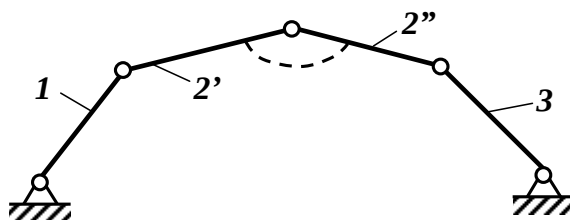


Рисунок 2 – Связи, превращающие изменяемые звенья в твердые

Таким образом, те связи, которые ныне получили название избыточных, в формуле Малышева не присутствуют и определены на её основании быть не могут.

В работе [9], опубликованной в 1960 году Н.И. Колчиным, впервые говорится о том, что характерным для всех механизмов (кроме нулевого семейства) является наличие лишних или избыточных связей, а также приводится формула для определения числа этих связей, вывод которой основан на классификации Добровольского – Артоболевского, предусматривающей деление механизмов на семейства по числу общих накладываемых связей

$$q = (\sum p_k - n)t,$$

где t – число общих наложенных на механизм связей (по Добровольскому В.В.), n – число подвижных звеньев, $\sum p_k$ – общее число используемых кинематических пар.

Позже Л.Н. Решетов в работе [2] отметил, что «термин «избыточные» связи, предложенный Н.И. Колчиным, лучше всего отражает их сущность» и подтвердил исследованиями вывод о том, что только механизмы нулевого семейства являются самоустанавливающимися, т.е. не имеющими избыточных связей. И не понятно, почему именно Л.Н. Решетов предлагает использовать формулу А.П. Малышева для определения числа избыточных связей. В [2] он пишет «Эта формула (в несколько ином виде и без точной формулировки избыточных связей) предложена А.П. Малышевым»

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} i \cdot p_i.$$

Выше нами приведена формула А.П. Малышева и с формулой, приведенной Л.Н. Решетовым, она не имеет ничего общего.

Обоснуем вывод формулы для определения q . Запишем формулу подвижности В.В. Добровольского – Артоболевского

$$W_m = (6 - m)n - \sum_5^{m+1} (k - m)p_k, \text{ при } (k - m) \geq 1, \quad (2)$$

где W_m – подвижность конкретного семейства механизма, m – число общих наложенных на механизм связей, n – число подвижных звеньев, p_k – кинематические пары k – ого класса.

Раскроем скобки в правой части формулы (2)

$$W_m = 6n - m \cdot n - 5p_5 + m \cdot p_5 - 4p_4 + m \cdot p_4 - 3p_3 + m \cdot p_3 - 2p_2 + \\ + m \cdot p_2 - p_1 + m \cdot p_1,$$

Сгруппируем члены

$$W_m = (6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1) + \\ + m \cdot (p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1) - m \cdot n.$$

Первая скобка определяет формулу Малышева (1), эту скобку можно заменить на W_0 , т.е. на подвижность безызбыточной системы. Вторая скобка дает сумму используемых пар, вне зависимости от их класса, т.е.

$$p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = p.$$

На основании проведенных рассуждений формулу (2) перепишем так

$$W_m = W_0 + m \cdot (p - n). \quad (3)$$

Учтем, что $W_m - W_0 = q$, тогда окончательно получим

$$q = m \cdot (p - n). \quad (4)$$

Формула (4) полностью соответствует формуле Н.И. Колчина.

Она особенна тем, что абсолютно безупречно объясняет возникновение избыточных связей. Однако, часто при решении сложных задач, трудно или даже невозможно заранее определить, к какому семейству относится рассматриваемая механическая система, т.е. какое конкретное значение следует задать параметру m . В этом случае следует поступать так: решить (3) относительно q

$$q = W_m - W_0, \quad (5)$$

задать нужное значение W ($W_m = W$) и, имея в виду, что W_0 определяется по (1) получить число избыточных связей

$$q = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - (6n - W). \quad (6)$$

Но это уже не формула Малышева А.П. и пользоваться ею со ссылкой на него некорректно.

Следовательно, избыточными связями (q) в механических системах следует называть такие связи, которые вызывают дефицит подвижности в результате неизбежной принужденной сборки системы в случае, когда число звеньев, число и классы используемых кинематических пар не соответствуют самоустанавливающейся системе, описываемой формулой подвижности Малышева.

Механизмы, в которых присутствуют избыточные связи, хотя и оказываются вполне работоспособными, но при тщательном их исследовании нельзя не заметить, что они работоспособны лишь принудительно. Теоретически принужденность определяется тем, что эти системы прежде необходимо «наильно» ввести в некие пространства: – в четвертое ($m = 4$), в третье ($m = 3$), во второе ($m = 2$) или в первое ($m = 1$). Практически это заключается в том, что при сборке механизмов в силу ошибок изготовления звеньев и их элементов появляется потребность вводить звенья в кинематические

пары друг с другом, прикладывая определенные усилия. Ясно, что обеспечить абсолютно точное изготовление звеньев и их элементов невозможно, а потому потребность принужденности сборки может быть меньшей или большей.

Рассмотрим определение подвижности механизмов конкретных семейств. Нулевое семейство – это такое, когда обеспечивается $m = 0$, первое, когда $m = 1$, второе, когда $m = 2$, третье, когда $m = 3$ и четвертое, когда $m = 4$. Итак, для конкретных значений m по (2) можно записать следующие формулы:

при $m = 0$ – формулу Малышева А.П.

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (7.1)$$

при $m = 1$ – формулу подвижности механизмов 1-го семейства;

$$W = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2, \quad (7.2)$$

при $m = 2$ – формулу подвижности механизмов 2-го семейства;

$$W = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3, \quad (7.3)$$

при $m = 3$ – формулу подвижности механизмов 3-го семейства;

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (7.4)$$

при $m = 4$ – формулу подвижности механизмов 4-го семейства;

$$W = 2n - p_5. \quad (7.5)$$

Отметим, что в этих формулах при различных коэффициентах и переменных в правых частях, слева употребляется одно и тоже обозначение W . Ясно, что эти значения W не одинаковы. Рассмотрим ряд примеров, на которых покажем значимость формул (7.1) – (7.5).

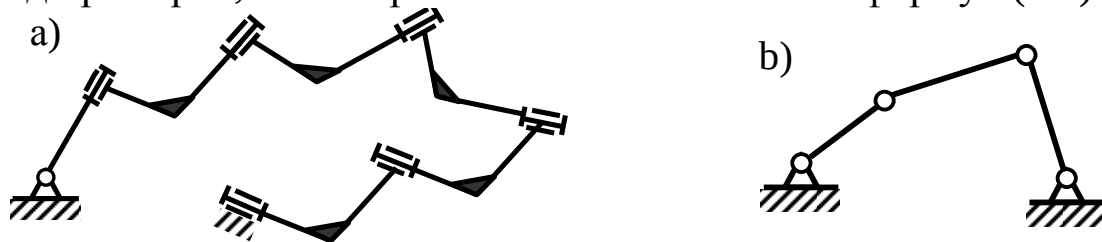


Рисунок 3 – Шестизвенный (а) и четырехзвенный (б) механизмы

Так в кинематической цепи (рисунок 3, а) шесть звеньев ($n = 6$), соединенны между собой и со стойкой в семь кинематических пар пятого класса ($p_5 = 7$), по формуле Малышева А.П. (7.1) получим, что $W = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 7 = 1$, по формуле (7.2) для первого семейства – $W = 5 \cdot 6 - 4 \cdot 7 = 2$, по (7.3) для второго семейства – $W = 4 \cdot 6 - 3 \cdot 7 = 3$, по (7.4) для третьего семейства $W = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 = 4$, по (7.5) для четвертого семейства $W = 2 \cdot 6 - 7 = 5$.

Для кинематической цепи из трех звеньев (рисунок 3, б), ($n = 3$) и четырех кинематических пар пятого класса ($p_5 = 4$), по формуле (7.1) получим $W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 4 = -2$, по формуле (7.2) для первого семейства – $W = 5 \cdot 3 - 4 \cdot 4 = -1$, по (7.3) для второго семейства – $W = 4 \cdot 3 - 3 \cdot 4 = 0$, по (7.4) для третьего семейства $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$, по (7.5) для четвертого семейства $W = 2 \cdot 3 - 4 = 2$.

Анализируя результаты приведенных расчетов, можно сделать следующие заключения, во-первых, так как слева появляются существенно разные величины, их необходимо различать. Наиболее логично их обозначать индексами, соответствующими исследуемым семействам, т.е.

$$W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

$$W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2,$$

$$W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3,$$

$$W_3 = 3n - 2p_5 - p_4,$$

$$W_4 = 2n - p_5.$$

Во-вторых, при заданных условиях все семейства механизма (рисунок 3, б), кроме третьего, будут либо неподвижны ($W_4 = 0$), либо иметь отрицательное значение подвижности, т.е. в них появятся дополнительные или избыточные связи q и это число определится формулой (5).

В том случае, если величина W_m оказывается более чем W_0 , в системе появляются избыточные подвижности

$$H = W_0 - W_m.$$

Обоснуем физическую основу появления избыточных связей в механизмах не нулевого семейства. Рассмотрим шарнирные механизмы, приведенные на рисунке 4.

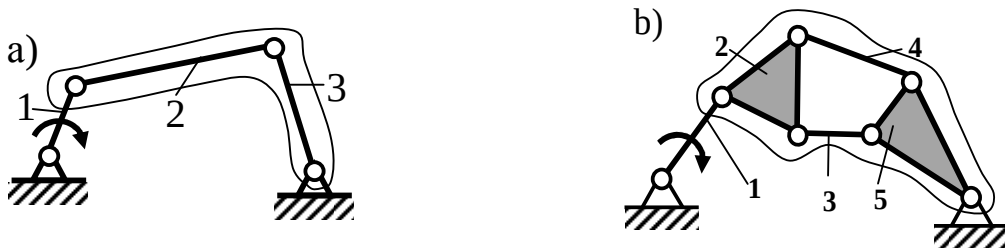


Рисунок 4 – Четырехзвенный (а) и шестизвенный (б) шарнирные механизмы

Оба механизма относятся к механизмам третьего семейства, т.к. их подвижности $W_3 = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$ (рисунок 4, а) и

$W_3 = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$ (рисунок 4, б), следовательно, по формуле (4) число избыточных связей в четырехзвенном механизме (рисунок 4, а) $q = 3$, а в шестизвенном (рисунок 4, б) $q = 6$.

Известно, что при движении механизма, в кинематических парах возникают силы взаимодействия между звеньями, называемые реакциями опор. Нахождение этих сил является основой для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, виброустойчивость, износостойкость и др. Определить реакции опор можно лишь декомпозируя (разрывая) механическую систему, т.е. рассматривая последовательное присоединение к ведущему звену групп звеньев нулевой подвижности. В основе силового расчета механизма лежат два принципа – Д'Ламбера и статической определимости. Считается, что в плоской вращательной кинематической паре, без учета сил трения, реакция направлена нормально к поверхности геометрических элементов соприкасающихся звеньев, т.е. точка приложения проходит через центр шарнира, следовательно, неизвестными остаются её величина и направление. Для нахождения реакций достаточно составить уравнения равновесия в виде $\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$ и $\sum M_0(F_i) = 0$. Однако, при сборке шарнирных механизмов в силу ошибок изготовления звеньев, при соединении их в кинематические пары, прикладываются определенные усилия, которые приводят к тому, что точка приложения реакции опоры смещается относительно центра шарнира, т.е. во вращательной кинематической паре неизвестными становятся и точка приложения силы, и направление, и её величина. Число уравнений в этом случае будет меньше числа неизвестных, а значит, система будет статически неопределимой.

В четырехзвенном механизме к ведущему звену, которое является безызбыточным механизмом первого класса, т.к. по формуле (7.1) $W_0 = 6n - 5p_5 = 6 \cdot 1 - 5 \cdot 1 = 1$, присоединяется двухзвенная группа Ассура – диада, содержащая два звена $n = 2$, и три кинематических пары $p_5 = 3$. Число уравнений равновесия (возможных движений) для этой группы $H = 6 \cdot n = 6 \cdot 2 = 12$, число связей $S = 5p_5 = 5 \cdot 3 = 15$, т.е. $S > H$ разница между этими параметрами $S - H = 3$.

В шестизвенном механизме к ведущему звену присоединена четырехзвенная группа Ассура ($n = 4$, $p_5 = 6$), в этом случае $H = 6 \cdot n = 24$, а $S = 5p_5 = 5 \cdot 6 = 30$, тогда $S - H = 6$. Выше было показано, что в

четырёхзвенном механизме три избыточные связи, а в шестизвенном – шесть.

Следовательно, избыточные связи в шарнирных механизмах возникают тогда, когда число неизвестных сил, возникающих в кинематических парах (реакций связи), превышает число возможных уравнений равновесия, т.е. $S - H = q$.

В работе [10] опубликована методика адресной замены шарниров на кинематические пары более высоких классов, позволяющая устранять избыточные связи, и приведены шестизвенные механизмы с определенным расположением кинематических пар третьего и четвертого классов, в которых $q = 0$ (рисунок 5, а, б).

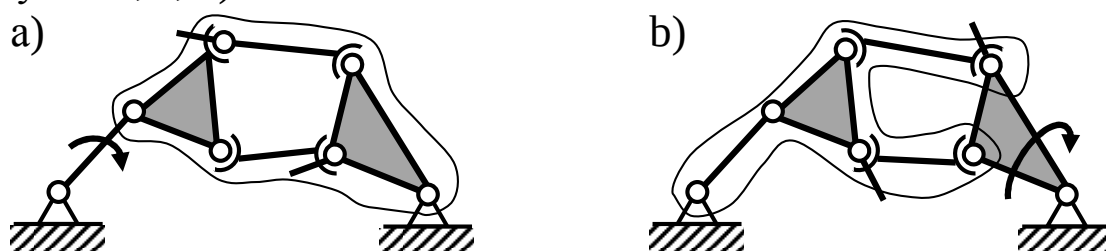


Рисунок 5 – Шестизвенные механизмы без избыточных связей

Структурно эти механизмы разные, но так как каждая присоединяемая группа Ассура содержит по две кинематические пары пятого, третьего и четвертого класса, то число связей $S = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 5 \cdot 2 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 24$. Число уравнений, как было показано выше для четырехзвенной группы Ассура $H = 24$, тогда $S - H = 0$.

Воспользуемся формулой (6) и определим число избыточных связей для механизмов ($W = 1$), приведенных на рисунке 5

$$\begin{aligned} q &= 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - (6n - W) = \\ &= 5 \cdot 3 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 2 - (6 \cdot 5 - 1) = 0. \end{aligned}$$

Библиографический список

1. Фролов К.В. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А.Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.
3. Большая энциклопедия нефти и газа. ngpedia.ru/id430553/p1.html.

4. Каримов И. Электронный учебный курс для студентов очной и заочной форм обучения Башкирский государственный аграрный университет.
5. www.studarhiv.ru. Теория механизмов и машин /лекции от Лекции от Чуфистова. 1 часть - lecture_tmm.
6. <http://tmm-umk.bmstu.ru/lectures/lections.htm>/лекции 4.1.
7. Малышев А.П. Прикладная механика. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структуры // Изв. Томского технологического института, т. 44, вып. 2. Томск, 1923. – 77 с.
8. Малышев А.П. Кинематика механизмов. – М.: Госуд. изд-во легкой промышленности, 1933. – 467 с.
9. Колчин Н.И. Опыт построения расширенной структурной классификации механизмов и основанной на ней структурной таблицы механизмов. Анализ и синтез механизмов // Труды Второго Всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов – М.: Машгиз, 1960. – С. 85-97.
10. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н., Большаков Н.С. Опыт исключения избыточных связей в шестизвенных плоских механизмах // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2007. – №5. – С. 29-38.

СИНТЕЗ СЛОЖНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В КУРСЕ «СТАТИКА СООРУЖЕНИЙ»

Кандидат технических наук, доцент

Баклушина И.С.

Основной целью дисциплины «Статика сооружений» является получение навыков выполнения проектирования и статического расчета конструкций, наиболее часто встречающихся в инженерной практике (статика сооружений - наука о расчете на статические нагрузки сооружений, состоящих из совокупности соединенных между собой различными способами конструктивных элементов).

Задачей учебной дисциплины является изучение теоретических основ теории расчета сооружений, разработка методов расчета, поиск оптимальных решений при создании отдельных видов продукции с учетом требований динамики, прочности, долговечности, безопасности жизнедеятельности, стоимости и конкурентоспособности. Рассматриваются конкретные задачи создания конструктивных схем строительных ферм с учетом прочностных расчетов несущих элементов.

В результате изучения дисциплины, согласно [1], студент должен знать методы расчетов инженерных конструкций и сооружений, состоящих из совокупности соединенных между собой различными способами конструктивных элементов, уметь проводить расчет реальных строительных конструкций и синтезировать новые конструктивные схемы, а также, владеть навыками инженерных расчетов с точки зрения создания оптимальных конструктивных схем строительных ферм.

Проблема правильного проектирования стержневых конструкций различного назначения является актуальной. Развитие современной строительной механики достаточно значимо, но есть вопросы, решение которых для этой прикладной науки не нашли должного развития, в частности при синтезе сложных ферменных конструкций. При использовании известных приемов строительной механики и методик структурного синтеза машин, появляется возможность создания строительных ферм надежных и прочных в эксплуатации, экономичных по металлу и разнообразных по конфигурации.

Известно [2], что фермы строительного назначения и другие стержневые конструкции представляют собой статически определимые системы. Методом синтеза *простых* ферм является метод присоединения к так называемому базовому треугольнику двух стержней, соединенных шарниром. В курсе строительной механики приводится сложная ферма Шухова сетчатого покрытия (рисунок 1), которая не может быть получена предложенным методом.

Под *сложной* фермой понимается такая, в которой отсутствуют узлы, где сходятся менее трех стержней. Ферма геометрически неизменяемая, статически определимая, так как удовлетворяет условию, согласно [2]:

$$S=2K-3,$$

где S – количество стержней ($S=9$); K – количество узлов ($K=6$).

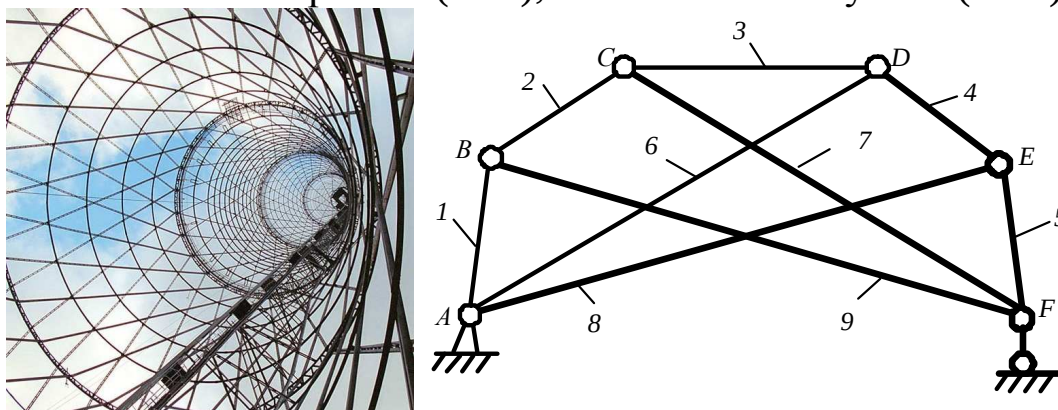


Рисунок 1 – Ферма Шухова

Изучение теории построения ферменных конструкций показывает, что в строительной механике сложные фермы появлялись как частные оригинальные решения, нередко, как изобретения. Единого метода синтеза таких (сложных) ферм выработано не было.

Дисциплина «Статика сооружений» решает задачу синтеза сложных стержневых конструкций строительного назначения путем применения метода получения ферм из кинематических цепей нулевой подвижности (групп Ассура). Дело в том, что строительная механика стержневых систем и теория структуры машин имеют тесные взаимосвязи между собой. Они часто направлены на решение подобных задач, на выработку единых методов и подходов.

Задача о нахождении многообразия групп нулевой степени подвижности была решена в статье [3] для восьмизвенных кинематических цепей, где представлено древо формирования групп

Ассура, по которому установлено восемь признаков. Все показатели находятся в строгой последовательности, определение которых позволяет синтезировать схемы и выявлять различия в многообразии групп, пригодных для использования.

При решении задач синтеза сложных ферменных конструкций в курсе «Статика сооружений» учитываются следующие особенности плоских групп Ассура:

- наличие в цепях двух нереализованных шарниров или двух свободных выходов;
- количество подвижных звеньев в группе не должно быть менее восьми;
- создание цепей, способных перейти к фермам симметричного исполнения.

В курсе «Статика сооружений» студентам предлагается алгоритм создания конструктивных схем строительных ферм и решается конкретная задача по индивидуальным заданиям.

С целью успешного освоения дисциплины на кафедре теории и основ конструирования машин предусмотрено программное обеспечение включает проведение части лекционных и практических занятий с использованием интерактивных мультимедийных комплексов в программе Microsoft Office Word, Microsoft Office Power Point, предлагаются презентации теоретической части курса и примеры выполнения индивидуальных заданий, разрабатывается учебное пособие.

Библиографический список

1. Баклушина И.С. Программа учебной дисциплины «Статика сооружений». – Новокузнецк: СибГИУ, 2015. – 13 с.
2. Дарков А.В. Строительная механика. / А.В. Дарков, Н.Н. Шапошников. – М.: Высшая школа, 1986. – 602 с.
3. Дворников Л.Т. Задача о поиске многообразия восьмизвенных плоских шарнирных групп Ассура / Л.Т. Дворников, Л.Н. Гудимова // Теория механизмов и машин. – 2008. – Т. 6. – №11. – С. 15-29.

ОБЩАЯ МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ ЗАДАЧ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Кандидат химических наук, доцент

Дёмин В.М.

В учебниках по прикладной механике и деталям машин предлагается для непосредственного использования при решении практических задач большое число алгебраических выражений, причем многие формулы получены путем простой перестановки членов. Приводятся три записи, представляющие собой варианты одного и того же условия прочности. В зависимости от характера задачи в примерах используется тот или иной вариант в качестве заранее заготовленного решения. Такого рода записи повторяются при разных видах сопротивления, а иногда в комбинации различных видов воздействий. Написание одной формулы в нескольких вариантах обосновывается специальной терминологией, именуемой «классификацией видов расчета»: «проверочный расчет», «проектный расчет» и «определение допускаемой нагрузки». Такая классификация по смысловому значению не соответствует перечисленным наименованиям, так как в процессе проектирования требуется и подбирать сечения, и проверять их пригодность. Вместе с тем она неправильно ориентирует студентов, создавая впечатление, что все три формы одного и того же условия прочности представляют собой разные виды расчета, которые надо знать студентам для применения в различных случаях. Значительно проще и методически правильно помнить только одну, первую форму записи условия прочности. Студенты знакомы с правилами элементарных алгебраических преобразований и без труда получают нужную им величину. Если же даны три вида одного и того же условия прочности, студенты привыкают употреблять их непосредственно для решения задач, а поскольку знание условия прочности для каждого вида сопротивления обязательно, они должны помнить в три раза больше формул, чем это нужно.

Часто приводятся в учебниках и выводятся на лекциях формулы, получаемые путем объединения известных студентам основных расчетных формул в более громоздкие алгебраические выражения, например, число заклепок из условий среза, смятия. У студентов

создается неправильное представление, что решение задач на прочность проводят не по смыслу, а по готовым формулам. В применении, а тем более в запоминании подобных специально заготовленных формул нет никакой необходимости. Так, число заклепок можно найти на основании условия прочности при сдвиге в форме напряжений. Из этого выражения следует определить площадь среза, а затем площадь среза может быть выражена через диаметр и число площадок среза в соответствии с условиями задачи. Требуемое число заклепок будет получено делением необходимой площади среза на суммарную площадь среза одной заклепки. Таким же путем может быть подобрано сечение вала или балки, найдена необходимая длина сварных швов, причем соблюдается единая методика расчета на прочность и жесткость при всех видах сопротивления.

Решение задач без понимания сущности явлений невозможно, да и указание определенных формул для их решения неосуществимо, так как одна и та же задача может решаться различными методами в зависимости от требуемой точности результата и поставленной цели. Выбор наиболее рационального метода для каждого случая определяется конкретными условиями. Выражение «расчет ведется по формуле», на наш взгляд, неудачно и его следует по возможности избегать.

Количество формул, применяемых при решении задач, может быть значительно сокращать прежде всего за счет написания каждой зависимости в одном виде. При этом применение второстепенных зависимостей не должно допускаться. Этим создается единство методики решения задач на все виды сопротивления. Сокращение может быть также достигнуто исключением из применения алгебраических выражений, полученных путем объединения основных, известных студентам расчетных формул в более сложные, как в приведенном примере подсчета числа заклепок.

Таким образом, можно наметить основные методы решения задач на прочность. Например, подбор сечений элементов из условия прочности при растяжении или сжатии, сдвиге [1], изгибе [2], кручении удобно начинать с написания условия прочности в форме напряжений, после чего в результате простых алгебраических преобразований может быть получена требуемая характеристика сечения [3]. Зная, каким образом данная характеристика сечения выражается через геометрические размеры, легко получить высоту

или ширину сечения, диаметр вала, длину сварного шва и т.д. Таким же путем легко найти допускаемую нагрузку, допустимый изгибающий или крутящий моменты. Проверку жесткости, определение размеров сечения или допустимой нагрузки следует начинать с написания условия жесткости, после чего таким же путем получить нужную величину. Объединение ряда действий в одну расчетную формулу и решение задачи в алгебраической форме не рационально, так как приводит к внешне совершенно различным выражениям для каждого вида сопротивления и к применению в практике большого числа формул. Кроме того, рекомендуемая последовательность решения задач позволяет разбить задачу на ряд простейших задач и при подстановке цифр получить промежуточные ответы, дающие представление о порядке цифр и размерностях входящих величин.

Строго соблюдая последовательность действий при решении задач, следует обращать внимание студентов на общность методики решения. Нередко, используя известный студентам прием или метод, лектор забывает указать, что данный прием уже известен и применялся студентами уже ранее. Например, метод сечений употребляется почти во всех математических выводах и указание на обычный порядок его приложения значительно облегчает понимание.

Библиографический список

1. Дёмин В.М. Практические методы расчета на сдвиг и смятие // Основы проектирования машин: Материалы Седьмой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: СибГИУ, 2013. – С. 26-28.
2. Дёмин В.М. К выполнению расчетно-графической работы по теме «Поперечный изгиб» // Основы проектирования машин: Материалы Шестой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: СибГИУ, 2012. – С. 42-45.
3. Дёмин В.М. К выполнению РГР по теме «Геометрические характеристики плоских сечений» // Основы проектирования машин: Материалы Четвертой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: СибГИУ, 2010. – С. 32-35.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Кандидат технических наук, доцент

Попугаев М.Г.

К современным машинам и механизмам предъявляют высокие требования по качеству и надежности, причем эти требования постоянно возрастают. Недостаточная надежность системы приводит к увеличению доли эксплуатационных затрат по сравнению с общими затратами на проектирование, производство и применение этих систем. При этом стоимость эксплуатации системы может во много раз превзойти стоимость их разработки и изготовления. Отказы приводят к различным последствиям: потерям информации, простоям сопряженных с системой других устройств и систем, к авариям и т.д.

В дисциплине «Надежность и диагностика технологических систем» одной из основных является тема «Методы расчета надежности сложных технических систем».

Технические объекты представляют собой сложные системы, состоящие из отдельных деталей, узлов, звеньев. Техническая система – совокупность технических устройств (элементов), предназначенных для выполнения определенной функции. Соответственно, элемент – составная часть системы. Расчленение системы на элементы достаточно условно и зависит от постановки задачи расчета надежности [1].

Для составления структурной схемы изделие разбивают на элементы, а затем рассматривают влияние отказа произвольно взятого элемента на надежность всего объекта, такой подход позволяет выявить наиболее слабый элемент.

Для расчетов параметров надежности удобно использовать структурно-логические схемы надежности, которые графически отображают взаимосвязь элементов и их влияние на работоспособность системы в целом.

При составлении структурной схемы придерживаются следующих правил:

- элементы изображаются в виде прямоугольников и обозначаются номерами;

- одна сторона прямоугольника считается входом, другая – выходом для сигнала;
- элемент считается работоспособным, если сигнал со входа элемента проходит на выход;
- отказ элемента делает невозможным прохождение сигнала;
- линии, соединяющие элементы друг с другом, считаются абсолютно безотказными [1].

Последовательным соединением элементов системы называется такое, при котором отказ любого элемента равносител отказу системы в целом (рисунок 1,а). При этом конструктивно элемент может быть встроен в систему как угодно. Например, подшипники на валу редуктора работают конструктивно параллельно друг с другом, однако выход из строя любого из них приводит к отказу системы. Эти элементы с точки зрения надежности образуют последовательное соединение.

Работоспособность системы с последовательным соединением элементов обеспечивается при условии, когда все n элементов системы находятся в работоспособном состоянии (рисунок 1,а). Вероятность, что система будет работоспособна, определяется по формуле [2]:

$$P_{сист} = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (1)$$

где $P_i(t)$ – вероятность работоспособности i -го элемента.

При последовательном соединении общая надёжность всей системы ниже надёжности самого слабого элемента. При очень большом количестве высоконадёжных элементов система может оказаться неработоспособной.

Параллельное соединение элементов означает, что устройство переходит в состояние отказа после отказа всех элементов, т.е. система будет работоспособна, если хотя бы один элемент работоспособен (рисунок 1,б).

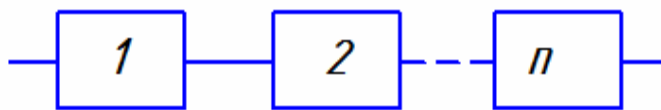
Вероятность, что система с параллельным соединением элементов (рисунок 1,б) будет работоспособна, определяется по формуле [2]:

$$P_{сист} = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)]. \quad (2)$$

Показатели надёжности рассчитываются на основании предположения, что система и любой её элемент могут находиться

только в одном из двух возможных состояний – работоспособном и неработоспособном, и отказы элементов независимы. Состояние системы (работоспособное или неработоспособное) определяется состоянием элементов и их сочетанием. Поэтому возможно свести расчет безотказности любой ТС к перебору всех возможных комбинаций состояний элементов, определению вероятности каждого из них и сложению вероятностей работоспособных состояний системы.

а)



б)

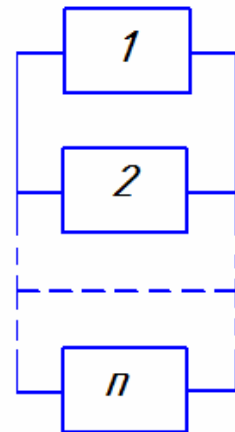


Рисунок 1 – Соединение элементов

Метод прямого перебора (таблица 1) практически универсален и может использоваться при расчете любых технических систем. Однако при большом количестве элементов системы n такой путь становится нереальным из-за большого объема вычислений (например, при $n=15$ число возможных состояний системы составляет $2^n = 2^{15} = 32768$). Поэтому на практике используют более эффективные и экономичные методы расчета, не связанные с большим объемом вычислений.

Таблица 1 – Состояния системы

№	Состояние элементов		Состояние системы	Вероятность состояния системы
	1	2		
1	+	+	+	$0,95 \times 0,98 = 0,931$
2	+	-	-	$0,95 \times 0,02 = 0,019$
3	-	+	-	$0,05 \times 0,98 = 0,049$
4	-	-	-	$0,05 \times 0,02 = 0,001$
При последовательном соединении				0,931
1	+	+	+	$0,95 \times 0,98 = 0,931$
2	+	-	+	$0,95 \times 0,02 = 0,019$

3	-	+	+	$0,05 \times 0,98 = 0,049$
4	-	-	-	$0,05 \times 0,02 = 0,001$
При параллельном соединении				0,999

В таблице 1 показаны примеры расчета последовательных и параллельных соединений элементов при $P_1(t) = 0,95$, $P_2(t) = 0,98$. Работоспособные состояния элементов и системы отмечены знаком «+», неработоспособные – знаком «-». Вероятность любого состояния определяется по теореме умножения вероятностей как произведение вероятностей состояний, в которых пребывают элементы.

На практике встречаются системы, для описания которых параллельное или последовательное соединение не годится. Систему типа « m из n » (рисунок 2) можно рассматривать как вариант системы с параллельным соединением элементов, отказ которой произойдет, если из n элементов, соединенных параллельно, работоспособными окажутся менее m элементов ($m < n$).

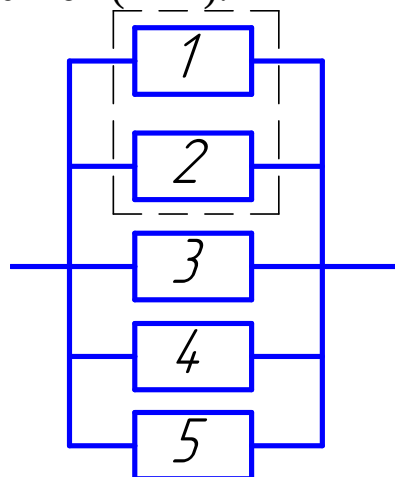


Рисунок 2 – Система «2 из 5»

Для расчёта надёжности систем типа « m из n » при сравнительно небольшом количестве элементов можно воспользоваться методом прямого перебора.

Расчёт надёжности системы « m из n » может производиться комбинаторным методом при использовании биномиального распределения. Случайная величина называется биномиально распределенной с параметрами n и p , если возможные значения $0, 1, \dots, n$ она принимает с вероятностями $P(n, k)$, задаваемыми формулой [1]:

$$P(n, k) = C_n^k p^k (1 - p)^{n-k}, \quad (3)$$

где C_n^k – биномиальный коэффициент, называемый «числом сочетаний по k из n »:

$$C_n^k = \frac{n!}{k!(n-k)!}. \quad (4)$$

Так как для отказа системы « m из n » достаточно, чтобы количество работоспособных элементов было меньше m , вероятность отказа может быть найдена по теореме сложения вероятностей для $k = 0, 1, \dots, (m-1)$:

$$Q = \sum_{k=0}^{m-1} P_k = \sum_{k=0}^{m-1} C_n^k p^k (1-p)^{n-k}. \quad (5)$$

Аналогичным образом можно вычислить вероятность безотказной работы как сумму для $k = m, m+1, \dots, n$:

$$P = \sum_{k=m}^n P_k = \sum_{k=m}^n C_n^k p^k (1-p)^{n-k} \quad (6)$$

Мостиковой структурой называется параллельное соединение последовательных цепочек элементов с диагональными элементами, включенными между узлами различных параллельных ветвей (рисунок 3). Работоспособность такой системы зависит не только от количества отказавших элементов, но и от их положения в структурной схеме. При одновременном отказе элементов 1 и 4, или 2 и 5, или 2, 3 и 4 и т. д. схема окажется неработоспособной. Но отказ элементов 1 и 5, или 2 и 4, или 1, 2 и 3, или 3, 4 и 5 к отказу системы не приводит.

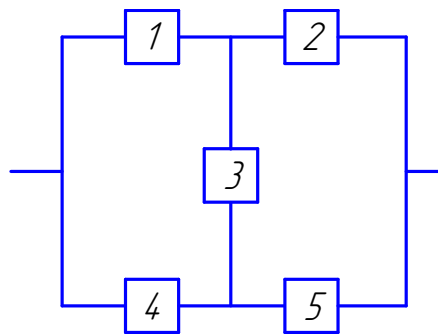


Рисунок 3 – Мостиковая схема

Для составления логической схемы можно воспользоваться методами минимальных путей и минимальных сечений, или методом разложения относительно особого элемента. При анализе надежности воспользуемся методом разложения относительно особого элемента,

основанным на известной в математической логике теореме о разложении функции логики по любому аргументу [3].

Согласно этой теореме, можно записать:

$$P = p_i P(p_i = 1) + q_i P(p_i = 0), \quad (7)$$

где p_i и $q_i = 1 - p_i$ – вероятности безотказной работы и отказа i -го элемента; $P(p_i = 1)$ и $P(p_i = 0)$ – вероятности работоспособного состояния системы при условии, что i -й элемент абсолютно надежен и что i -й элемент отказал.

Для мостиковой схемы в качестве особого целесообразно выбрать диагональный элемент 3. При $p_3 = 1$ мостиковая схема превращается в параллельно-последовательное соединение (рисунок 4, а), а при $p_3 = 0$ – в последовательно-параллельное (рисунок 4, б).

Для преобразованных схем можно записать:

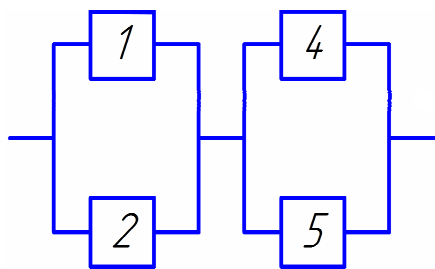
$$P(p_3 = 1) = [1 - (1 - p_3)(1 - p_2)] \cdot [1 - (1 - p_4)(1 - p_5)], \quad (8)$$

$$P(p_3 = 0) = 1 - (1 - p_1 p_4)(1 - p_2 p_5). \quad (9)$$

Тогда на основании формулы (7) получаем:

$$P = p_3 [1 - (1 - p_1)(1 - p_2)] \cdot [1 - (1 - p_4)(1 - p_5)] + (1 - p_3) [1 - (1 - p_1 p_4)(1 - p_2 p_5)]. \quad (10)$$

а)



б)

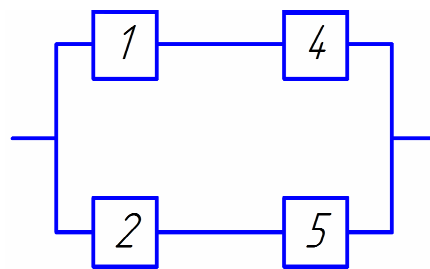


Рисунок 4 – Преобразование мостиковой схемы при абсолютно надежном (а) и отказавшем (б) центральном элементе

Рассмотрим сложную комбинированную систему (рисунок 5). При анализе комбинированной системы нужно разбить систему на простые подсистемы – группы элементов, методика расчета надёжности которых известна. Затем эти подсистемы в структурной схеме надёжности заменяются элементами с вероятностями безотказной работы, равными вычисленным вероятностям безотказной работы этих подсистем. Такие действия нужно

выполнять до тех пор, пока оставшиеся элементы не образуют структуру, методика расчёта надёжности которой также известна.

При малом количестве элементов можно воспользоваться методом прямого перебора, последовательно перебирая все возможные комбинации. Однако в нашем случае число состояний системы будет $2^n = 2^{15} = 32768$.

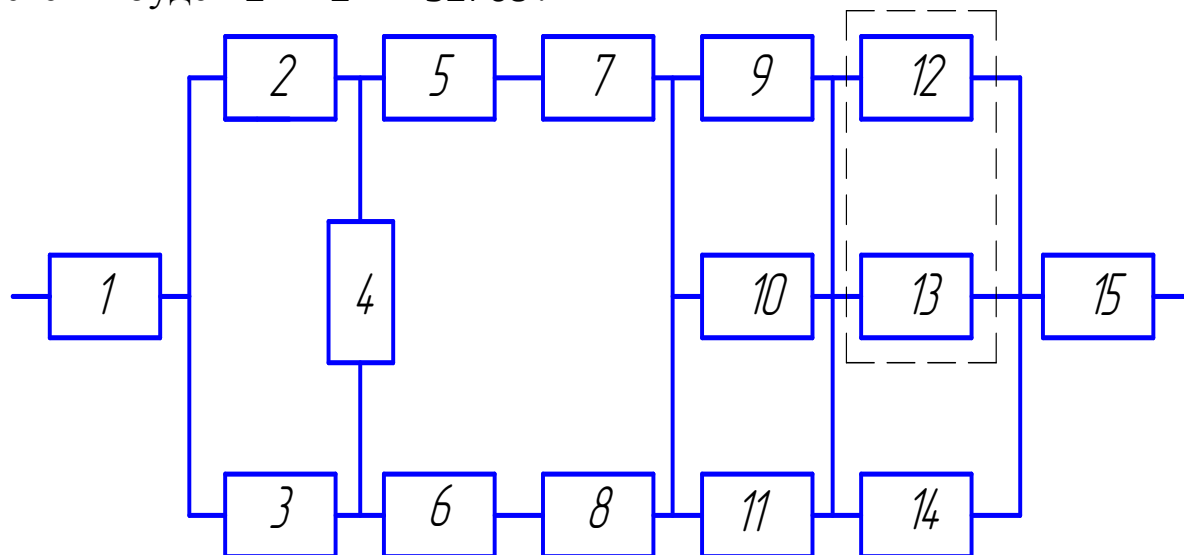


Рисунок 5 – Исходная сложная система

Здесь элементы 5 и 7, 6 и 8 попарно образуют друг с другом последовательные соединения. Замена элементов 5 и 7, 6 и 8 соответственно элементами А, В позволяет выполнить расчёт надёжности по формуле (1)

Элементы 9, 10, 11 образуют параллельное соединение, а элементы 12, 13, 14 – систему «2 из 3». При подобной замене соответствующие элементы обозначены С и D. В результате преобразованная схема принимает вид, показанный на рисунке 6.

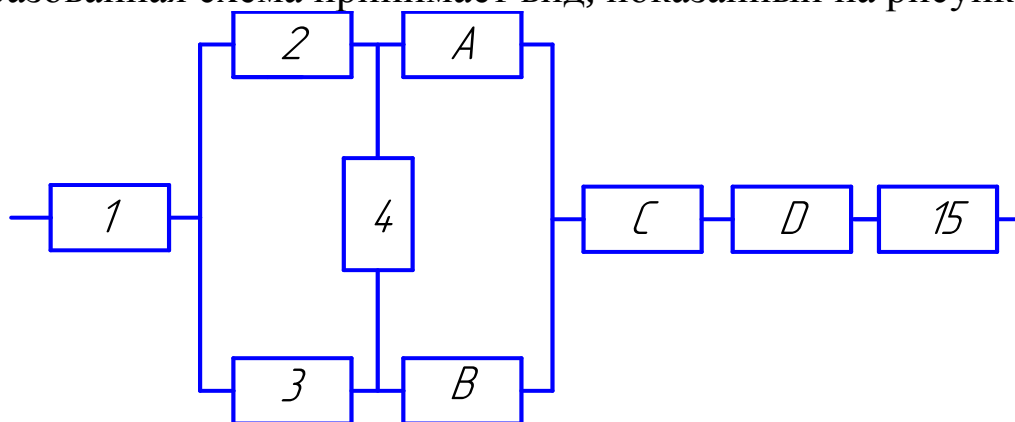


Рисунок 6 – Преобразованная система на первом этапе

В ней, в свою очередь, элементы 2, 3, 4, А, В образуют мостиковую схему, которая заменяется элементом Е. Элементы С, D и 15 образуют друг с другом последовательное соединение, обозначенное как элемент F. Схема, полученная после таких преобразований (рисунок 7), показывает последовательное соединение элементов 1, Е, F, для которых справедлива формула последовательного соединения.

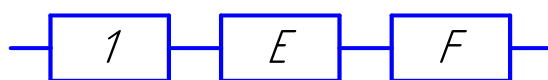


Рисунок 7 – Преобразованная система на втором этапе

Расчёт надежности технических систем производится с целью выбора лучших конструктивных решений, может быть применен в задачах структурного синтеза механизмов [4-5] для выбора и обоснования рационального варианта; при обосновании эффективности предлагаемых мер по доработкам конструкций; при определении режимов эксплуатации, организации технического обслуживания и ремонта. Задачами надежности являются определение числовых показателей, выявление наиболее ненадежных элементов, определение наиболее эффективных мер повышения показателей надежности. Решение этих задач возможно после предварительного структурно-логического анализа системы.

Библиографический список

1. Корчагин А.Б. Надежность технических систем и техногенный риск : учеб. пособие : в 2 ч. / А.Б. Корчагин, В.С. Сердюк, А.И. Бокарев. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011.
2. Надежность технических систем и техногенный риск /В.А. Акимов и др. – М.: ЗАО ФИД «Деловой экспресс, 2002. – 368с.
3. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем: учеб. пособие для вузов. – М.: Дрофа, 2008 . – 239с.
4. Попугаев М.Г. К вопросу о структурном синтезе трехзвенных неассуровых механизмов нулевого семейства // Современные проблемы теории машин. – 2015. – №3. – С. 87-90.
5. Попугаев М.Г. К вопросу о структурном синтезе трехзвенных механизмов / М.Г. Попугаев, Л.Т. Дворников // МашиноСтроение. – 2009. – №19 – С. 42-51.

СОВРЕМЕННЫЕ КРИТЕРИИ ПРИСВОЕНИЯ УЧЕНЫХ ЗВАНИЙ

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

В предыдущем сборнике «Основы проектирования машин» была опубликована статья [1], посвященная современному положению о порядке присуждения ученых степеней. Обратимся теперь ко второй составляющей системы аттестации научно-педагогических работников в Российской Федерации – ученому званию.

10 декабря 2013г. постановлением Правительства РФ №1139 (с изменениями от 30.07.2014г.) утверждено Положение «О порядке присвоения ученых званий» [2], которое вступило в силу с 1 января 2014г. Основное отличие от действовавшего ранее положения заключается в том что, упразднено понятие звания по кафедре, теперь ученые звания присваиваются только по научным специальностям в соответствии с номенклатурой специальностей научных работников [3], утвержденной Министерством образования и науки РФ. В качестве пример в таблице 1 приведены специальности, наиболее близкие к направлению деятельности сотрудников кафедры теории и основ конструирования машин Сибирского государственного индустриального университета.

Таблица 1 – Научные специальности механико-машиностроительного профиля

Шифр	Отрасль науки, группа специальностей, специальность
01.02.01	Теоретическая механика
01.02.04	Механика деформируемого твердого тела
01.02.06	Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры
05.02.02	Машиноведение, системы приводов и детали машин
05.02.08	Технология машиностроения
05.02.13	Машины, агрегаты и процессы (по отраслям)
05.02.18	Теория механизмов и машин

В соответствии с положением можно выделить 9 критериев для лиц, претендующих на звание доцента, и 12 критериев для лиц, претендующих на звание профессора (таблица 2).

Таблица 2 – Критерии присвоения ученых степеней

№	Критерий	Показатель	
		доцент	профессор
1	Наличие ученой степени	Кандидат или доктор наук	Доктор наук
2	Наличие ученого звания	–	Доцент не менее 3 лет
3	Должность	Не ниже доцента	Не ниже профессора
4	Стаж непрерывной работы в должности п. 2	Не менее 2 лет	
5	Стаж научной и педагогической деятельности	5 лет	10 лет
6	Стаж педагогической деятельности по специальности	3 года	5 лет
7	Педагогическая деятельность по образовательным программам высшего образования и (или) дополнительного профессионального образования по научной специальности	Не менее 0,25 ставки	Не менее 0,25 ставки
8	Подготовка лиц, которым присуждена ученая степень	–	Не менее 3, В том числе хотя бы 1 – по специальности
9	Наличие опубликованных учебных и научных трудов, в том числе патенты и иные объекты интеллектуальной собственности	20	50
10	Наличие опубликованных учебных трудов по специальности за последние 5 лет (для профессора) / 3 года (для доцента)	2	3
11	Наличие опубликованных научных трудов по специальности за последние 5 лет (для профессора) / 3 года (для доцента)	3	5
12	Наличие учебника (учебного пособия) по специальности за последние 10 лет	–	3

Рассмотрим подробно каждый из критериев.

1. Наличие ученой степени кандидата или доктора наук подтверждается заверенной в установленном порядке копией диплома, выданного Минобрнауки РФ, или документа иного государства о присвоении ученой степени, имеющей такие же права, как кандидат/доктор наук.

2. Наличие ученого звания доцента подтверждается заверенной в установленном порядке копией аттестата. Со дня присвоения звания до дня подачи документов должно пройти не менее 3 лет.

3. Соискатель должен работать по трудовому договору в организации, представляющей его к присвоению ученого звания, и замещать в ней на момент подачи документов должность:

– для соискателей звания профессора: профессора, заведующего кафедрой, декана факультета, руководителя или заместителя руководителя по научной (научно-исследовательской, учебной, учебно-методической работе) филиала или института этой организации, первого проректора, проректора, ректора, главного научного сотрудника или заведующего (начальника) научным, научно-исследовательским или опытно-конструкторским отделом (отделением, сектором, лабораторией);

– для соискателей звания доцента: к указанным в предыдущем абзаце добавляется должность доцента.

В данном случае приведен список должностей в отношении работника образовательной организации высшего образования, реализующей образовательные программы высшего образования, имеющие государственную аккредитацию.

4. Соискатель должен осуществлять непрерывную деятельность в одной из должностей, указанных в п.3, на протяжении не менее чем 2 лет.

5. При этом общий стаж научной и педагогической деятельности соискателя должен составлять 5 лет для претендента на звание доцента, 10 лет – на звание профессора.

Согласно постановлению Правительства РФ [4] должностями педагогических работников, отнесенными к профессорско-преподавательскому составу являются: декан факультета, директор института, доцент, заведующий кафедрой, профессор, преподаватель, старший преподаватель, ассистент.

А к должностям научных работников в соответствии с Приказом Минздравсоцразвития РФ [5] относятся: м.н.с., н.с., с.н.с., в.н.с.,

г.н.с., заведующий лабораторией, ученый секретарь, заведующий научно-исследовательским отделом.

На сайте Высшей Аттестационной Комиссии в разделе «Вопросы – ответы» [6] поясняется, что выпускникам аспирантуры время обучения в очной аспирантуре засчитывается в стаж научно-педагогической и научной работы.

6 и 7 критерии напрямую определяют специальность, по которой будет осуществляться представление соискателя к ученому званию.

При определении или выборе специальности необходимо руководствоваться [6]:

- соответствием направленности читаемых соискателем ученого звания курсов лекций или дисциплин, по которым проводятся иные виды занятий научной специальности;

- тематикой опубликованных соискателем за последние 3 года учебных изданий и научных трудов в рецензируемых изданиях;

- областями исследований научной специальности в соответствии с ее паспортом.

Обратимся, например, к паспорту специальности 05.02.18 «Теория механизмов и машин», в котором записаны области исследования:

- методы кинематического и динамического анализа (в том числе математического моделирования, анимационного и экспериментального исследований) механизмов;

- синтез (в том числе автоматизированное проектирование) структурных и кинематических схем механизмов и обобщенных структурных схем машин, оптимизация параметров.

В соответствии с этими областями можно назвать дисциплины учебных планов укрупненной группы направлений 15.00.00 «Машиностроение», которые должны реализовываться соискателем: Теория механизмов и машин; Специальные главы теории машин; Теория структуры механических систем; Мехатроника; Оптимальное проектирование механических систем; Планирование эксперимента; Основы научных исследований; Методология научных исследований в области механики и машиностроения; Динамика машин; Проблемы динамики и прочности машин; Математическое и компьютерное моделирование; Основы автоматизированного проектирования; Методические основы расчета сложных конструкций.

Необходимо также отметить, что в Положении о присвоении ученых званий отсутствует требование о соответствии темы диссертации соискателя ученого звания научной специальности, по которой будет осуществляться представление к званию.

Наличие стажа педагогической работы по научной специальности можно подтвердить заверенными выписками из индивидуального плана работы в организации, которые должны содержать информацию об основных видах учебной работы (курс лекций, практические занятия, семинары, лабораторные работы) с указанием названия дисциплин (специальности), а также по каким образовательным программам высшего образования (бакалавриат, специалитет, магистратура, подготовка научно-педагогических кадров) или программам дополнительного профессионального образования (повышение квалификации, профессиональная переподготовка) осуществляется образовательная деятельность в соответствии с учебным планом.

Объем занимаемой ставки по дисциплинами, соответствующим выбранной специальности, определяется в отношении к установленной локальным актом организации норме нагрузки для занимаемой соискателем должности, и должен составлять не менее 0,25 ставки.

8. Для соискателей звания профессора установлен критерий, согласно которому соискатель в качестве научного руководителя или научного консультанта должен подготовить не менее 3 (для работников образовательных организаций) лиц, которым присуждены ученые степени, при этом тема диссертации хотя бы одного из них соответствует выбранной научной специальности.

9, 10, 11, 12 критерии определяют степень публикационной активности соискателя ученого звания. Разъясним понятия научных и учебных трудов в соответствии с официальными комментариями на сайте ВАК РФ [6].

Научные труды должны быть опубликованы в рецензируемых научных изданиях, требования к которым и правила формирования в уведомительном порядке перечня которых устанавливаются Минобрнауки РФ [7], т.е. в так называемых изданиях из перечня ВАК, новая редакция [8] которого вступает в силу с 1 декабря 2015г.

Перечень учебных изданий, которые могут быть включены в список опубликованных трудов, приведен в разделе II примечания к

приложению №2 приказа Минобрнауки РФ [9] и содержит следующие виды работ: учебник, учебное пособие, учебно-методическое пособие, учебное наглядное пособие, рабочая тетрадь, самоучитель, хрестоматия, практикум, задачник, учебная программа. Необходимо отметить, что в указанный перечень методические, справочники и инструкции рекомендации не входят.

Исключений в Положении о присвоении ученых званий нет.

Формы и бланки документов, входящих в аттестационное дело соискателя, содержатся в приказе Минобрнауки РФ [9].

Библиографический список

1. Жуков И.А. Порядок подготовки и защиты диссертации в области технических наук в соответствии с современными требованиями // Основы проектирования машин: Материалы Восьмой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: СибГИУ, 2014. – С. 46-54.
2. О порядке присвоения ученых званий: постановление Правительства Рос. Федерации от 10 декабря 2013г. №1139.
3. Номенклатура специальностей научных работников: Приказ Минобрнауки Рос. Федерации от 25 февраля 2009г. №5 (в ред. Приказов Минобрнауки РФ от 11.08.2009 №294, от 10.01.2015 №5).
4. Об утверждении номенклатуры должностей педагогических работников организаций, осуществляющих образовательную деятельность, должностей руководителей образовательных организаций: постановление Правительства Рос. Федерации от 8 августа 2013г. №678
5. Об утверждении профессиональных квалификационных групп должностей работников сферы научных исследований и разработок: Приказ Министерства здравоохранения и социального развития РФ от 3 июля 2008 г. №305н.
6. <http://vak.ed.gov.ru/275;jsessionid=+uYORafe6zwH7QqLhifkdSxT>
7. <http://vak.ed.gov.ru/87>
8. <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/>
9. Об утверждении форм документов, представляемых для рассмотрения вопроса о присвоении ученых званий: Приказ Минобрнауки РФ от 4 февраля 2014 г. № 81.

РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОФИЛЯ «УПРАВЛЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ИННОВАЦИЯМИ» НА КАФЕДРЕ ТИОКМ

Ассистент

Хайдукова Я.А.

Переход России на инновационную траекторию развития сегодня признается на всех уровнях управления национальной экономикой как безальтернативная стратегическая задача. Решение данной задачи требует выпуска большого количества специалистов, обладающих современными знаниями и навыками, касающимися определения перспектив технологического развития предприятий, оценки эффективности технологических инноваций, успешной коммерциализации новых знаний и разработок [1].

Технические инновации – это новые конструкторско-технологические решения, выражаемые в виде новых конструкторских решений деталей, сборочных единиц, готовых изделий, а также новой технологии их изготовления. Материальным воплощением технических инноваций являются конструкторская и технологическая документация, опытные образцы, технологическое оборудование и оснастка.

В более узком смысле, применительно к практике машиностроительных предприятий, под инновациями понимают такие решения, которые непосредственно влияют на технический уровень и конкурентоспособность производимой продукции [2].

Концепция профиля «Управление конструкторско-технологическими инновациями» по направлению подготовки «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» [3, 4] основана на подготовке универсального специалиста «инженер-менеджер», который является инженером и в то же время имеет комплексные знания в области управления качеством продукции, промышленному маркетингу, менеджменту и праву, производственному консалтингу, то есть обладающий знанием совокупности средств, приемов, способов и методов человеческой деятельности, направленной на проектирования, изготовление и сбыт конкурентоспособной

машиностроительной продукции, а также оказания промышленных услуг в ходе продажи продукции.

Выпускники магистратуры по указанному профилю имеют возможность:

- поступления в аспирантуру с целью дальнейшего повышения профессиональной квалификации;
- работы в системе высшего профессионального образования в качестве преподавателя;
- работы в научно-исследовательских лабораториях НИИ, академических институтов и промышленных предприятий;
- работы в конструкторско-заводских бюро и лабораториях, инженерных центрах, а также в планово-диспетчерских отделах промышленных предприятий;
- работы в отделах маркетинга и продаж промышленной продукции на внутреннем и внешнем рынках (поиск и обеспечение предприятий заказами, ведение переговоров, составление контрактов, подготовка рекламной и технической документации, технологический аудит);
- работы в отделах развития (разработка стратегии выхода на рынок и организация производства новой продукции);
- создания собственного производственного бизнеса.

В связи с этим, на кафедре теории и основ конструирования машин Сибирского государственного индустриального университета осуществляется ведение ряда экономических дисциплин, таких как:

- Бизнес-инжиниринг.

Обучающийся учится ориентироваться в ситуациях изменения рыночных отношений и принимать различные технико-экономические решения при организации выпуска промышленной продукции. Выступает как некий инженер-руководитель в оказании инжиниринговых услуг в области машиностроения.

- Стратегия инновационного развития.

Обучающийся способен разрабатывать стратегические планы, бизнес-анализ, основы функционирования рынка, составлять SWOT-анализ. Также, студент в состоянии рассчитать основные финансовые показатели, такие как норма себестоимости продукции, расчет прибыли и рентабельности, издержки.

- Управление инновационными проектами в машиностроении.

Студент обучается разрешению проблем в процессе организационных изменений, применяя методы менеджмента в организации производственного предприятия.

- Экономическое обоснование научно-технических решений.

Обучающийся проводит исследования в области патентоведения и патентного права, применяя стоимостные методы в оценке интеллектуальной собственности, определяя затраты на ее разработку.

Таким образом, кафедра ТиОКМ осуществляет подготовку довольно дефицитных и высокооплачиваемых выпускников, способных не только организовать производственный и технологический процесс, но и учесть его стоимостные методы оценки и организации сбыта производственной продукции.

Библиографический список

1. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://mti.edu.ru/entrance/undergraduate/management/innovations>.
2. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://barmashova.ru/inovazii/soderganie_i_etapi_inovazionih_prozesov/.
3. Жуков И.А. О новом направлении подготовки 151900.62 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств // Основы проектирования машин: Материалы Пятой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: СибГИУ, 2011. – С. 21-25.
4. Жуков И.А. О новом направлении подготовки магистров при кафедре ТММ и ОК 151900.68 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» // Основы проектирования машин: Материалы Седьмой учебно-методической конференции. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2013. – С. 44-49.

О ЗНАЧЕНИИ КУРСА ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН В ПОДГОТОВКЕ ИНЖЕНЕРА

Кандидат технических наук, доцент

Адамович Н.О.

Вся история развития машиностроения характеризуется тесной связью теоретических вопросов изучения механизмов с решением практических задач. Поэтому инженерам-механикам и конструкторам, задачей которых является проектирование и эксплуатация высокопроизводительного оборудования необходимо владеть основными знаниями в области механики машин, т.е. иметь представление о распространенных в технике механизмах, методах их кинематического и силового расчета, о динамических процессах, происходящих при их работе. Все эти вопросы объединяются в теории механизмов и машин [1-5].

Наиболее эффективным методом инженерного обучения, как известно, является учебное проектирование, в ходе которого, сопоставляя разные варианты решения поставленной задачи, можно вникнуть в принципы рациональных решений и методы технического расчета. При этом очень важно не просто копировать решения задач, аналогичных проектному заданию, а научиться принимать самостоятельные решения.

Важнейшим этапом проектирования машин является превращение технологической задачи в кинематическую, подбор оптимальной кинематической схемы и определение ее основных размеров. Возрастающие скорости движения звеньев приводят к увеличению динамических нагрузок, в связи с чем все большее внимание уделяется исследованию динамики машин. Вот почему для понимания принципа действия принятых на производстве машин, а тем более для создания новых и усовершенствования существующих необходимо знать методы проектирования кинематических схем механизмов и иметь представление о построении машинных агрегатов.

Изучение поставленных проблем распределено в учебных планах вузов между общеинженерными и специальными учебными дисциплинами. Вопросы синтеза структурной и кинематической схем механизмов, компоновки механизмов и согласования их движения,

силовой анализ механизма, определение закона движения механизма, обусловленного заданными силами, оценка виброактивности и виброзащиты механизмов, управление движением и ряд других вопросов изучаются в дисциплинах «Теория механизмов и машин», «Динамика машин». Теория механизмов и машин использует преимущественно законы и положения теоретической механики. В совокупности с науками «Сопротивление материалов», «Детали машин» «Теория механизмов и машин» является фундаментом, на котором строится современное машиностроение. В теории механизмов и машин рассматриваются научные основы построения механизмов и машин, а также методы их исследования. Рассматривая методы структурного, кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов машин (вопросы механики механизмов и машин), теория механизмов и машин является непосредственным продолжением теоретической механики и одновременно ее приложением к вопросам машиностроения,

Наука о механизмах решает две проблемы – синтеза и анализа механизмов. Задачей синтеза механизмов является создание методов проектирования механизмов, удовлетворяющих высоким требованиям современной техники. Задача анализа — изучение методов исследования движения существующих механизмов. Каждая из названных проблем решает следующие вопросы: а) структуры и классификации механизмов; б) кинематики; в) кинетостатики и динамики машин.

Все большее внедрение получает автоматическое управление отдельными машинами и целыми машинными комплексами. Одно из основных направлений развития современной техники является автоматизация всех видов производства с целью облегчения физического труда человека, повышения производительности труда. Одновременно с ростом автоматизации физического труда в настоящее время важнейшей становится проблема замены человека машиной в решении различных логических задач. Автоматизация физического и интеллектуального труда требует создания новых механизмов и машин-автоматов. В решении задач автоматизации важнейшая роль принадлежит теории механизмов и машин.

Повышение силовых и скоростных характеристик машин, высокие требования к их точности и надежности обуславливают развитие в ближайшие годы методов динамического исследования и

расчета машин. Особую роль в развитии динамики машин играют вопросы колебаний в машинах. С одной стороны, это вопросы борьбы с вибрациями путем создания виброустойчивых конструкций машин и механизмов, с другой стороны — это использование эффекта вибраций и создание новых двигателей и вибрационных механизмов, обладающих требуемыми кинематическими характеристиками.

Создание новых, более совершенных машин и механизмов требует развития существующих и разработки новых инженерных методов анализа и синтеза их. В решении этих задач важнейшая роль принадлежит теории механизмов и машин.

Библиографический список

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов.— М.: Наука, 1988. — 639 с.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. — М.: Наука, 1990. — 592 с.
3. Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин.: учеб. для вузов / Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др., под ред. Фролова К.В. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 664 с.
4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: учебное пособие для студентов вузов. — М.: Машиностроение, 1973. — 590 с.
5. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. — М.: Высшая школа, 1967. — 527 с.

Учебно-методическое издание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

МАТЕРИАЛЫ ДЕВЯТОЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

Подписано в печать 18.12.2015г.

Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага офисная. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 4,92. Уч.-изд. л. 5,27. Тираж 150 экз. Заказ №825.

Сибирский государственный индустриальный университет

654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.

Издательский центр СибГИУ