

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

«Сибирский государственный индустриальный университет»

Кафедра теории механизмов и машин и основ конструирования

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**МАТЕРИАЛЫ
ТРЕТЬЕЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

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

Новокузнецк
2009

УДК 621.01
О 75

О75 Основы проектирования машин: Материалы Третьей учебно-методической конференции / Под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; СибГИУ. – Новокузнецк, 2009. – 60 с.

Представлены результаты учебно-методической работы преподавателей кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования, выполненные в 2008/2009 учебном году.

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

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Изложение графо-аналитического метода кинематического анализа плоских механизмов в курсе теории механизмов и машин	4
Гудимова Л.Н. Основные этапы в исследовании плоских рычажных шарнирных механизмов.....	8
Юшков В.Г. Кинематика поворота автомобиля с эластичными колесами	20
Стариков С.П. Особенности практических занятий по дисциплине «Статистическая механика и теория надежности»	25
Адамович Н.О. О преподавании дисциплины «Динамика машин».....	27
Жуков И.А. О возможности «анимационного» исследования плоских рычажных механизмов	29
Демин В.М. Олимпиада по прикладной механике	33
Тимофеева И.С. Обозначение шероховатости на чертежах	35
Баклушина И.С. Методика синтеза сложных ферменных конструкций в курсе «Статика сооружений»	40
Куклин С.А. О создании электронных учебников	45
Мизин Ю.Г. К вопросу о выборе каната для механизма подъема груза	47
Логачев М.Я., Рябцев О.В. Некоторые методические приемы и опыт проведения занятий по курсу «Компьютерная графика» для специальности «Машины и технология обработки металлов давлением».....	49
Фомин А.С. Понятие механизмов второго семейства и их отличие от механизмов других семейств	54

ИЗЛОЖЕНИЕ ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКОГО МЕТОДА КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ В КУРСЕ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

В последние годы графо-аналитические методы исследования механизмов стали терять свою значимость. В двадцатом веке, до самого его конца, эти методы были доминирующими. Компьютерная техника позволила широко переходить к методам аналитическим. Очевидно, что этот процесс будет интенсивно продолжаться. Тем не менее, представляется, что новое поколение инженеров должно знать все известные методы и уметь ими пользоваться при необходимости.

Если говорить о кинематическом исследовании механизмов, то в курсе теории машин уже теперь есть смысл поменять местами порядок описания методов, т.е. начинать изложение с методов аналитических и давать их как можно глубже. Тем не менее, пропускать обучение студентов графо-аналитическим методам ни в коем случае нельзя. Именно графо-аналитические методы являются раскрывающими суть решаемых вопросов до полной инженерной ясности. Когда речь заходит о простых плоских механизмах, собранных из небольшого числа подвижных звеньев, образующих между собой диады (двухзвенные группы), аналитическое их решение вне конкуренции и применять к ним графо-аналитику уже почти анахронизм. А вот при создании сложных многозвенных механизмов, за которыми вполне возможно будущее, аналитические методы могут оказаться или громоздкими, нарушающими инженерное понимание, или даже непреодолимыми. Исходя из изложенного, можно утверждать, что в курсе ТММ есть смысл давать в обязательном порядке общие подходы к графо-аналитическим решениям групп Ассур, содержащих в своем составе более двух звеньев. К настоящему времени такие приемы уже разработаны и они могут излагаться студентам достаточно кратко, без привлечения большого времени.

В этом докладе я хотел бы показать, как можно в течение одной лекции довести до сведения обучающихся сущность графо-аналитических решений обеих четырехзвенных групп Ассур и общего метода решения шестизвенной группы.

Метод решения трехповодкового звена Бурместера (рисунок 1) предложил еще Ассур Л.В. Этот метод вполне ясен, и его объяснение может быть дано в следующем изложении.

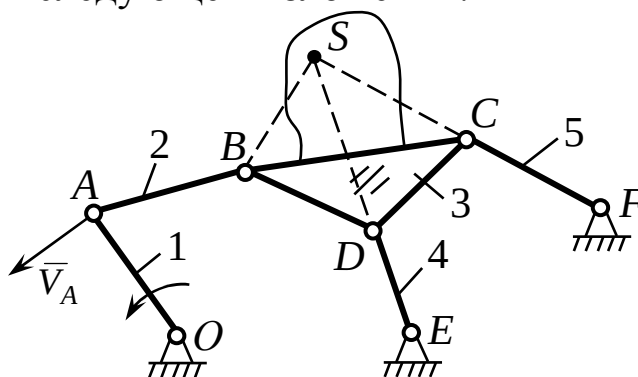


Рисунок 1 – Трехповодковое звено Бурместера

Задав движение первому звену, этот механизм не распадается на диады. Его следует решать особым образом, продолжим линии звеньев DE , CF и найдем точку Ассура S . Скорость этой точки определится уравнениями

$$\begin{cases} \bar{V}_S = \bar{V}_E + \overline{V_{DE}} + \overline{V_{SD}}, \\ \bar{V}_S = \bar{V}_F + \overline{V_{CF}} + \overline{V_{SC}}. \end{cases} \quad (1)$$

В принципе скорости $\bar{V}_E$ и $\bar{V}_F$ могут быть какими угодно, т.е. известными. В приведенной на рисунке 1 схеме эти точки неподвижные. Пары векторов в уравнениях (1) совпадают по направлению, оба перпендикулярны звеньям DE и CF . Если $\bar{V}_E = \bar{V}_F = 0$, то и $\bar{V}_S = 0$. При известной скорости точки A ($\bar{V}_A$), решение механизма вполне понятно. Достаточно лишь найти скорость точки B , как

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \overline{V_{BA}}, \\ \bar{V}_B = \bar{V}_{BS}. \end{cases}$$

Вторая четырехзвенная группа имеет вид, приведенный на рисунке 2.

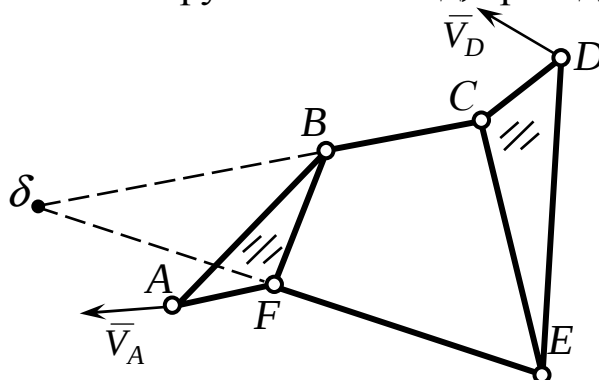


Рисунок 2 – Четырехзвенная группа

Эта группа замкнута в четырехугольный подвижный контур. При известных скоростях точек A ($\bar{V}_A$) и D ($\bar{V}_D$), она решается через нахождение скорости особой точки δ , которая лежит на продолжении линий звеньев BC и FE . Скорость $\bar{V}_\delta$ находится из системы уравнений

$$\begin{cases} \bar{V}_\delta = \bar{V}_A + \bar{V}_{\delta A}, & \bar{V}_{\delta A} \perp \overline{\delta A}, \\ \bar{V}_\delta = \bar{V}_D + \bar{V}_{\delta D}, & \bar{V}_{\delta D} \perp \overline{\delta D}. \end{cases}$$

Решая эту систему графически легко найти скорость $\bar{V}_\delta$. Далее последовательно могут быть найдены скорости всех оставшихся точек группы, начиная, например, со скорости $\bar{V}_B$

$$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_\delta + \bar{V}_{B\delta}, & \bar{V}_{B\delta} \perp \overline{B\delta}, \\ \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}, & \bar{V}_{BA} \perp \overline{BA}. \end{cases}$$

Изложенного вполне достаточно, чтобы студент мог овладеть методикой исследования достаточно сложных механизмов, содержащих в своем составе четырехзвенные группы Ассура.

Известно, что шестизвенных плоских групп Ассура всего десять. Их решения к настоящему времени также найдены. В лекции по ТММ достаточно показать метод решения одной из наиболее сложных из них. Такая группа, содержащая в своем составе два изменяемых четырехугольных замкнутых контура, показана на рисунке 3.

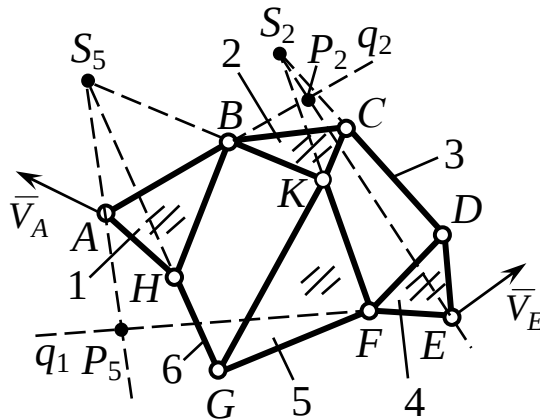


Рисунок 3 – Шестизвенная группа

Решение её было найдено профессором Дорониным В.И. Оно заключается в следующем. На продолжениях линий HG и BK , а также KF и CD находятся особые точки – точки Ассура S_5 и S_2 , которые принадлежат соответственно звеньям 5 и 2. Далее, проводятся особые линии – продолжения звеньев FE (луч q_1) и AB (луч q_2). На этих лучах

все точки принадлежат, в частности, звеньям: на q_1 звену 5, на q_2 звену 2. Так как точка S_5 принадлежит звену 5 и любая точка на луче q_1 принадлежит ему же, то соединим их через точку A и найдем особую точку P_5 звена 5. Таким же приемом найдем особую точку P_2 звена 2.

Скорости этих точек теперь могут быть найдены из систем уравнений по известным скоростям $\bar{V}_A$ и $\bar{V}_E$

$$\begin{cases} \bar{V}_{P_5} = \bar{V}_A + \bar{V}_{P_5A}, & \bar{V}_{P_5A} \perp \overline{P_5A}, \\ \bar{V}_{P_5} = \bar{V}_E + \bar{V}_{P_5E}, & \bar{V}_{P_5E} \perp \overline{P_5E}, \end{cases}$$

и

$$\begin{cases} \bar{V}_{P_2} = \bar{V}_A + \bar{V}_{P_2A}, & \bar{V}_{P_2A} \perp \overline{P_2A}, \\ \bar{V}_{P_2} = \bar{V}_E + \bar{V}_{P_2E}, & \bar{V}_{P_2E} \perp \overline{P_2E}. \end{cases}$$

После определения скоростей $\bar{V}_{P_5}$ и $\bar{V}_{P_2}$ задача оказывается решенной. Достаточно найти скорость точки K , как

$$\begin{cases} \bar{V}_K = \bar{V}_{P_5} + \bar{V}_{KP_5}, & \bar{V}_{KP_5} \perp \overline{KP_5}, \\ \bar{V}_K = \bar{V}_{P_2} + \bar{V}_{KP_2}, & \bar{V}_{KP_2} \perp \overline{KP_2}, \end{cases}$$

чтобы затем легко отыскать $\bar{V}_B$, $\bar{V}_C$ и т.д.

Таким образом, доведенная до сведения в течение одной лекции методика графо-аналитического исследования сложных групп может позволить обучающимся вполне осмысленно решать серьезные задачи кинематики механизмов.

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ В ИССЛЕДОВАНИИ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кандидат технических наук, доцент

Гудимова Л.Н.

Плоские шарнирные рычажные механизмы были известны и применялись уже в XVI веке, в качестве примера можно привести такие, как кривошипно-ползунный механизм Бирингуччо и шарнирные соединения тяг горных насосов Агриколы. Однако ни один из механиков того времени не сделал попытки выявить характерные особенности таких механизмов. Наука механика в то время скорее носила более описательный характер, чем исследовательский.

В настоящей работе рассмотрены основные этапы развития исследования плоских шарнирных рычажных кинематических цепей.

Первым этапом, т.е. началом серьезного научного подхода в создании плоских шарнирных механизмов можно считать работы Дж. Уатта (1736-1819гг.). Дж. Уатт, занимаясь поиском механизма для преобразования поступательного движения во вращательное, синтезирует механизм шарнирного параллелограмма и в 1784 году получает патент на своё изобретение. Используя подачу пара в цилиндр сверху и снизу и заставляя звено 1, соединенное поршнем, совершать возвратно-поступательное движение, которое в свою очередь приводит в движение остальные звенья 2-7, совершающие определенные движения «качения», получает вращательное движение звена 8 (рисунок 1).

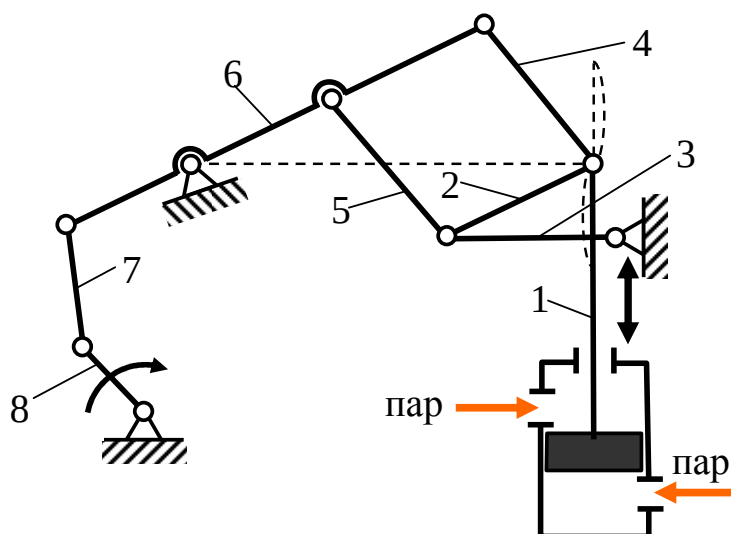


Рисунок 1 – Шарнирный параллелограмм Джеймса Уатта

Всего через 52 года после регистрации изобретения, а именно с 1836 года, такие машины в Европе стали изготавливаться серийно. Именно с этого момента можно начинать отсчет использования подобных машин в различных отраслях промышленности, несмотря на то, что при работе износ отдельных деталей в них был катастрофическим.

Русский ученый математик Чебышёв Пафнутий Львович (1821-1894гг.), посетив Англию в 1852г., ознакомился с работой таких машин. Впоследствии, в одной из своих работ он написал: «...Мы не знаем, каким путем он дошел до наивыгоднейшей формы своего механизма и размеров его элементов. Правила, которым следовал Уатт при устройстве параллелограммов, могли служить руководством для практики только до тех пор, пока не встречалась необходимость изменить форму его; а с изменением формы этого механизма потребовались новые правила...»

Заинтересовавшись вопросом создания подобных механизмов, П.Л. Чебышёв после возвращения из командировки по странам Европы, применяя методы математического анализа, занялся исследованием параллелограммных механизмов. В результате им были решены две важные проблемы:

– задача о приближении функций многочленами, которая привела к созданию теории наилучшего приближения функций с помощью которой и созданы различные схемы шарнирных параллелограммных механизмов,

– найдена формула, устанавливающая связь между числом линий, числом шарниров, соединяющих эти линии и подвижностью механизма, которая была опубликована в 1869г. в мемуаре [1] и имела следующий вид

$$3m - 2(n + \nu) = 1, \quad (1)$$

где m – число линий, составляющих параллелограмм, n – число шарниров, связывающих эти линии по две, ν – число точек прикрепления.

В современных обозначениях эта формула выглядит так

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

где n – число подвижных звеньев цепи, p_5 – число шарниров цепи, W – подвижность плоской шарнирной кинематической цепи.

Получив формулу (1) П.Л. Чебышёв по непонятным причинам не определил подвижность параллелограмма Уатта и не показал, что

при числе линий $m = 8$, числе шарниров $n = 9$ и $\nu = 3$ (рисунок 1), $W = 3 \cdot 8 - 2(9 + 3) = 0$, т.е. такой механизм изначально нельзя считать работоспособным.

Однако именно после работ Чебышёва П.Л. механика превращается в науку, которая, используя математические методы, решает конкретные задачи синтеза рычажных механизмов. Но формула (1) не могла быть использована для синтеза механических структур, она давала возможность определить лишь подвижность плоских рычажных кинематических цепей. Поэтому вопрос о методе синтеза плоских сложных шарнирных кинематических цепей по-прежнему оставался открытым.

Следующим этапом в создании плоских рычажных шарнирных механизмов являются работы Немецкого ученого Грюблера Мартина Фюрхтегота (1851-1935гг.). Положив в основу своих исследований формулу Чебышёва П.Л., Грюблер М.Ф. нашел важным рассмотреть структуры, обладающие подвижностью $W = 4$, т.е. такие, в которых нет свободных кинематических пар (замкнутые, принуждённые цепи) и которые могут иметь в плоскости четыре подвижности, три – совместных для всей цепи в плоскости и одну – относительного движения звеньев (рисунок 2), впоследствии такие цепи получили название цепей Грюблера.

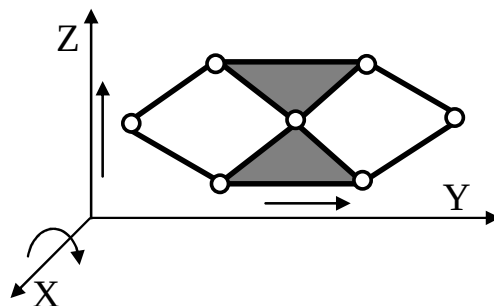


Рисунок 2 – Замкнутая кинематическая цепь Грюблера М.Ф.

Таким образом, цепи Грюблера это такие цепи, которые удовлетворяют условию

$$3n_G - 2p_5 = 4, \quad (3)$$

где n_G – число звеньев цепи по Грюблеру, p_5 – число шарниров цепи.

Эта формула была опубликована в работе [2] в 1883г. Если в такой цепи остановить одно из звеньев, т.е. сделать его неподвижным, то остальные звенья получают вполне определенные движения. Замкнутая кинематическая цепь в случае, когда $n = n_G - 1$, становится ме-

ханизмом и удовлетворяет формуле (2) Чебышёва П.Л. Покажем это на примере цепи, изображенной на рисунке 2. Число звеньев по Грюблеру $n_G = 6$, число шарниров $p_5 = 7$, подставляя эти значения в (3), получим $3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 = 4$. При остановке одного звена, число подвижных звеньев $n = 5$, $p_5 = 7$, подвижность по (2) $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

В работе [2] также было отмечено, что кинематические цепи содержат в своем составе различные по сложности звенья, в современной терминологии называемые вдвухпарными (n_2), трехпарными (n_3), четырехпарными (n_4) и т.д. (рисунок 3).

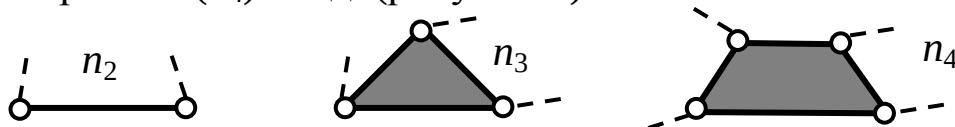


Рисунок 3 – Звенья различной сложности

А также показано, что число кинематических пар и число звеньев цепи будут описываться следующими уравнениями

$$2p_5 = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + \dots, \quad (4)$$

$$n_G = n_2 + n_3 + n_4 + \dots \quad (5)$$

Совместное решение уравнений 4 и 5 дает возможности определять числа звеньев различной сложности при заданном числе звеньев n_G и числе кинематических пар, которое определяется по формуле (3).

Таким образом, впервые появилась возможность, задаваясь числом звеньев, получать различные замкнутые кинематические цепи, служащие для синтеза механизмов. На рисунке 4 приведен пример получения механизма из цепи Грюблера.

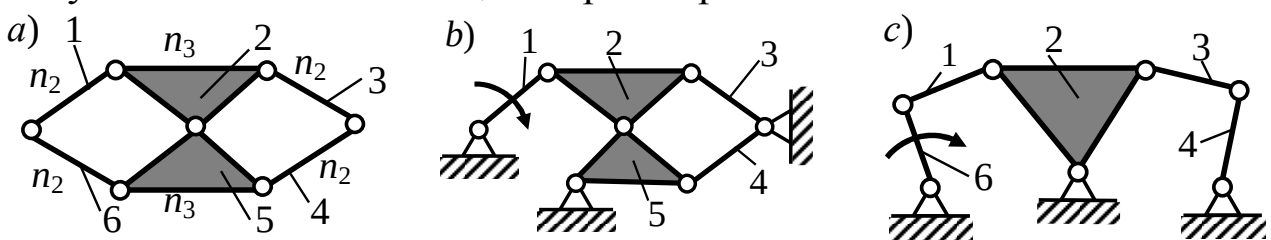


Рисунок 4 – Метод синтеза механизма по Грюблеру

Механизм, приведенный на рисунке 4, б, может быть получен при остановке звеньев 1, 3, 4, 6, а на рисунке 4, с – звеньев 2 или 5, т.е. из рассмотренной цепи получается два различных механизма.

Следующим этапом в развитии теории структуры являются работы русского ученого Ассура Леонида Владимировича (1878-1920 гг.). Он получил прекрасное образование: в 1901г. окончил математи-

ческое отделение физико-математического факультета московского университета (ныне МГУ), а в 1906г. – Имперское московское техническое училище (в настоящее время МГТУ им. Н.Э. Баумана). Работая с 1907г. в Санкт – Петербургском политехническом институте, в 1915г. издает свой главный труд – «Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации». Жуковский Н.Е. в отзыве на эту работу пишет «...Автор предлагает рассматривать всякий механизм как кривошип, на который последовательно наращиваются нормальные цепи путем соединения шарнирных концов поводков нормальной цепи с различными точками механизмов», тем самым подчеркивает метод синтеза плоских шарнирных механизмов, показанный на рисунке 5.

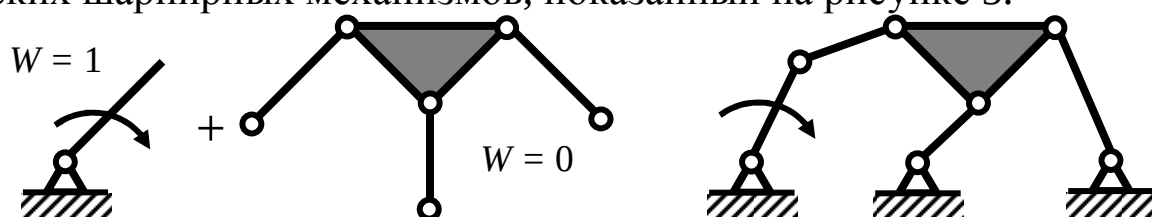


Рисунок 5 – Ассуров метод синтеза плоских шарнирных механизмов

Таким образом, Ассур пошел по другому пути в отличие от многих других исследователей, и, в частности, от Грюблера. Он рассмотрел синтез механизмов через суммирование подвижности отдельных групп. И показал, что создать сколь угодно сложный механизм можно путем наложения на ведущее звено (кривошип), имеющее подвижность $W = 1$, групп нулевой подвижности. До сих пор статически определяемые группы звеньев, обладающие нулевой подвижностью, называют группами Ассура. Однако способа синтеза самих таких групп им предложено не было.

Следующим важным этапом в развитии рассматриваемого направления являются работы Малышева Александра Петровича (1879-1962гг.). Малышев А.П. создал первую теорию кинематических пар. В 1923г. в своей работе «Структурный синтез механизмов» он опубликует известную и широко применяемую в наше время формулу для определения подвижности, в современных обозначениях имеющую вид

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

где n – число подвижных звеньев кинематической цепи, $p_5 - p_1$ – числа кинематических пар шарниров различных классов.

В одной из своих работ он писал: «...Кроме того, известно, что многим построение новых механизмов представляется делом чистой интуиции, которую ни в какие теоретические рамки вложить нельзя...» но, по его мнению, «...наука со своей стороны должна всеми возможными средствами помочь конструктору в его синтетической работе, и, таким образом, в нашей науке должен быть метод синтетического построения механизмов». Однако, после исследования ряда механизмов по формуле (6), которая для работоспособных механизмов приводила к отрицательным результатам, в частности для кривошипно-ползунного механизма (рисунок 6), он больше не возвращался в своих работах к этому разделу ТММ.

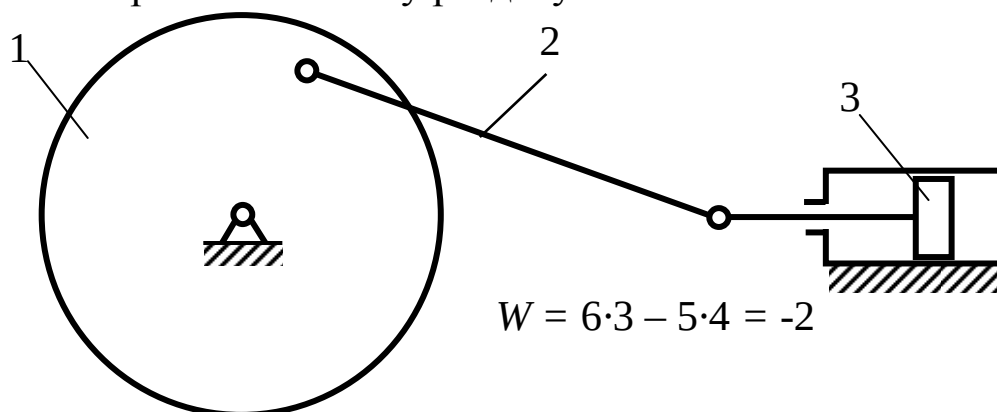


Рисунок 6 – Кривошипно-ползунный механизм

И только в 1936г. Добровольскому Владимиру Владимировичу (1880-1956гг.) удалось разрешить это несоответствие. В докладе на отделении технических наук АН СССР он говорит о том, что разные по назначению механизмы вынуждены работать в разных условиях. Их звенья могут двигаться либо только в плоскости, либо какие-то из них должны получать более сложные движения, либо звенья должны двигаться в декартовом пространстве. И в 1943г. в книге «Система механизмов» в формулу подвижности вводит новый параметр, который обозначает буквой m , означающий число общих или родовых связей, накладываемых на кинематическую цепь в целом. Это существенно расширило возможность использования формулы подвижности.

В дальнейшем сам Добровольский, чуть позже Артоболевский Иван Иванович (1905-1977гг.) замечают, что число m , задаваемое конкретной цифрой, а именно от нуля до четырех, позволяет получать отличающиеся формулы для определения подвижности разных систем. При этом Добровольский назвал такие отличающиеся систе-

мы родами механизмов, а Артоболевский – семействами. Последнее определение получило более широкое признание и употребление в теории структуры, и с тех пор все механические системы в зависимости от значения m были отнесены к различным семействам. Формула подвижности в общем виде в современном написании имеет вид

$$W_m = (6 - m) \cdot n - \sum_5^{m-1} (k - m), \text{ при } (k - m) \geq 0.$$

А для механизмов различных семейств

$$W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad m = 0$$

$$W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2, \quad m = 1$$

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

$$W_3 = 3n - 2p_5 - p_4, \quad m = 3$$

$$W_4 = 2n - p_5. \quad m = 4$$

Таким образом, предложенная классификация показывает, что формула Малышева А.П. (6) пригодна для определения подвижности только механизмов нулевого семейства.

Однако вопрос о принадлежности того или иного механизма к определенному семейству остается открытым, а формулы подвижности не позволяют решать задачи синтеза новых механизмов.

Далее следует период, когда почти до середины 50-х годов вопросами строения и классификации практически не занимались, считая их весьма разработанными. Однако ряд вопросов требовал дальнейшего изучения. Например, применяемая классификация групп Ассура и метод их синтеза.

В 1952г. выходит статья Баранова Георгия Георгиевича «Классификация, строение, кинематика и кинетостатика плоских механизмов с парами первого рода», в которой он предлагает метод синтеза групп Ассура. Метод основан на создании жестких, неизменяемых групп звеньев, подвижность которых $W = 3$, названных Барановым Г.Г. фермами. В этой работе он показывает одну трехзвенную, одну пятизвенную, три семизвенных и 26 девятизвенных ферм.

Группы Ассура получаются путем последовательного отбрасывания одного из звеньев неизменяемой жесткой «фермы». Покажем синтез групп нулевой подвижности по методу Баранову Г.Г. на примере пятизвенной фермы (рисунок 7). Первая группа, группа Бурмейстера, (рисунок 7, б) получается при отбрасывании звеньев 2 и 4, а вторая, четырехзвенная группа с изменяемым замкнутым контуром,

(рисунок 7, с) – при удалении звеньев 1, 3 или 5, т.е. из рассмотренной «фермы» можно получить две отличающиеся друг от друга группы Ассура.

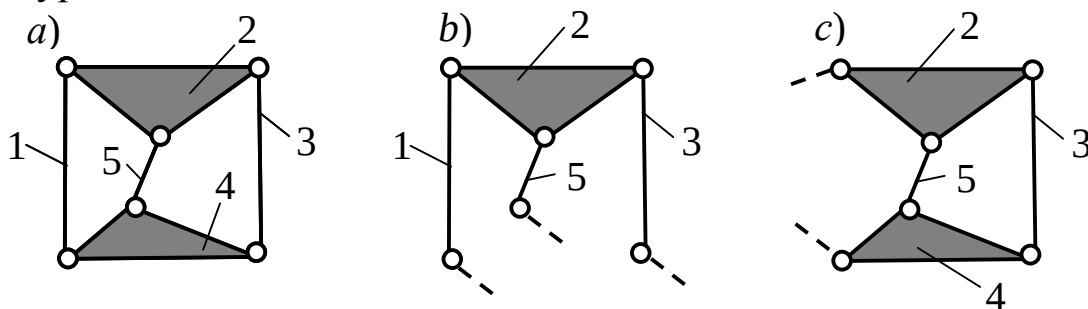


Рисунок 7 – Метод синтеза по Баранову Г.Г. групп нулевой подвижности

Однако предложенная Барановым Г.Г. классификация не вносит ясности во всё многообразие используемых названий, таких как группы Ассура, структурные группы нулевой подвижности, неассуровы группы, нормальные группы. Кроме того, ни в одной из последующих работ метод создания самих ферм им не приводится.

Следующий существенный вклад в развитие теории структур был внесен Колчиным Николаем Иоасафовичем (1894-1975гг.). В работе «Опыт построения расширенной структурной классификации механизмов и основанной на ней структурной таблицы механизмов» (1960г.), он говорит о том, что существующая классификация механизмов, разработанная Добровольским и Артоболевским, основанная на делении механизмов по семействам, в зависимости от числа общих наложенных связей на систему, заполнила существенный пробел между структурной формулой Чебышёва П.Л. и Малышева А.П. И только механизмы нулевого семейства могут собираться без принуждения и являются адаптивными, самоустанавливающимися. Все остальные механизмы имеют некие дополнительные или избыточные связи. Это определение Колчина впоследствии оказалось общепризнанным и принятым. Он впервые получает формулу, которая дает возможность определить число избыточных связей в механизмах различных семейств

$$q = (\sum p_k - n) \cdot m.$$

Таким образом, избыточными связями в механических системах следует называть такие связи, которые возникают в кинематических парах в результате неизбежной принужденной сборки системы в случае, когда число звеньев, число и классы используемых кинематиче-

ских пар не соответствуют самоустанавливающейся системе, описываемой формулой подвижности Малышева А.П.

Следующим значительным шагом в развитии теории структуры являются работы Дворникова Леонида Трофимовича (1934г.р.). Его работа [3] явилась новым этапом в этом разделе структуры теории механизмов и машин.

После многолетнего труда и анализа существующих методов синтеза им была разработана универсальная структурная система, дающая возможность синтеза любых по сложности и значимости кинематических цепей. В основе этой системы лежат три уравнения. Первое уравнение определяет число кинематических пар в цепи, второе – число звеньев, состоящее из различных по своей сложности звеньев, третье – описывает подвижность исследуемой системы. В общем виде эта система имеет вид

$$\begin{cases} \sum p_k = \tau + (\tau - 1) \cdot n_{\tau-1} + \dots + i \cdot n_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + n_2 + n_1 + n_0, \\ W = (6 - m) \cdot n - \sum_5^{m-1} (k - m), \end{cases} \quad (7)$$

где τ – наиболее сложное – базисное звено кинематической цепи, n – число подвижных звеньев цепи, $\sum p_k$ – число кинематических пар различных классов цепи, n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар, m – число общих наложенных на кинематическую цепь связей, k – класс кинематических пар, W – подвижность цепи.

Дворников Л.Т. впервые вводит такое понятие как базисное звено или τ -угольник и показывает зависимость числа звеньев n и числа кинематических пар $\sum p_k$ от τ . А также в [3] приводит формулу, позволяющую определять τ_{max} и пределы его изменения.

Приведем ряд примеров, подтверждающих универсальность системы (7) в создание различных структур. Для плоских шарнирных рычажных кинематических цепей система уравнений (7) запишется так

$$\begin{cases} p_5 = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0, \\ W = 3n + 2p_5. \end{cases} \quad (8)$$

Синтез цепей Грюблера. Пусть $n = 6$, $W = 4$, $\tau = 3$, т.е. самое сложное звено в цепи будет трехпарным, тогда по (8) получим

$$\begin{cases} p_5 = 3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_2 + n_1 + n_0, \\ 3n + 2p_5 = 4. \end{cases} \quad (9)$$

Из третьего уравнения системы (9) при $n = 6$, найдём, что $p_5 = 7$. Подставим $p_5 = 7$ в первое, а $n = 6$ второе уравнения системы (9) и получим, что

$$\begin{cases} 2n_2 + n_1 = 4, \\ n_2 + n_1 + n_0 = 5. \end{cases} \quad (10)$$

Выразим из второго уравнения число звеньев, добавляющих в цепь по одной кинематической паре

$$n_1 = 5 - n_2 - n_0, \quad (11)$$

подставим (11) в первое уравнение системы (10) и получим $2n_2 + 5 - n_2 - n_0 = 4$, тогда

$$n_2 = n_0 - 1. \quad (12)$$

Полученное значение n_2 (12) подставим в уравнение (11) и определим число звеньев, добавляющих в цепь по одной кинематической паре $n_1 = 5 - n_0 + 1 - n_0 = 6 - 2n_0$. Из (12) следует, что значение $n_0 = 0$ недопустимо. Тогда решения будут следующими: $n_0 = 1$, $n_2 = 0$, а $n_1 = 4$ и $n_0 = 2$, $n_2 = 1$, а $n_1 = 2$. На рисунке 8 представлены цепи Грюблера, полученные по найденным решениям.

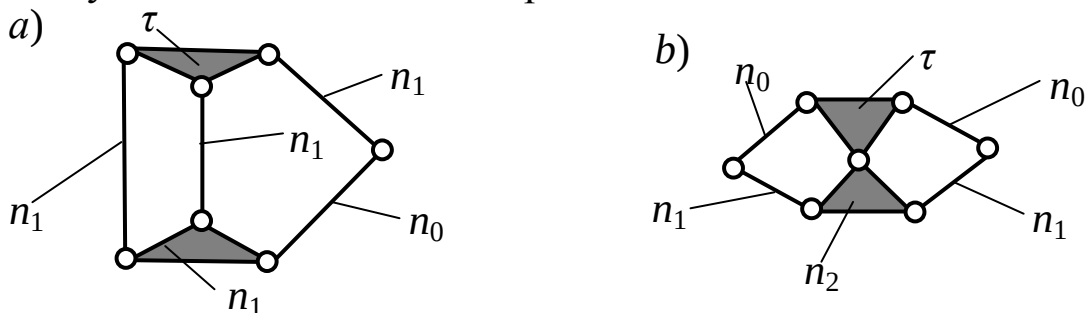


Рисунок 8 – Шестизвенные цепи Грюблера

Синтез групп Ассура. При $n = 4$, $p_5 = 6$, $\tau = 3$ и $W = 0$. Система (8) примет вид

$$\begin{cases} 2n_2 + n_1 = 3, \\ n_2 + n_1 = 3, \\ 2p_5 = 12 \end{cases}$$

Так как группы Ассура не являются замкнутыми цепями, то число звеньев, не добавляющих в цепь кинематических пар, $n_0 = 0$. Число кинематических пар определим из третьего уравнения $p_5 = 6$. Выразим из второго уравнения $n_1 = 3 - n_2$. Подставив значение n_1 в первое уравнение, получим $2n_2 + 3 - n_2 = 3$, т.е. $n_2 = 0$. Тогда $n_1 = 3$. Очевидно, что в этом случае, когда $\tau = 3$ возможно единственное решение, когда $n_2 = 0$, $n_1 = 3$. Группы Ассура, показанные на рисунке 9, соответствуют полученному решению.

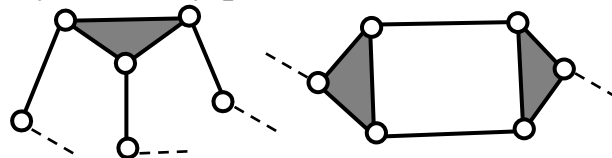


Рисунок 9 – Четырёхзвенные группы Ассура

Синтез «Ферм» Баранова. При $n = 5$ и при $\tau = 3$. Из третьего уравнения системы (8), когда $W = 3n - 2p_5 = 3$, получим $p_5 = 6$. При этом первое и второе уравнения системы (8) примут вид

$$\begin{cases} 2n_2 + n_1 = 3, \\ n_2 + n_1 + n_0 = 4. \end{cases}$$

Выразим из второго уравнения системы $n_1 = 4 - n_2 - n_0$. При подстановке этого значения n_1 в первое уравнение, получим $2n_2 + 4 - n_2 - n_0 = 3$, или $n_2 = n_0 - 1$, тогда $n_1 = 5 - 2n_0$. Пусть $n_0 = 1$, тогда $n_2 = 0$, $n_1 = 3$, если $n_0 = 2$, то $n_2 = 1$, $n_1 = 1$.

Оба решения реализуемы (рисунок 10).

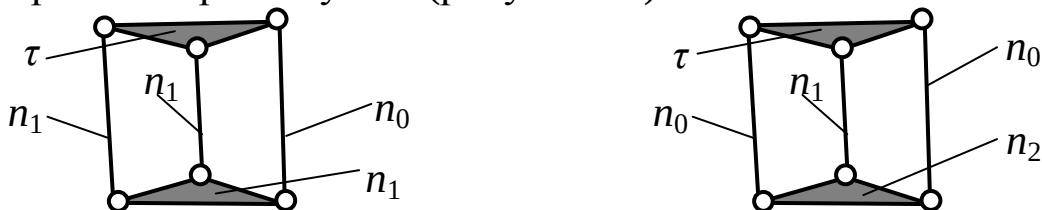


Рисунок 10 – «Фермы» Баранова

Синтез механизмов. Для них $W = 1$ и при $\tau = 2$, из системы уравнений (8) получим три следующих уравнения

$$p_5 = 2 + n_1, \tag{13}$$

$$n = 1 + n_1 + n_0, \tag{14}$$

$$3n - 2p_5 = 1. \tag{15}$$

Из уравнения (14) выразим число звеньев, добавляющих в цепь по одной кинематической паре $n_1 = n - 1 - n_0$. Подставим это значение в уравнение (13) и получим $p_5 = 2 + n - 1 - n_0$. При этом уравнение (15) примет вид $3n - 2p_5 = 3n - 4 - 2n + 2 + 2n_0 = 1$, откуда $n + 2n_0 = 3$. При $n_0 = 0$, $n = 3$, $n_1 = 2$. Покажем на рисунке 10 механизм, соответствующий полученному решению. При назначении $n_0 = 1$, система решения не имеет.

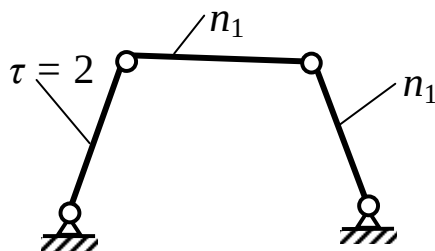


Рисунок 11 – Шарнирный четырёхзвенный механизм

Таким образом, на простых примерах показано как структурная универсальная система (8) может быть использована для синтеза любых по значимости и по сложности кинематических цепей.

Библиографический список

1. Чебышёв П.Л. О параллелограммах. Полное собрание сочинений П.Л. Чебышёва. Том IV. Теория механизмов. М.–Л. Изд. АН СССР. 1948. – 254 с.
2. Grübler M. Allgemeine Eigenschaften für Zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten. – Cöln. 1883. 29. 167–200 S.
3. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учебное пособие. – Новокузнецк, 1994. – 102 с.

КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА АВТОМОБИЛЯ С ЭЛАСТИЧНЫМИ КОЛЕСАМИ

Кандидат технических наук, доцент

Юшков В.Г.

При рассмотрении тягово-скоростных и тормозных свойств АТС принимается условие его прямолинейного движения. В действительности траектория движения всегда криволинейная с непрерывно изменяющейся кривизной. Криволинейность движения обусловлена необходимостью совершать повороты в соответствии с задаваемой водителем траекторией, а также неизбежным отклонением АТС от нее вследствие действия внешних возмущающих сил. При движении на прямолинейных участках пределы изменения радиуса кривизны траектории невелики, поэтому такое движение рассматривается условно как прямолинейное. Это позволяет рассматривать эксплуатационные свойства отдельно при прямолинейном и отдельно при криволинейном движениях.

Управляемостью АТС называют его свойство сохранять в определенной дорожной обстановке заданное направление движения или изменять его в соответствии с воздействием водителя на рулевое управление.

Движение АТС, как механической системы, определяется траекторией какой-либо точки. При изучении управляемости одиночного автомобиля в качестве этой направляющей точки выбирают центр масс, а для автопоезда – центры масс его звеньев. В качестве прямой для автомобиля принимают его продольную ось. Угол между проекцией оси на плоскость дороги и неподвижной прямой, принадлежащей этой плоскости, называется курсовым. Различают траекторную и курсовую управляемость.

Траекторная – это отклонение вектора скорости направляющей точки от заданного направления движения, курсовая – отклонение продольной оси автомобиля от направления траектории движения.

Криволинейное движение может совершаться вследствие воздействия водителя на рулевое управление или при фиксированном положении управляемых колес. В первом случае управляемость динамическая, во втором – статическая.

Колесные транспортные средства могут поворачиваться за счет поворота всей оси вокруг центрального шкворня, поворота звеньев АТС относительно друг друга или поворота каждого управляемого колеса. Последний способ нашел наибольшее применение на АТС.

При движении автомобиля на повороте с высокими скоростями возникают инерционные силы, вследствие чего и передние, и задние колеса, а, следовательно, и мосты начинают двигаться с боковым уводом. Это приводит к тому, что векторы мгновенных скоростей центров мостов (точки A и B на рисунке 1) V_A и V_B не перпендикулярны к их осям, а отклоняются на углы, равные углам увода передних колес δ_1 , и задних δ_2 . При наличии увода мгновенный центр поворота перемещается из точки O в точку O' , а радиус поворота R становится равным расстоянию $R' = O'D$. Из геометрических соотношений следует, что $R' \cdot \operatorname{tg} \delta_2 + R' \cdot \operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) = L$, и отсюда

$$R' = L / [\operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2] \quad (1)$$

При высоких скоростях движения и углы увода, и углы поворота управляемых колес невелики (не превышают 10°). Тогда выражения можно записать в виде

$$\begin{aligned} (\operatorname{tg} \Theta \approx \Theta, \operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) \approx (\Theta - \delta_1), \operatorname{tg} \delta_2 \approx \delta_2), \\ R = L / \Theta, \\ R' = L / (\Theta - \delta_1 + \delta_2). \end{aligned} \quad (2)$$

В зависимости от соотношения углов увода переднего и заднего мостов радиус поворота может быть либо равным радиусу поворота автомобиля с жесткими колесами, либо меньше или больше его. Смещение центра поворота на величину C всегда происходит внутрь базы автомобиля.

Траекторная и курсовая управляемость автомобиля, в первую очередь, зависят от увода мостов. Свойство автомобиля изменять кривизну траектории при фиксированной величине угла поворота управляемых колес Θ вследствие бокового увода называется статической поворачиваемостью.

Различают три вида поворачиваемости. Если углы увода переднего и заднего мостов равны ($\delta_1 = \delta_2$), то радиус поворота автомобиля с жесткими колесами будет равен радиусу поворота автомобиля с эластичными колесами.

Это нейтральная поворачиваемость. При этом необходимо иметь в виду, что мгновенные центры поворота не совпадают ($C \neq 0$).

Если $\delta_2 > \delta_1$, то считают, что автомобиль имеет избыточную поворачиваемость. Радиус поворота $R' > R$ и с увеличением скорости при прочих неизменных параметрах вследствие повышения инерционных сил будет уменьшаться.

Если $\delta_2 < \delta_1$, то автомобилю присуща недостаточная поворачиваемость. Под действием боковых сил при увеличении скорости и неизменном 0 радиус R' будет увеличиваться, а чтобы двигаться по траектории радиуса R , управляемые колеса необходимо повернуть на больший, чем Θ угол.

Автомобиль с недостаточной поворачиваемостью более устойчив к действию боковых сил и лучше сохраняет направление движения, чем автомобиль с избыточной поворачиваемостью. Сложность управления автомобилем с избыточной поворачиваемостью возрастает с увеличением скорости. Ведь при этом растут боковые инерционные силы, растет разность углов $(\delta_2 - \delta_1)$, и чтобы двигаться по траектории радиуса $R' = R$ приходится уменьшать угол поворота управляемых колес. При некоторой скорости, которая называется критической по условиям увода, автомобиль теряет управляемость. В этом случае он движется криволинейно по радиусу $R' = R$ при не повернутых управляемых колесах ($\Theta = 0$), колеса в нейтральном положении за счет разности углов увода $(\delta_2 - \delta_1)$. В этих условиях при незначительном боковом толчке возникает прогрессивно нарастающий увод, приводящий к боковому заносу (скольжению колес в боковом направлении), радиус $R' \rightarrow 0$.

Для подтверждения этого положения можно определить угол поворота управляемых колес, используя формулу (1):

$$\Theta = L / R' - (\delta_2 - \delta_1). \quad (3)$$

Углы увода переднего и заднего мостов увеличиваются при возрастании поперечных сил инерции P_{y1} и P_{y2} , действующих на мосты. При движении по траектории радиуса R' с постоянной скоростью эти силы равны

$$P_{y1} = M_1 V_a^2 / R'; \quad P_{y2} = M_2 V_a^2 / R'. \quad (4)$$

Тогда углы увода будут равны

$$\delta_1 = P_{y1} / K_{\delta 1} = M_1 V_a^2 / (R' K_{\delta 1}); \quad \delta_2 = P_{y2} / K_{\delta 2} = M_2 V_a^2 / (R' K_{\delta 2}), \quad (5)$$

где $K_{\delta 1}$ и $K_{\delta 2}$ – коэффициенты сопротивления уводу колес переднего и заднего мостов, $H/\text{рад}$ ($H/\text{град}$).

У автомобиля с избыточной поворачиваемостью по мере увеличения скорости разность $(\delta_2 - \delta_1)$ растет, и при критической скорости $(\Theta = 0)$ становится равной отношению L/R' . Тогда

$$\delta_2 - \delta_1 = V_{\delta p} (M_2 / K_{\delta 2} - M_1 / K_{\delta 1}) = L / R'.$$

Следовательно, критическая по условиям увода скорость движения равна (м/с):

$$V_{\delta p} = \sqrt{\frac{L}{\frac{M_2}{K_{\delta 2}} - \frac{M_1}{K_{\delta 1}}}}. \quad (6)$$

У автомобиля с недостаточной поворачиваемостью критическая скорость отсутствует – подкоренное выражение отрицательно, с нейтральной поворачиваемостью она бесконечно велика.

Чтобы обеспечить хорошую управляемость и безопасность движения при высоких скоростях, автомобилю придают недостаточную поворачиваемость. Водитель при этом реже поворачивает управляемые колеса для поддержания заданной траектории движения, меньше утомляется. Однако слишком большая недостаточная поворачиваемость затрудняет работу водителя из-за необходимости поворота управляемых колес на большие углы, чем при нейтральной и избыточной поворачиваемости, и потому она должна быть ограничена. Экспериментальные исследования и эксплуатационный опыт показывают, что при удельной поперечной силе $P_y / M_a g = 0,3 \dots 0,4$ разность углов увода целесообразно принимать $(\delta_2 - \delta_1) = 1 \dots 2^\circ$.

Чтобы получить нужные параметры поворачиваемости, в конструкции автомобиля реализуют ряд мероприятий. Давление воздуха в шинах передних колес несколько уменьшают, что снижает величину $K_{\delta 1}$, распределяют массу автомобиля так, чтобы часть ее, приходящаяся на передний мост M_1 , могла обеспечить необходимую степень недостаточности. Кроме того, на поворачиваемость оказывает влияние конструкция подвески. Поперечный крен кузова может вызвать поворот моста в горизонтальной плоскости и изменение наклона плоскости вращения колеса в вертикальной. Эти углы или увеличивают, или уменьшают соотношение между углами увода, придавая автомобилю те или иные свойства поворачиваемости.

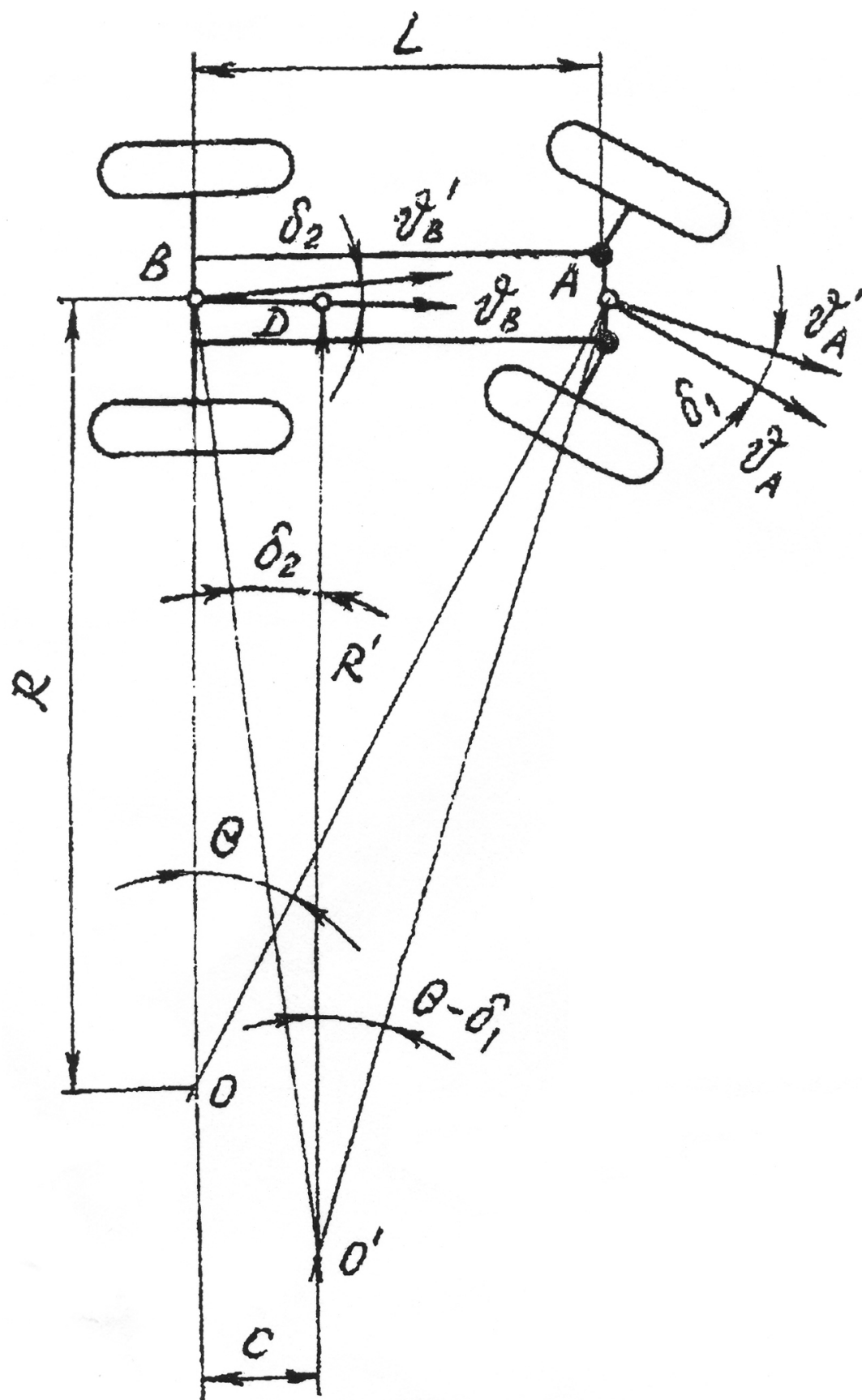


Рисунок 1 – Схема поворота автомобиля с эластичными колесами

ОСОБЕННОСТИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «СТАТИСТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ТЕОРИЯ НАДЕЖНОСТИ»

Кандидат технических наук, старший преподаватель

Стариков С.П.

Основной целью дисциплины является подготовка студентов к решению профессиональных, научно-исследовательских и научно-педагогических задач в сфере теории и современных методов повышения надежности машин на стадиях проектирования и эксплуатации на основе системного подхода, использования физических и математических моделей надежности технических объектов и применения детерминистских и вероятностных методов расчета факторов, определяющих уровень надежности.

В результате изучения дисциплины студент должен овладеть навыками самостоятельной научно-исследовательской, научно-педагогической деятельностью в области повышения надежности машин на стадиях проектирования и эксплуатации и знать:

- основные положения и зависимости надежности, включая надежность в период нормальной эксплуатации и в период постепенных отказов, совместное действие внезапных и постепенных отказов, а также особенности надежности восстанавливаемых изделий;
- зависимости между случайными величинами, включая законы распределения функций по законам распределения аргументов в применении к задачам надежности;
- надежность систем, включая надежность последовательной системы при нормальном распределении нагрузки по системам, надежность системы типа цепи и надежность систем с резервированием;
- надежность по основным критериям, включая расчет по критерию прочности, применение статистических методов подобия к определению усталостных характеристик деталей машин, оценку надежности при механическом изнашивании и оценку надежности по критерию теплостойкости.

Студент должен уметь:

- проводить расчеты надежности деталей машин, включая соединения, зубчатые передачи, многопоточные передачи, валы, подшипники качения скольжения, роликовые обгонные муфты и т.д.;
- организовывать испытания на надежность, владея методологией определительных испытаний, форсирования режима испытаний, контрольных испытаний, научного планирования эксперимента и технической диагностики;
- оценивать надежность машин отдельных классов машин;
- обрабатывать полученные в ходе численных расчетов результаты, анализировать и осмысливать их с учетом имеющихся данных;
- вести библиографическую и патентную работу;
- представлять итоги проделанной работы в виде отчетов, статей, поданных заявок на предполагаемое изобретение, оформленных в соответствии с имеющимися требованиями, с привлечением современных средств редактирования и печати.

В связи с выше изложенным, считаю правильным построить практические занятия в следующем виде:

- Построение рядов случайных чисел с помощью ЭВМ;
- Оценка на ЭВМ надежности последовательной системы;
- Расчет по критерию прочности;
- Надежность резьбовых соединений. Надежность зубчатых передач. Надежность подшипников качения. Надежность подшипников скольжения;
- Расчетно-экспериментальный метод оценки надежности машин по отдельным критериям работоспособности;
- Расчет ожидаемых норм расхода запчастей и показателей надежности машин. Приближенный метод расчета запасных частей;
- Расчет объемов производства запасных частей при увеличении ресурса заменяемых деталей.

О ПРЕПОДАВАНИИ ДИСЦИПЛИНЫ «ДИНАМИКА МАШИН»

Кандидат технических наук, доцент

Адамович Н.О.

Совершенствование машин и механизмов связано не только с повышением производительности, но и с повышением их быстроходности. Увеличивающиеся скорости звеньев приводят к увеличению динамических нагрузок на звенья. Эти нагрузки вызывают появление знакопеременных динамических напряжений и в результате снижение долговечности и надежности машины. С увеличением скоростей в современных машинах в инженерных расчетах становится все более важным решение задач, связанных с колебаниями. Колебания в машинах могут оказывать значительное влияние на точность выполняемых движений. В связи с этим все большее внимание при проектировании машин уделяется исследованию динамики.

Исследование динамики машин начинается с построения динамических моделей.

Переход от реальной механической системы к физической модели состоит в выделении наиболее существенных свойств и отбрасывании второстепенных. Физической модели соответствует математическая модель, т.е. совокупность уравнений, определяющих ее движение.

Наиболее простой динамической моделью является модель, составленная для двигателя с идеальной характеристикой и жестких звеньев. Этот вопрос рассмотрен в разделе «Динамика» курса «Теории механизмов и машин». Решение уравнений, описывающих идеальную модель, позволяет получить зависимость закона движения выходного звена механизма от закона изменения входного параметра. Из-за расхождения между реальной машиной и идеальной моделью действительные законы движения отличаются от идеальных. Расхождение между действительными и идеальными законами движения называется динамической ошибкой. С развитием машиностроения все чаще возникают ситуации, когда использование простейших динамических моделей становится неприемлемым. Этому способствует повышение требований к динамической точности машин и к их быстродействию.

Более сложные динамические модели учитывают упругость звеньев, наличие зазоров в кинематических парах и т.д. Такой класс задач рассматривается в курсе «Динамика машин». Решение задач с учетом упругости звеньев позволяет достигать следующие цели:

- 1) обеспечение нормальных условий режима работы машины. Решение этой задачи предполагает воспроизведение с заданной точностью требуемых кинематических зависимостей; ограничение уровня колебаний;
- 2) рациональное использование колебательных явлений для технологических и транспортных операций;
- 3) устранение аварийных резонансных режимов.

Во многих случаях один и тот же механизм может описываться различными динамическими моделями. Выбор той или иной модели определяется в первую очередь задачами исследования. Во всех случаях необходимо стремиться к составлению наиболее простой модели, адекватной решаемой задаче. Процедура выбора динамической модели уже требует определенного уровня знаний и понимания сути изучаемых явлений. Конструктор должен ясно представлять неизбежность динамических ошибок. Он должен предусматривать такие регулировочные устройства, которые могут обеспечить устранение нарушений технологического процесса, вызванных динамическими ошибками. Большую роль при выборе динамической модели играет инженерная интуиция, основанная на опыте предыдущих динамических расчетов и экспериментальных исследований. Одной из основных задач преподавания курса «Динамика машин» является овладение студентами данными навыками. В качестве задачи курсового проектирования студентам предлагается составление динамической модели механизма, ее упрощение и математическое описание.

О ВОЗМОЖНОСТИ «АНИМАЦИОННОГО» ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

Теория механизмов и машин – наука, изучающая структуру, кинематику и динамику механизмов и машин, в связи с их анализом и синтезом.

Задачами кинематического исследования механизмов являются: определение положений, скоростей и ускорений всех точек механизма, а также определение угловых скоростей и угловых ускорений всех звеньев механизма. Существуют следующие методы кинематического анализа: аналитический, графо-аналитический (метод планов) и графический (метод кинематических диаграмм). При исследовании механизмов графо-аналитическим методом проектировщиками чертятся схемы положений механизма. Затем, составляя аналитические зависимости, строятся для этих положений планы скоростей и планы ускорений. Таким образом, цикл построений повторяется столько раз, сколько выбрано положений механизма.

Система автоматизированного проектирования T-Flex позволяет выполнить так называемое «анимационное» исследование плоских рычажных механизмов. Для этого вычерчивается в соответствии с правилами геометрического синтеза одно из положений механизма, и положение ведущего звена задается переменной, допустим углом поворота, если ведущее звено движется вращательно (рисунок 1).

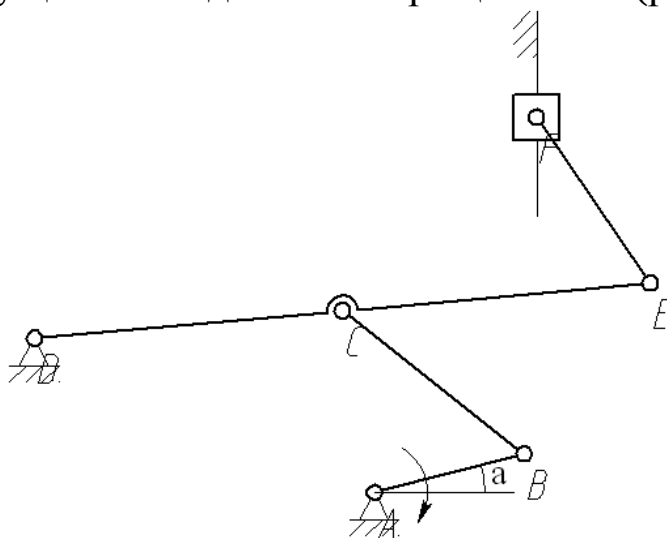
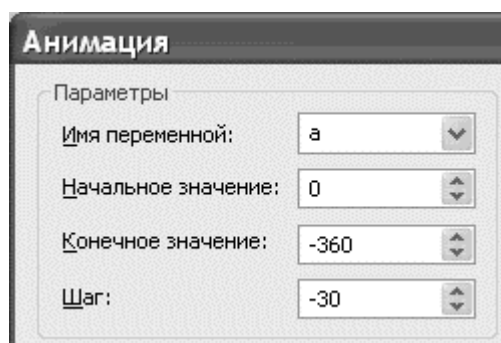
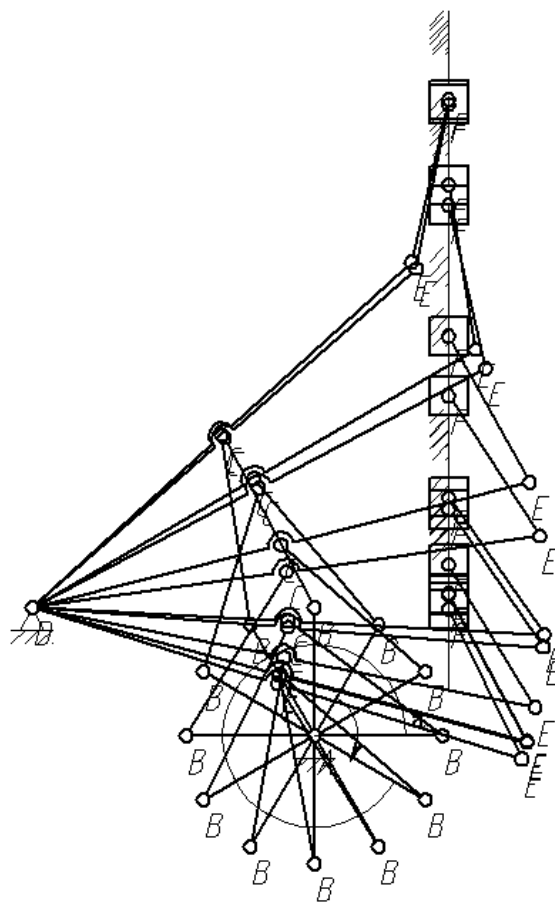


Рисунок 1 – Схема механизма

С помощью анимации можно визуально проследить за изменениями в чертеже, происходящими при изменении значения переменной. Например, для того чтобы «оживить» механизм, показанный на рисунке 1, необходимо воспользоваться командой Animate и задать параметры анимации. В качестве примера на рисунке 2,а показаны следующие параметры: изменяемая переменная – a ; начальное значение переменной $a = 0$, конечное значение $a = -360$ (ведущее звено совершает полный оборот); шаг изменения переменной (-30), знак «минус» означает, что ведущее звено вращается против часовой стрелки. На каждом шаге на экран будет выводиться изображение чертежа (рисунок 2,б).



а



б

Рисунок 2 – «Оживление» механизма

Таким же образом можно анимировать планы скоростей и ускорений механизма. Построим план скоростей для одного положения механизма с учетом геометрической параметризации. При «оживлении» механизма план скоростей будет меняться в соответствии с положением механизма. Анимация может быть плавной или дискретной, как это показано на рисунке 3.

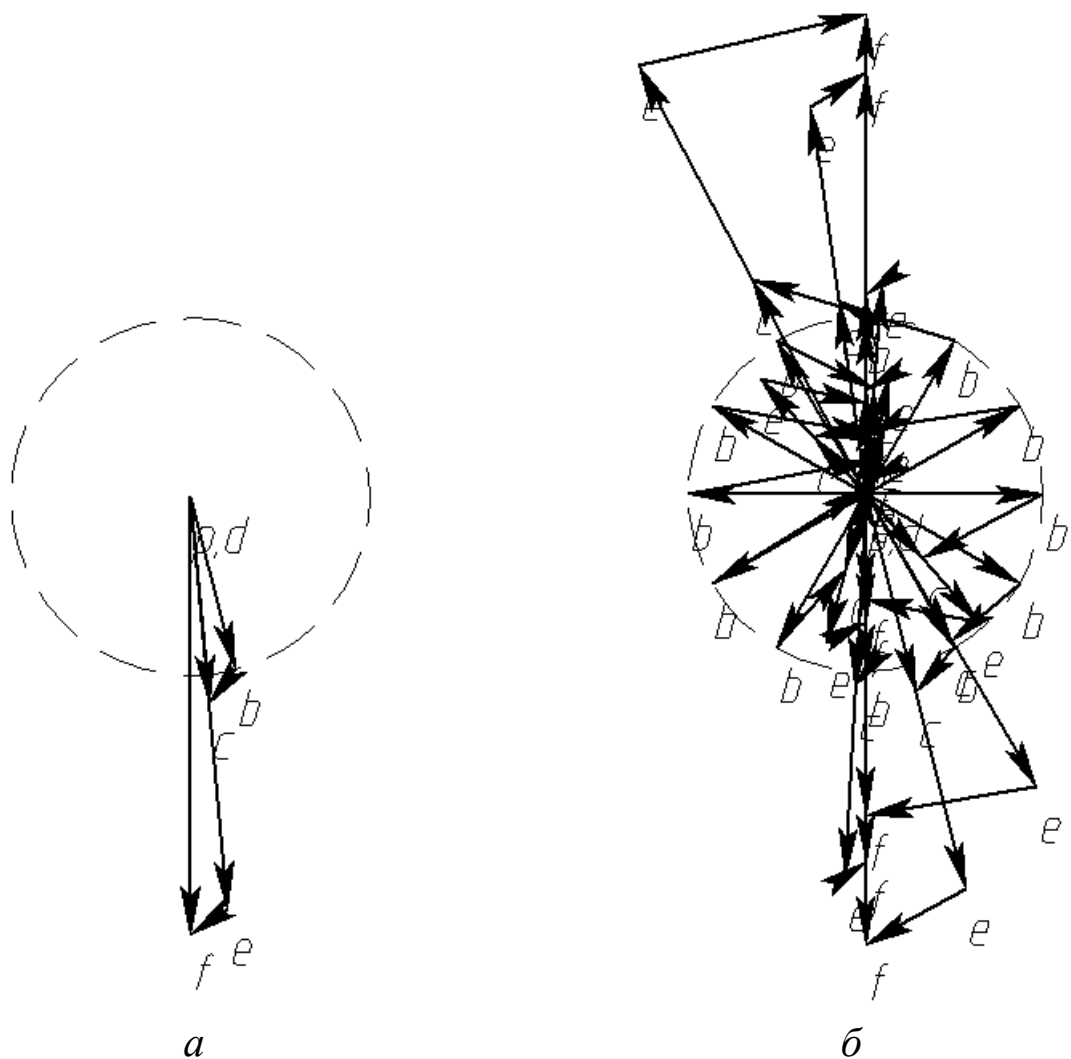


Рисунок 3 – Анимация планов скоростей механизма

Можно привести еще несколько примеров. В них от ключевой переменной (той, которую мы изменяем) зависят другие переменные, что позволяет добиться требуемых результатов. На рисунке 4 показан чертеж рейки, анимация которой позволяет «нарезать» зубчатое колесо.

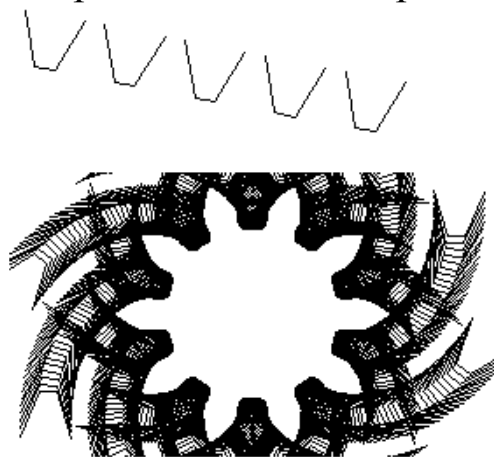


Рисунок 4 – «Нарезание» зубьев колеса

На рисунке 5 показан чертеж, в котором посредством задания в редакторе переменных определенных выражений, строится график функции.

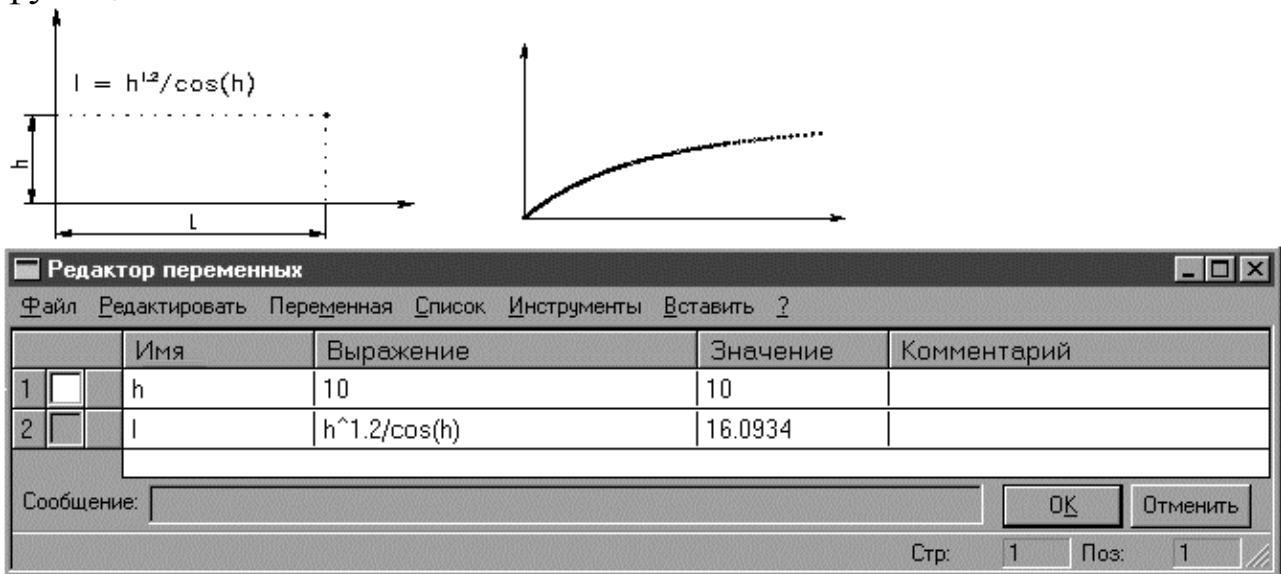


Рисунок 5 – Построение графика функции

Процесс «анимационного» исследования механизмов в среде T-Flex может быть записан в мультимедиа файл, который можно просматривать посредством видеопроигрывателя в любое время.

ОЛИМПИАДА ПО ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ

Кандидат химических наук, доцент

Демин В. М.

Одной из форм оценки и контроля знаний, а также выявления уровня и развития творческой инициативы студентов, является олимпиада. Такая форма учебно-методической работы со студентами является достаточно эффективной, поскольку она носит соревновательный характер. Как в любом соревновании, каждый участник олимпиады стремится проявить максимум своих возможностей, способностей и практических навыков, чему обязательно предшествует большая подготовительная работа. Она позволяет развить и закрепить знания, полученные в процессе аудиторного обучения. В свою очередь это позволяет сформировать у студента и профессиональный интерес. Таким образом, предметная олимпиада является действенной формой активизации учебной, воспитательной и научно-исследовательской работы в вузе.

Проведение олимпиады инициирует и стимулирует процесс обучения в вузе, развивает самостоятельность, инициативу, творческий подход к решению поставленной задачи, способствует развитию интереса к изучаемому предмету.

Ограниченность аудиторных часов, выделенных на освоение курса «Прикладная механика», ведет к трудностям в детальном овладении учебного материала студентами по отдельным темам. В такой ситуации представляется важным всемерно развивать и поддерживать интерес студентов к самостоятельному углубленному освоению тем дисциплины.

Проведение олимпиады в рамках изучения курса «Прикладная механика», на наш взгляд, является одной из форм, стимулирующих самообразование.

Кафедра ТММ и ОК на протяжении более 15 лет ежегодно проводит олимпиады по прикладной механике. Эта дисциплина для большинства специальностей изучается в третьем семестре. Олимпиада проводится в конце семестра. В начале семестра до всех студентов доводятся положение о проведении олимпиады, состав жюри, система подведения итогов и награждения победителей. Предусматриваются дополнительные часы консультаций для подготовки к олимпиаде.

Продолжительность выполнения задания составляет 1,5 часа. Задание включает, как правило, три задачи. Первая задача составлена по темам «Растяжение (сжатие)» или «Сдвиг», вторая – по теме «Поперечный изгиб» и третья – по теме «Сложное сопротивление».

Общие итоги олимпиады по прикладной механике подводятся с использованием 30-бальной системы. Результаты выполнения заданий предоставляются для ознакомления студентам с указанием общего числа набранных баллов. Такая система подведения итогов обеспечивает возможность оценить уровень собственных успехов участников и провести их сравнительный анализ с уровнем студентов собственной и альтернативной специальности.

В систему поощрений помимо реализации личных мотивов студентов входит и прямое поощрение высокого уровня знаний в рамках курса «Прикладная механика». Пороговым числом баллов, дающим право на привилегии в период экзаменационной сессии, приняты 20 баллов. Это показатель правильности ответов на 2/3 заданий. Кроме этого, студенты, занявшие призовые места поощряются денежными премиями.

Опыт проведения студенческих олимпиад по прикладной механике подчеркивает важное значение альтернативных методов контроля знаний. Взаимодействие обучающей и обучаемой систем выходит за рамки учебного процесса и ведет к обогащению процесса обучения. Расширяется система мотиваций и стимулов к получению студентами знаний вне аудиторных занятий. Элементы творческого подхода к организации учебного процесса, подбор и подготовка конкурсных заданий, оценка и анализ итогов работ обеспечивают рост уровня обучающего как носителя специальных знаний и как преподавателя высшей школы.

Если обучение призвано внести вклад в развитие интереса, оно само должно быть интересно. Интерес студентов является той нитью, по которой продвигается саморазвитие будущих инженеров.

Библиографический список

1. Шейпак А., Козлова Г. Студенческие олимпиады // Высшее образование в России. – 1999. – №1. С. 104–106.
2. Наумкин Н. Олимпиадная среда, как условие формирования способности к инновационной инженерной деятельности // Высшее образование в России. – 2008. – №8. С. 111–115.

ОБОЗНАЧЕНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ НА ЧЕРТЕЖАХ

Кандидат технических наук, доцент

Тимофеева И.С.

Стандарт (ГОСТ 2789-73) распространяется на шероховатость поверхности изделий независимо от их материала и способа изготовления (получения поверхности). Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться, исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества изделий. Требования к шероховатости поверхности отдельных участков одной поверхности могут быть различными.

Параметры шероховатости (один или несколько) выбираются из приведенной номенклатуры:

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля;

Rz – высота неровностей профиля по десяти точкам;

$Rmax$ – наибольшая высота профиля;

Sm – средний шаг неровностей;

S – средний шаг местных выступов профиля;

tp – относительная опорная длина профиля, где **p** – значения уровня сечения профиля.

Параметр **Ra** является предпочтительным.

Сечение поверхности, перпендикулярной к ней плоскостью дает представление о профиле её рельефа: о количестве, форме и величине выступов и впадин неровностей (рисунок 1).

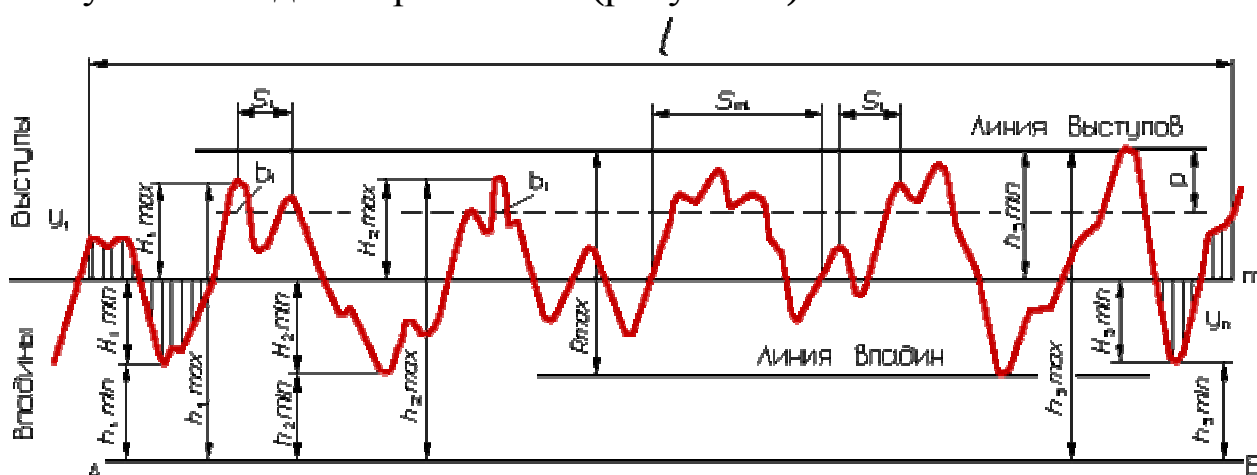


Рисунок 1 – Профиль шероховатости поверхности и его характеристики

С учетом изменения №3 принятого Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол №21 от 28.05.2002г.) стандарт (ГОСТ 2.309-73) устанавливает обозначения шероховатости поверхностей и правила нанесения их на чертежах изделий всех отраслей промышленности.

Шероховатость поверхности обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции.

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рисунке 2. При применении знака без указания параметра и способа обработки его изображают без полки.



Рисунок 2 – Структура обозначения шероховатости поверхности

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рисунках 3-5. В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак, показанный на рисунке 3.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак, изображенный на рисунке 4.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак, показанный на рисунке 5 с указанием значения параметра шероховатости.

Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, должны быть отмечены знаком без указания параметра шероховатости (рисунок 5).

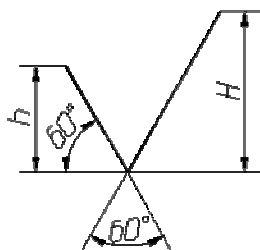


Рисунок 3 –
Обозначение
шероховатости
поверхности без
указания способа
обработки

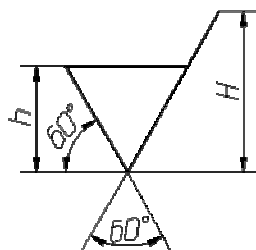


Рисунок 4 –
Обозначение
шероховатости
поверхности, при
образовании
которой
обязательно
удаление слоя
материала

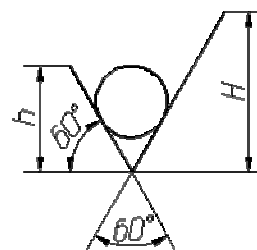


Рисунок 5 –
Обозначение
Шероховатости
поверхности,
образование
которой
осуществляется без
удаления слоя
материала

Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственно применимым для получения требуемого качества поверхности (рисунок 6).

Допускается применять упрощенное обозначение шероховатости поверхностей с разъяснением его в технических требованиях чертежа по примеру, указанному на рисунке 7. В упрощенном обозначении используют знак $\checkmark$ и строчные буквы русского алфавита в алфавитном порядке, без повторений и, как правило, без пропусков.

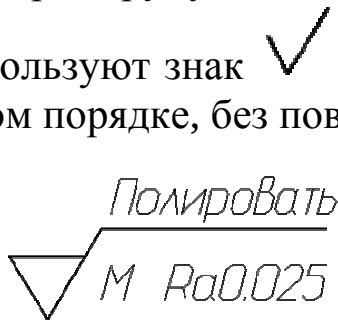


Рисунок 6 – Пример указания
вида обработки поверхности

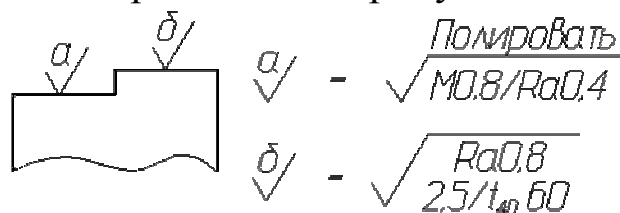


Рисунок 7 – Пример упро-
щенного обозначения шеро-
ховатости поверхностей

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении изделия располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок.

Допускается при недостатке места располагать обозначения шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, а также разрывать выносную линию (рисунок 8).

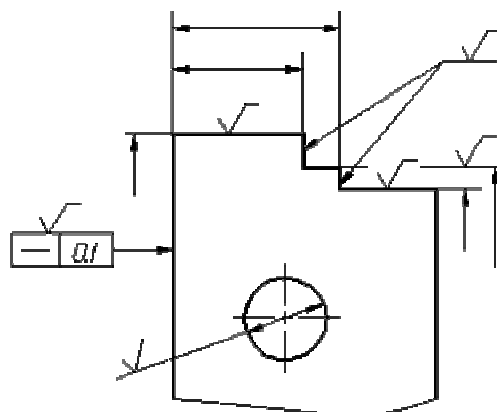


Рисунок 8 – Примеры расположения обозначения шероховатости

При обозначении изделия с разрывом обозначение шероховатости наносят только на одной части изображения, по возможности ближе к месту указания размеров (рисунок 9).

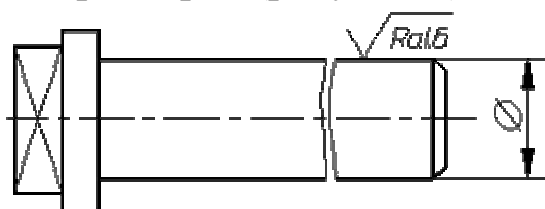


Рисунок 9 – Пример обозначения шероховатости поверхности

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей изделия обозначение шероховатости помещают в правый верхний угол чертежа и на изображении не наносят (рисунок 10).

Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия, может быть помещено в правый верхний угол чертежа (рисунки 11, 12) вместе с условным обозначением (✓). Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак ✓, должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением.

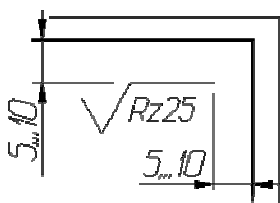


Рисунок 10 – Указание шероховатости одинаковой для всех поверхностей изделия

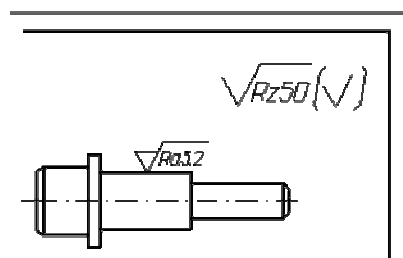


Рисунок 11 – Указание шероховатости одинаковой для части поверхностей изделия

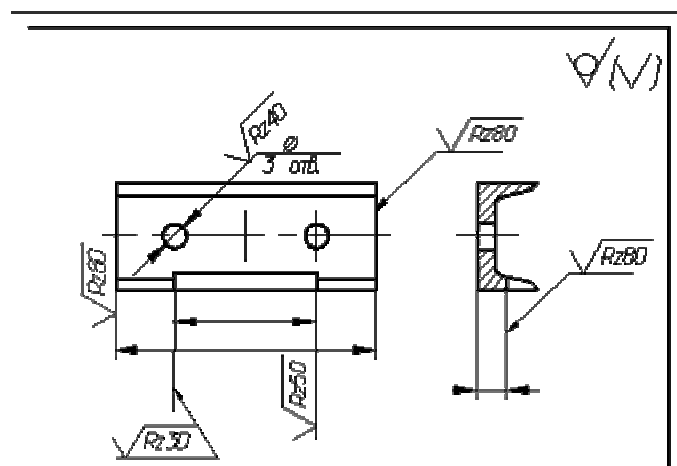


Рисунок 12 – Указание шероховатости, когда большая часть поверхностей не обрабатывается по данному чертежу

Обозначение шероховатости поверхностей повторяющихся элементов изделия (отверстий, пазов, зубьев и т. п.), количество которых указано на чертеже, а также обозначение шероховатости одной и той же поверхности наносят один раз, независимо от числа изображений.

Обозначение шероховатости симметрично расположенных элементов симметричных изделий наносят один раз.

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, эвольвентных шлицев и т. п., если на чертеже не приведен их профиль, условно наносят на линии делительной поверхности, а для глобоидных червяков и сопряженных для них колес – на линии расчетной окружности (рис.13).

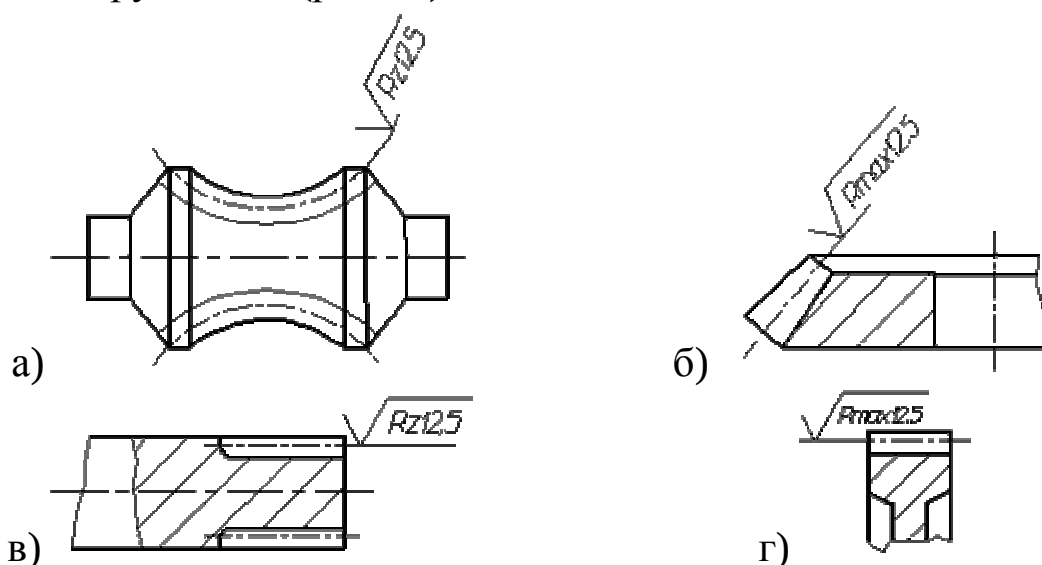


Рисунок 13 – Примеры обозначения шероховатости рабочих поверхностей зубьев

МЕТОДИКА СИНТЕЗА СЛОЖНЫХ ФЕРМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ В КУРСЕ «СТАТИКА СООРУЖЕНИЙ»

Кандидат технических наук, доцент

Баклушина И.С.

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. Проблема правильного проектирования стержневых конструкций различного назначения является актуальной. 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.

Фермы строительного назначения и другие стержневые конструкции представляют собой статически определимые системы. Единственным известным методом синтеза простейших ферм является метод присоединения к так называемому базовому треугольнику двух стержней с тремя шарнирами. Представляемая статья описывает методическое указание для студентов специальности «Динамика и прочность машин» в курсе «Статика сооружений» по решению задач синтеза сложных строительных ферм.

В первой части работы обосновывается органическая связь между группами Ассура подвижных механических систем и строительными фермами, а также дается алгоритм построения схем строительных ферм.

Введение групп звеньев нулевой подвижности в соединение со стойкой свободными кинематическими парами (выходами) обеспечивает получение жесткой (неизменяемой) стержневой системы. Между числом звеньев группы Ассура (n_a) и числом стержней фермы (n_ϕ) существует простейшая связь вида

$$n_a = n_\phi + 1, \quad (1)$$

т.е. число стержней фермы всегда на единицу меньше числа звеньев группы нулевой подвижности. Четырёхзвенная группа Ассура, имеющая два свободных выхода (рисунок 1,а), в которой звенья 1 и 4 представляют собой жёсткие треугольные конструкции со свободными

ми парами (выходами) А и Е, путём совмещения пар А и В, D и F и связки со стойкой звеньев 1 и 4 реализуется в трехстержневую ферму.

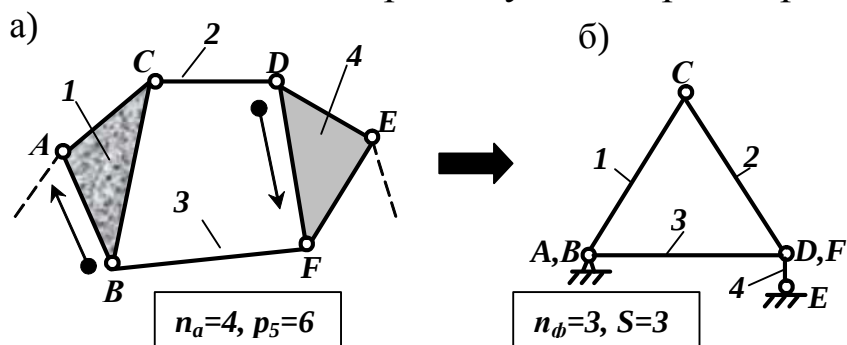


Рисунок 1 – Реализация трехстержневой фермы

Известно, что для статически определимых ферм между числом стержней n_ϕ и числом узлов фермы S (шарнирных соединений стержней) существует взаимосвязь

$$n_\phi = 2S - 3. \quad (2)$$

Имея в виду, что $n_a = 2p_5/3$ и (1), можно показать, что между числом кинематических пар p_5 и числом узлов фермы S существует связь

$$S = \frac{p_5}{3} + 1. \quad (3)$$

Шестизвенная группа Ассур, приведенная на рисунке 2, путем совмещения кинематических пар в узлы, показанные стрелками, преобразуется в пятистержневую ферму.

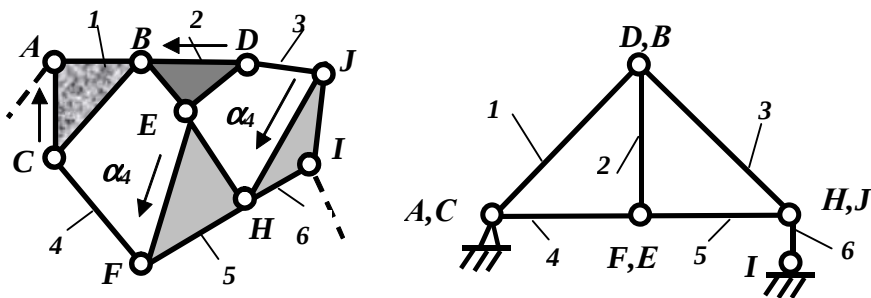


Рисунок 2 – Реализация пятистержневой фермы

Преобразование групп Ассур в фермы и обратное получение групп из ферм потребовало разработки специальных методов связки кинематических пар пятого класса в узлы, развязки узлов в шарниры и перевязки одних узлов в другие узлы. На рисунке 3 приведен пример связки, позволяющий сложное пятиугольное звено превратить в стержень.

Предложенные методы применимы для всего разнообразия синтезируемых кинематических цепей любой сложности и позволяют, в

конечном итоге, не нарушая условия статической определимости, получать различные конфигурации схем строительных ферм с заданным числом составляющих элементов (стержней и узлов).

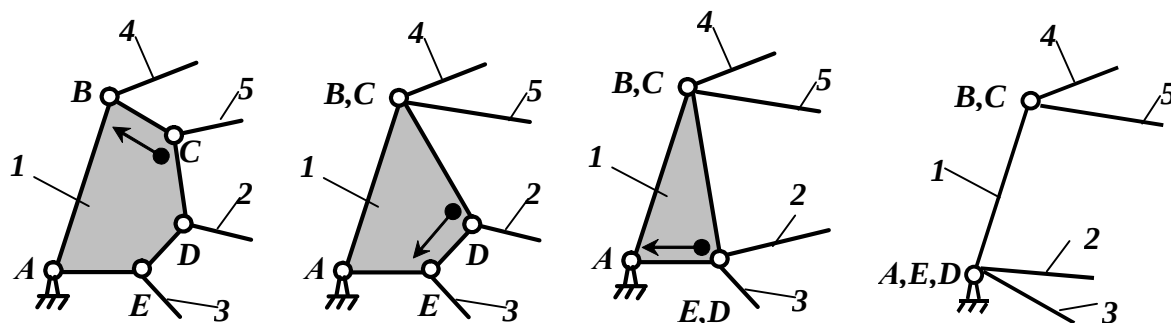


Рисунок 3 – Процедура связки кинематических пар в узлы

Изучение теории построения ферм показало, что в строительной механике классическим методом являлся единственный – метод наращивания неизменяемой треугольной системы (рисунок 1,б) двумя стержнями с дополнительным узлом. С помощью этого метода могут создаваться простые фермы, разработка же сложных ферм требовала использования частных, оригинальных решений на уровне изобретений (Примером является известная девятистержневая сложная ферма Шухова).

Использование описанного выше метода связки кинематических пар групп Ассур в узлы строительных ферм позволяет получать фермы различной сложности, в том числе и простые. Вся процедура преобразования групп Ассур в фермы запатентована в виде «Способа создания конструктивных схем строительных ферм» (Патент №2148133 от 07.07.1998г. Авторы: Дворников Л.Т., Баклушина И.С.)

Сущность способа заключается в поэтапном решении следующего алгоритма:

- исходя из заданного числа стержней n_ϕ создаваемой строительной фермы по (1) находится число звеньев кинематической цепи n_a , представляющей собой группу Ассур или группу звеньев нулевой подвижности;
- составляется универсальная структурная система, задается значение τ от 3 и выше, определяются числа звеньев цепи n_i , количество кинематических пар – шарниров в цепи p ;
- определяется число ветвей – параметр γ цепи;
- определяется число замкнутых изменяемых контуров с учетом того, что значение δ задается в виде $\delta = 2$;

- по заданным и найденным значениям основных параметров цепи проводится построение группы Ассура;
- производится связка кинематических пар пятого класса – шарниров в узлы с замыканием выходов на опоры.

Вторая часть содержит пример выполнения задачи на примере десятизвенных групп нулевой подвижности.

Начальными условиями являются:

- число общих наложенных на систему связей $m = 3$;
- кинематические пары V класса (p_5);
- нулевая подвижность рассматриваемой системы ($W=0$);
- число звеньев системы $n_a = 10$;
- число свободных выходов $\delta = 2$.

1. Для десятизвенных групп Ассура ($n=10$) максимально допустимое значение числа пар базисного звена достигает шести:

$$\tau_{max} = n/2 + 1 = 10/2 + 1 = 6.$$

Синтезируются плоские шарнирные группы Ассура, где значения сложности базисного звена находится в интервале $3 \leq \tau \leq 6$, т. е. τ может принимать значения 3, 4, 5, 6.

Решается универсальная структурная система для каждого возможного значения τ -угольника (таблица 1).

Таблица 1

Сложность базисного звена	Универсальная структурная система	Решения
3	$p_5 = 3 + 2n_2 + n_1;$ $10 = 1 + n_2 + n_1;$ $3n = 2p_5.$	1) $n_2 = 3, n_1 = 6.$
4	$p_5 = 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1;$ $10 = 1 + n_3 + n_2 + n_1;$ $3n = 2p_5.$	1) $n_3 = 0, n_2 = 2, n_1 = 7;$ 2) $n_3 = 1, n_2 = 0, n_1 = 8.$
5	$p_5 = 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1;$ $10 = 1 + n_4 + n_3 + n_2 + n_1;$ $3n = 2p_5.$	1) $n_4 = n_3 = 0, n_2 = 1, n_1 = 8.$
6	$p_5 = 6 + 5n_5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1;$ $10 = 1 + n_5 + n_4 + n_3 + n_2 + n_1;$ $3n = 2p_5.$	1) $n_5 = n_4 = n_3 = n_2 = 0, n_1 = 9.$

3. Определяется число ветвей цепи: $\gamma = n/2 + 1 = 10/2 + 1 = 6$.

Следовательно, открытая десятизвенная группа Ассура имеет шесть свободных выходов. Тогда максимальное количество замкнутых изменяемых контуров при двух свободных выходах получится $\alpha = n/2 - 1 = 10/2 - 1 = 4$.

4. Определяется общее число сторон открытой кинематической цепи

$$\lambda = \tau + \sum_{\tau}^1 n_{i-1} = 3 + 2n_1 + 3n_2 = 3 + 12 + 9 = 24.$$

Необходимо установить границы изменения числа наружных и внутренних сторон цепи.

Интервал изменения числа наружных сторон кинематической цепи

$$\lambda_{n \min} \leq \lambda_n \leq \lambda_{n \max}; \quad 6 + 1 \leq \lambda_n \leq 24 - 3(5 + 1 - 2); \quad 7 \leq \lambda_n \leq 12.$$

Откуда следует, что значения: $7 \leq \lambda_n \leq 12$, то есть $\lambda_n = 7, 8, 9, 10, 11, 12$.

Числа наружных сторон между выходами представляется суммой двух чисел, а именно:

$7 = 3 + 4$; $8 = 3 + 5, 4 + 4$; $9 = 3 + 6, 4 + 5$; $10 = 3 + 7, 4 + 6, 5 + 5$; $11 = 3 + 8, 4 + 7, 5 + 6$; $12 = 3 + 9, 4 + 8, 5 + 7, 6 + 6$.

Интервал изменения числа внутренних сторон кинематической цепи

$$\lambda_g \min \leq \lambda_g \leq \lambda_g \max; \quad 20 + 4 - 8 \leq \lambda_g \leq 24 + 5 - 8; \quad 16 \leq \lambda_g \leq 21.$$

Получаем интервал изменения значений $\lambda_g = 16, 17, 18, 19, 20, 21$.

5. Синтезируются группы, и применяется метод связки кинематических пар группы в узлы строительной фермы, как показано на рисунке 4.

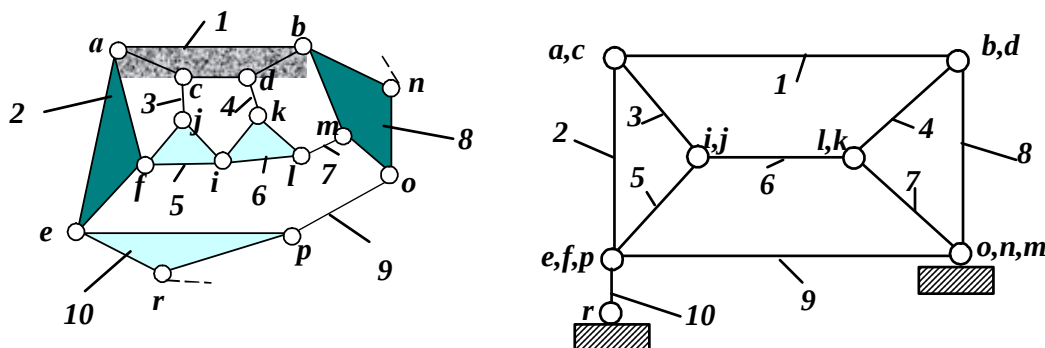


Рисунок 4 – Получение фермы путем связки кинематических пар группы в узлы строительной фермы

О СОЗДАНИИ ЭЛЕКТРОННЫХ УЧЕБНИКОВ

Кандидат технических наук, доцент

Куклин С.А.

В настоящее время все активнее используются информационные технологии, в частности динамично развивается система дистанционного образования. Основные достоинства дистанционного образования заключаются в следующем:

- 1) нет привязанности по времени и месту для обучения;
- 2) в обучении используются новые информационные технологии (наглядность);
- 3) в определенной степени сокращаются расходы на обучение;
- 4) усилены возможности индивидуализации обучения.

Как правило, в дистанционной форме обучения применяются электронные учебники. Достоинствами этих учебников являются:

- 1) мобильность;
- 2) доступность в связи с развитием компьютерных сетей;
- 3) постоянное обновление информационного материала – адекватность уровню развития современных научных знаний;
- 4) возможность подачи материала в динамике;
- 5) большое количество упражнений и примеров;
- 6) контроль знаний – компьютерное тестирование.

В Сибирском государственном индустриальном университете проводятся курсы повышения квалификации по программе «Разработка электронных учебников». Итоговой работой этих курсов является разработка одной главы по дисциплине, в которой специализируется слушатель. В частности автором разрабатывался электронный вариант главы «Ременные передачи».

В основу электронного учебника положен уже готовый шаблон, разработанный на HTML – макро язык для гипертекста.

Гипертекст – это способ нелинейной подачи текстового материала, при котором в тексте имеются каким-либо образом выделенные слова, имеющие привязку к определенным текстовым фрагментам. Таким образом, пользователь не просто листает по порядку страницы текста, он может отклониться от линейного описания по какой-либо ссылке, т.е. сам управляет процессом выдачи информации. В гипермедиа системе в качестве фрагментов могут использоваться

изображения, а информация может содержать текст, графику, видеофрагменты, звук.

Использование гипертекстовой технологии удовлетворяет таким предъявляемым к учебникам требованиям, как структурированность, удобство в обращении. При необходимости такой учебник можно «выложить» на любом сервере и его можно легко корректировать.

По мнению автора, основной особенностью разработки электронных учебников является большой разброс в трудозатратах: можно просто набрать текст (или даже отсканировать) и добавить гиперссылки, а можно разрабатывать свою личную подачу материала, с анимацией наиболее трудных для восприятия мест.

В настоящее время для создания анимации наиболее широко применяется программа Macromedia Flash¹. Для работы с ней необходимо достаточно хорошо разбираться в программировании. С другой стороны, для создания качественной анимации необходимо художественное чутье, а, как известно, эти качества довольно редко встречаются в одном человеке.

Другими словами, создание хорошего электронного учебника требует либо групповой работы нескольких авторов, либо порядка десяти лет работы от одного автора. Можно выбрать третий путь – создать простой учебник, и постепенно дорабатывать его.

¹ На вышеуказанных курсах Macromedia Flash не изучается

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ КАНАТА ДЛЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА

Доцент

Мизин Ю.Г.

Стальные проволочные канаты нашли широкое применение в грузоподъемных машинах в качестве гибких элементов.

Изготавливают канаты из стальной проволоки марок В, I или II диаметром от 0,2 до 3 мм путем многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой. Проволоку марки В применяют в ответственных случаях, например, в устройствах для подъема людей. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок нержавеющей стали. В условиях повышенной влажности нашли применение канаты из оцинкованной проволоки.

Преимущественно в грузоподъемных машинах используют канаты двойной свивки, которые получаются путем свивки проволочек в пряди вокруг центральной проволоки, а затем свивки прядей вокруг сердечника. Число проволок в пряди и число прядей в канате может быть различно. Наиболее часто в грузоподъемных машинах используют шестипрядные канаты числом проволок в пряди 19 и 37. При этом получается наиболее рациональное соотношение диаметра прядей и диаметра центрального сердечника, и хорошо используется поперечное сечение каната при достаточной его гибкости.

При работе каната в механизмах его проволоки испытывают различные напряжения – растяжение, смятие, изгиб и кручение. При огибании блока канатом или наматывании его на барабан распределение напряжений в канате значительно усложняется. В местах соприкосновения с поверхностью ручья блока появляются дополнительные контактные напряжения смятия. В результате этих пульсирующих напряжений после многократных изгибов происходит усталостное разрушение сначала наружных, а затем и внутренних проволок.

При огибании и разгибании каната на барабанах и блоках пряди каната сдвигаются одна относительно другой, при этом проволочки каната истираются в местах контакта прядей. Перегибы каната в различных направлениях вызывают появление знакопеременных напряжений и резкое увеличение усталости металла проволок, что существенно отражается на долговечности каната. Для увеличения срока службы каната следует уменьшить число направляющих блоков и по возможности избегать перегибов каната в противоположных направлениях. При увеличении диаметра блока и барабана изгибающие и

контактные напряжения уменьшаются, что положительно сказывается на сроке службы каната.

Долговечность каната зависит от значения напряжений, возникающих в проволоках, которые зависят от множества факторов: силы натяжения, конструкции и диаметра каната, диаметра проволок, входящих в канат, числа прядей и т.д. Установить общую математическую зависимость прочности каната от всех факторов, влияющих на напряженное состояние проволок в канате практически невозможно. Однако многочисленные исследования позволили выявить основные факторы, определяющие предельное число перегибов каната до разрушения проволок. Это максимальное натяжение каната и отношение диаметра блока или барабана и диаметр каната. В зависимости от этих факторов проводится выбор и проверка прочности и долговечности каната в соответствии с требованиями международного стандарта ISO 4308, принятого за основу при разработке норм Ростехнадзора России.

Канат выбирается, в соответствии с этими нормами по соотношению

$$S_{max} \cdot Z_p \leq S_{разр},$$

где S_{max} – максимальная рабочая нагрузка ветви каната, определяемая при подъеме номинального груза с учетом потерь на блоках полиспаста и на обводных блоках, но без учета динамической нагрузки (H);

Z_p – коэффициент использования канатов (коэффициент запаса прочности), принимается в зависимости от того, является канат подвижным или неподвижным и от группы классификации механизма (таблица);

$S_{разр}$ – разрывная нагрузка каната в целом (H), эта величина стандартизирована для различных конструкций каната, диаметров и пределов прочности материалов проволок.

Таблица – Минимальные коэффициенты использования канатов Z_p

Группа классификации режима работы механизма		Подвижные канаты	Неподвижные канаты
По ISO 4301/1	По ГОСТ 25835-83	Z_p	
M1	1M	3,15	2,5
M2	1M	3,35	2,5
M3	1M	3,55	3,0
M4	2M	4,0	3,5
M5	3M	4,5	4,0
M6	4M	5,6	4,5
M7	5M	7,1	5,0
M8	6M	9,0	5,0

НЕКОТОРЫЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ ПРИЕМЫ И ОПЫТ ПРОВЕДЕНИЯ ЗАНЯТИЙ ПО КУРСУ «КОМПЬЮТЕРНАЯ ГРАФИКА» ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «МАШИНЫ И ТЕХ- НОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ»

*Кандидат технических наук,
доцент кафедры графики и начертательной геометрии*

Логачев М.Я.

*Кандидат технических наук, доцент кафедры машин и технологий
обработки металлов давлением*

Рябцев О.В.

Современные требования к техническому специалисту с высшим образованием обуславливают необходимость не только в базовом, «классическом» уровне подготовленности по широкому кругу общетехнических дисциплин, таких как, например, инженерная графика, но и к использованию современных технических средств во всех направлениях инженерной деятельности. Одним из таких приоритетных направлений является использование в инженерной деятельности персонального компьютера. Особенно перспективным можно считать применение компьютера для подготовки чертежной документации.

Умение инженера-механика быстро и качественно выполнить чертеж на компьютере значительно сокращает сроки подготовки чертежа в сравнении с его бумажным вариантом, позволяет оперативно вносить в готовый чертеж необходимые изменения и дополнения, сохранять, тиражировать и передавать готовые чертежи в широком информационном пространстве. Для достижения этих целей в учебный процесс групп транспортно-механического факультета специальности «Машины и технология обработки металлов давлением» Сибирского государственного индустриального университета включен курс «Компьютерная графика», изучение которого ведется на кафедре графики и начертательной геометрии в 7 учебном семестре. Данный курс базируется на курсе начертательной геометрии и инженерной графики, проводимого для этих групп в 1-3 учебных семестрах. В соответствии с учебными планами для данной специальности курс ком-

пьютерной графики базируется на освоении приемов работы в системе «AutoCAD 2006» русской версии.

Приступая к изучению курса компьютерной графики, студенты имеют уже достаточный практический опыт выполнения чертежей в «бумажном» варианте, полученный как в ходе изучения инженерной графики, так и при выполнении курсовых проектов по таким базовым техническим дисциплинам, как «Теория машин и механизмов» и «Детали машин». Поэтому с первых занятий преподаватель акцентирует внимание студентов на схожести операций построения чертежа в электронном варианте с «бумажным». При этом постоянно подчеркивается возможность выполнения работы за значительно более короткий промежуток времени с более высоким качеством и точностью.

В ходе освоения курса процесс обучения организован по принципу «постепенного ускорения», при котором на первых этапах освоения приемов работы студенты выполняют жестко установленные операции построений. При этом происходит получение и первоначальное освоение базовых принципов использования AutoCAD (выбор и использование графических примитивов, основных приемов построения чертежа и его простого редактирования).

В качестве первых заданий студенты получают однотипные простые задания на геометрические построения и выполнение базовых операций редактирования (копирование объектов, вставка, перенос, удаление, операции обрезки и удлинения). Полученные навыки закрепляются при выполнении первого индивидуального задания – построения чертежа плоской детали типа пластины сложного контура.

Постепенно, переходя к следующим заданиям, обучаемые получают большую свободу в действиях, применяя полученные базовые навыки самостоятельно. В качестве второго задания предлагается выполнить учебный чертеж детали типа корпуса в нескольких проекциях с построением необходимых разрезов и простановкой размеров. На этом этапе у обучающихся формируются навыки быстрых построений одновременно нескольких проекций детали, осваиваются способы рациональной компоновки чертежа. Закрепление полученных навыков происходит при выполнении третьего индивидуального задания, в качестве которого выбрана работа по вычерчиванию резьбового соединения (болтом или шпилькой). Эта работа позволяет бо-

лее полно освоить такие операции, как штриховки, простановка размеров, дополнительные операции по оформлению чертежа.

После освоения основных приемов работы при выполнении учебных индивидуальных заданий студентам группы МХД-05 было предложено использовать AutoCAD для выполнения графической части курсового проекта по проектированию молотов. В соответствии с учебными планами этот курсовой проект выполняется в 7 семестре, одновременно с курсом компьютерной графики. Этот проект является первым из нескольких курсовых проектов, выполняемых на кафедре по специальности. Вследствие отсутствия опыта самостоятельной проектной работы, навыков оформления и защиты (публичной и комиссионной), для студентов этот проект всегда был особенно сложным. Именно из-за неумения подготовить и защитить этот курсовой проект, они, зачастую, не могли вовремя выйти на сессию. Поэтому ускорение и облегчение его выполнения является для студентов важным и актуальным.

На этом этапе курса студенты в компьютерном классе в основном работали самостоятельно, имея возможность индивидуально консультироваться с преподавателем не только по использованию системы AutoCAD, но и, в большей степени, по стандартам оформления чертежной графической документации, правилам выполнения чертежей. При этом большая часть ошибок, допускаемых студентами при выполнении чертежей на бумаге или при доработке проекта дома, в электронном варианте выявлялась и оперативно устранялась в ходе обсуждения работы с преподавателями. Небольшой численный состав группы (12 человек) давал возможность каждому студенту получать необходимые консультации по возникающим в ходе работы вопросам.

Параллельно консультации по курсовому проекту проводились на выпускающей кафедре, при этом возможность выполнения части чертежей на занятиях по компьютерной графике позволяла уделять большее внимание другим вопросам: выполнению расчётов, оформлению пояснительной записки проекта. Такое «разделение труда», с привлечением для консультаций по проектированию и оформлению курсового проекта двух преподавателей, в итоге привело к ускорению выполнения работы, так как более плотная опека студентов дала возможность быстрее выявлять и устранять ошибки. Помимо этого, если раньше часть студентов выполняла чертежи вручную, то в результате

проведённой работы они полностью перешли на выполнение проекта средствами компьютерной графики.

Навыки, полученные при освоении AutoCAD, позволили студентам быстрее освоить и применять аналогичный отечественный программный комплекс «Компас», при этом обе эти программы, как уже отмечалось, существенно сокращают сроки выполнения и оформления чертежей. Это связано не только с уже отмеченными достоинствами, но и широким использованием библиотек стандартных изделий (резьбовых, пружин и пр.), а также формированием пользовательских библиотек (типовых изделий и узлов). Таким образом, применение предложенной методики дало студентам дополнительный резерв времени для работы над курсовым проектом, которого, возможно, им не хватало раньше. Кроме того, выполнение четырёх листов чертежей (в том числе двух сборочных формата A1 и рабочего чертежа детали формата A4) с использованием компьютерной графики позволило существенно повысить эффективность усвоения спецкурса.

Положительную оценку эта методика получила и у студентов. В ходе опроса среди студентов группы было установлено, что в результате удалось не только хорошо освоить AutoCAD, но и быстро, и эффективно выполнить курсовой проект. Это связано, в том числе и с тем, что курсовой проект выполнялся и дома, и в процессе учебных занятий. При этом был преодолён страх перед практическим применением AutoCAD, работа по его освоению шла быстрее, так как существенно выросла значимость этого курса, стала понятной его прикладная направленность. И если в начале семестра возможность использования AutoCAD при выполнении курсового проекта для большинства студентов была проблематичной, то по мере изучения курса росла и уверенность в своих силах (по принципу попробовал – получилось). Студенты высоко оценили легкость исправления ошибок, удобство простановки размеров, возможность быстрого выполнения привязок, штриховок и другие возможности AutoCAD как системы разработки графической конструкторской документации. Одновременные консультации двух преподавателей существенно ускорили процесс «вычищения ошибок», помогали находить и принимать правильные (выверенные) конструктивные решения и выполнять их быстро и технически грамотно.

Оправданность данного подхода, примененного впервые, подтвердилась хорошими результатами. Группа в целом не только почти полностью досрочно вышла на зачет по компьютерной графике, но и с хорошими показателями завершила работу над профильным курсовым проектом. Четыре человека (из списочного состава группы в 12 человек) завершили курсовой проект и защитили его в срок, остальные студенты защитили проект с минимальным отставанием от графика. Качественно графическая часть проектов содержала значительно меньшее количество ошибок в оформлении и соблюдении требований ГОСТов и ЕСКД.

Применение опыта, полученного в ходе описанного эксперимента, в последующем может не только повысить эффективность процесса изучения курса «Компьютерная графика» студентами транспортно-механического факультета, но и дает возможность более полного взаимодействия в процессе обучения между кафедрой графики и кафедрой МиТОМД в деле организации учебного процесса, совместной выработки и использования новых методик подготовки инженеров-механиков.

ПОНЯТИЕ МЕХАНИЗМОВ ВТОРОГО СЕМЕЙСТВА И ИХ ОТЛИЧИЕ ОТ МЕХАНИЗМОВ ДРУГИХ СЕМЕЙСТВ

Преподаватель-стажер

Фомин А.С.

В 1936 году профессором Добровольским В.В. была выведена универсальная формула подвижности механизмов [1], имеющая вид

$$W_m = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{k-m=1} (k - m)p_k. \quad (1)$$

В формуле (1) обозначены

W_m – подвижность механизма, определяющая число его степеней свободы,

m – число общих связей, накладываемых на весь механизм,

p_k – класс кинематических пар.

Именно параметром m определяется универсальность формулы (1). Этот параметр может принимать целые положительные значения от 0 до 4. В зависимости от m , по предложению Артоболевского И.И., все механизмы делят на пять семейств: нулевое ($m=0$), первое ($m=1$), второе ($m=2$), третье ($m=3$) и четвертое ($m=4$).

Для механизмов второго семейства ($m=2$), формула подвижности запишется в виде

$$W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3. \quad (2)$$

Таким образом, из шести независимых движений, в механизмах второго семейства возможны четыре движения относительно осей декартовой системы координат. Классически пространственные механизмы ($m=0$), на движение звеньев которых не наложено никаких общих связей, работают в пространстве ВПВПП (рисунок 1). Обозначая пространство, мы показываем, что относительно всех осей существуют независимые движения В (вращательное) и П (поступательное).

Т.к. на механизмы второго семейства накладывается два общих условия связи ($m=2$), то в этом случае кинематическая цепь принуждается к движению в пространстве, ограниченном двумя общими связями. Таких ограниченных пространств всего четыре, а именно ВПВВ, ВППВ, ВПВП, ВППП.

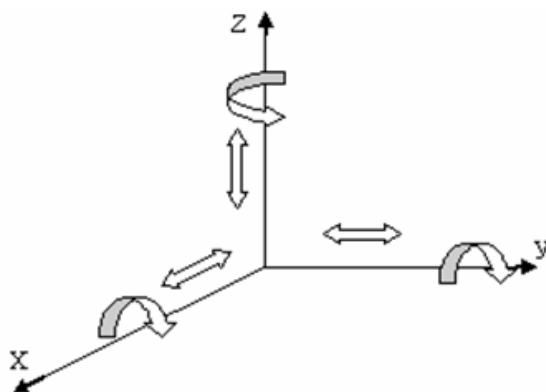


Рисунок 1 – Пространство ВПВПВП

Рассмотрим каждое из них. В пространстве ВПВВ (рисунок 2) разрешенными являются вращательные движения звеньев вокруг всех трех осей координат и поступательное движение относительно одной из осей. Запрещенными движениями (показаны темными стрелками) оказываются поступательные движения вдоль двух осей координат.

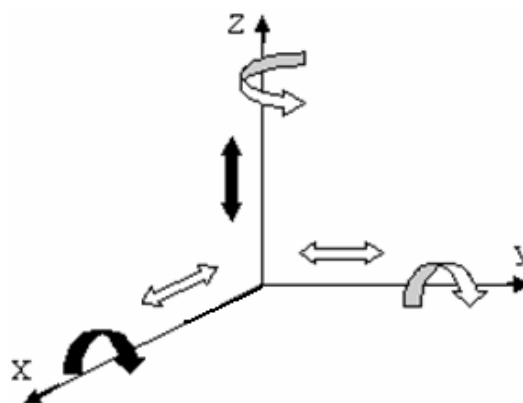
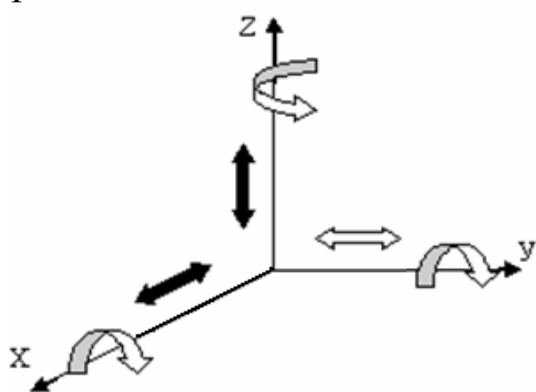


Рисунок 2 – Пространство ВПВВ Рисунок 3 – Пространство ВППВ

В пространстве ВППВ (рисунок 3) разрешены вращательные и поступательные движения относительно двух осей координат. При этом относительно одной из осей возможными являются оба движения. Запрещенными движениями, в этом случае, являются движения ПВ. Заметим, что под движениями ПВ следует понимать, что эти движения возможны относительно разных осей координат, а под движением ВП следует понимать, что они возможны относительно одной и той же координатной оси.

В пространстве ВПВП (рисунок 4) разрешены пары движений ВП относительно двух осей, а запрещенной является пара движений относительно третьей оси. Таким образом, запрещено движение ВП.

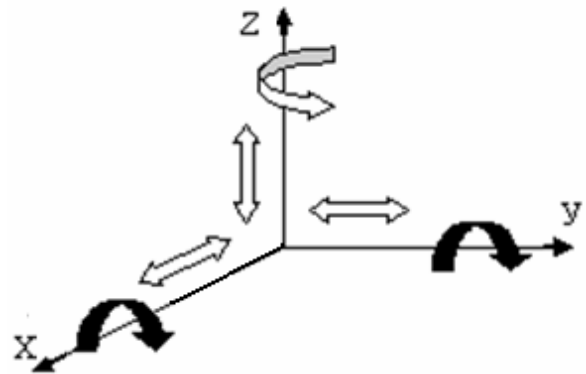
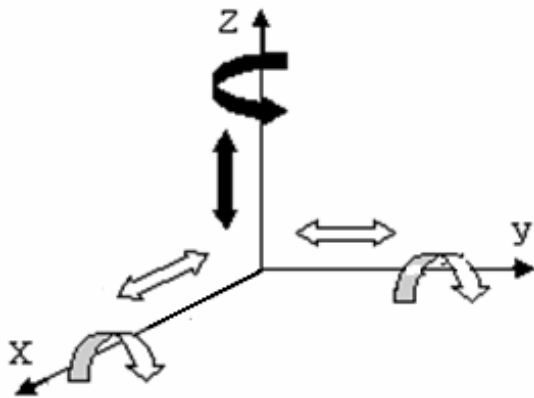


Рисунок 4 – Пространство ВПВП Рисунок 5 – Пространство ВППП

В пространстве ВППП (рисунок 5) разрешены поступательные движения вдоль всех трех осей и вращательное движение относительно одной из осей. Запрещенными являются два вращательных движения ВВ.

Отметим особо, что во всех четырех рассмотренных пространствах возможными остаются движения ВП хотя бы относительно одной из осей декартовой системы координат. Движение В и П относительно оси, может быть названо винтовым, хотя и движение В, и движение П остаются независимыми друг от друга.

На рисунках 6, 7 и 8, показаны рычажно-винтовые механизмы второго семейства, связанные с декартовой системой координат. Все эти механизмы работают в найденных нами пространствах движения механизмов второго семейства, в каждом из которых возможным является винтовое движение.

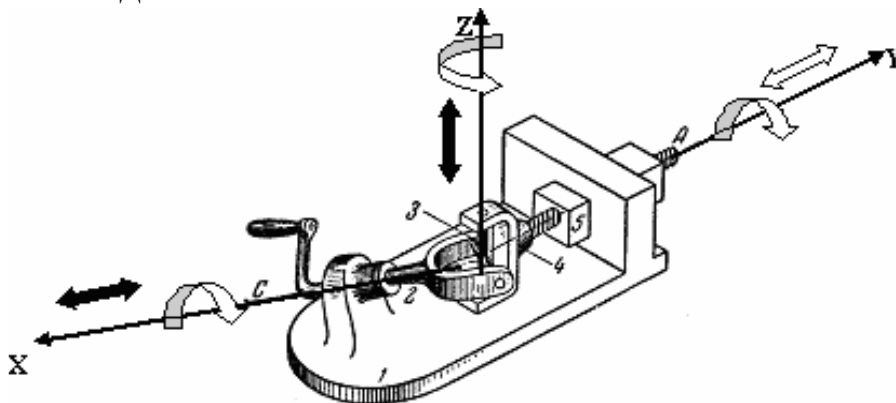


Рисунок 6 – Модель второго пространственного рычажно-винтовой механизм второго семейства

В рычажно-винтовом механизме, показанном на рисунке 6, звенья 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4 входят во вращательные пары 5-го класса. Звенья 4 и 5 образуют винтовую пару 5-го класса, а звенья 5 и 1 входят в

поступательную пару 5-го класса. Механизм позволяет трансформировать вращательное движение ведущего звена 2 вокруг оси C в поступательное движение ведомого звена 5 вдоль оси A .

В рычажно-винтовом механизме, показанном на рисунке 7, звенья 2 и 3, 3 и 4 образуют вращательные пары 5-го класса. Звенья 1 и 2 образуют винтовую пару 5-го класса. Звенья 4 и 5, 5 и 1 образуют поступательные пары 5-го класса. Оси пар 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4, 5 и 1 параллельны между собой. Механизм трансформирует винтовое движение ведущего звена 2 вокруг и вдоль оси A в поступательное движение звена 5 вдоль оси B , параллельной оси A .

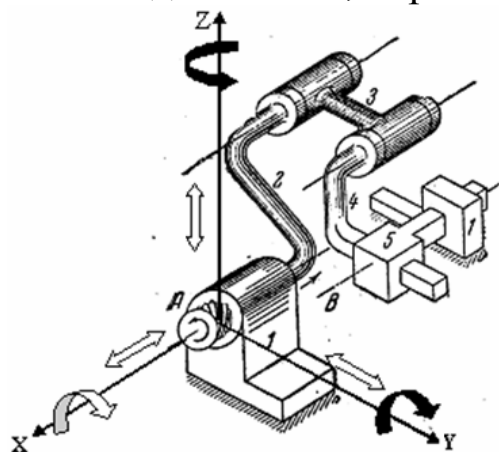


Рисунок 7 – Модель первого пространственного рычажно-винтового механизма второго семейства

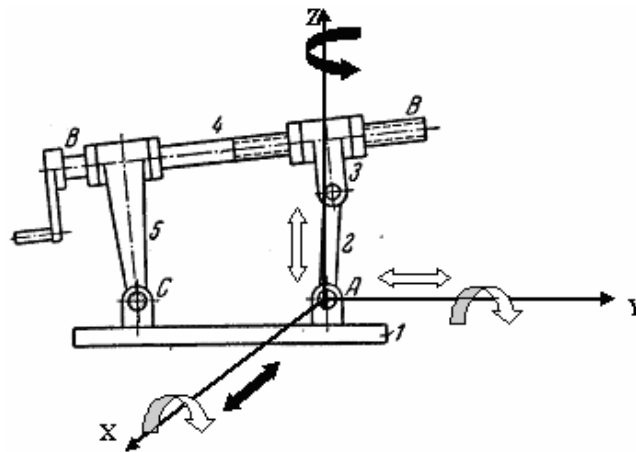


Рисунок 8 – Модель третьего пространственного рычажно-винтового механизма второго семейства

В рычажно-винтовом механизме, показанном на рисунке 8, звенья 1 и 2, 2 и 3, 5 и 1 образуют вращательные пары 5-го класса с параллельными осями. Звенья 3 и 4 образуют винтовую пару 5-го класса. Звенья 4 и 5 образуют вращательную пару 5-го класса. Этот механизм позволяет воспроизводить вращательное движение ведомых звеньев 2 и 5 вокруг осей A и C вращением ведущего звена 4 вокруг оси B , лежащей в плоскости, перпендикулярной осям A и C .

Все механизмы, показанные на рисунках 6, 7 и 8, имеют четыре подвижных звена ($n=4$), и соединены они в пять кинематических пар пятого класса ($p_5=5$): поступательные, вращательные и винтовые. По формуле (2) подвижность этих механизмов

$$W_2 = 4n - 3p_5 = 4 \cdot 4 - 3 \cdot 5 = 1.$$

Все механизмы второго семейства могут быть разделены на подсемейства [2], в зависимости от вида кинематических пар, применяемых в этих механизмах. Всего таких подсемейств семь.

К нулевому подсемейству относятся механизмы, в которых обязательно присутствуют все виды кинематических пар – и p_3 , и p_4 , и p_5 . Структурная формула для этого подсемейства имеет вид

$$W_{2(0)} = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3. \quad (3)$$

В механизмах первого подсемейства связь между звеньями осуществляется лишь через кинематические пары p_4 и p_5 . Структурная формула для них может быть записана в виде

$$W_{2(1)} = 4n - 3p_5 - 2p_4. \quad (4)$$

В механизмах второго подсемейства не используются пары p_4 и связь звеньев в них осуществляется через кинематические пары p_3 и p_5 . Структурную формулу третьего подсемейства можно записать как

$$W_{2(2)} = 4n - 3p_5 - p_3. \quad (5)$$

Третье подсемейство организовывается исключительно через пары p_5 . Его структурная формула имеет вид

$$W_{2(3)} = 4n - 3p_5. \quad (6)$$

Четвертое подсемейство особенно тем, что в нем не используются одноподвижные пары p_5 . Структурная формула для него запишется в виде

$$W_{2(4)} = 4n - 2p_4 - p_3. \quad (7)$$

Такие механизмы относятся к неассуровым, т.к. парами p_4 и p_3 нельзя организовать так называемого механизма первого класса по Ассуру.

Пятое подсемейство организуется исключительно двухподвижными парами p_4 . Это подсемейство интересно тем, что в нем нельзя создать механизм ($W=1$), потому что в формуле (8) коэффициенты перед n и p_4 четные. Задаваясь подвижностью $W=0$ можно исследовать группы Ассура для этого подсемейства

$$W_{2(5)} = 4n - 2p_4. \quad (8)$$

Механизмы шестого подсемейства организуются только парами p_3 . Их структурная формула имеет вид

$$W_{2(6)} = 4n - p_3. \quad (9)$$

Таким образом, всего различных подсемейств внутри второго семейства оказалось семь. Можно отметить несколько принципиаль-

ных отличий между подсемействами. Из семи подсемейств четыре относятся к ассуровым, т.к. механизмами первого класса по Ассуру являются два механизма – кривошип, соединенный со стойкой во вращательную кинематическую пару p_5 , и ползун, образующий со стойкой поступательную кинематическую пару p_5 . Более сложные механизмы по Ассуру создаются присоединением к названным механизмам первого класса групп звеньев нулевой подвижности. Т.е. механизм является ассуровым, если в нем используются одноподвижные кинематические пары p_5 . Именно таких подсемейств в механизмах второго семейства – четыре: нулевое, первое, второе и третье подсемейство. Оставшиеся три подсемейства не могут быть отнесены к ассуровым механизмам. Поэтому их называют неассуровыми механизмами. Среди этих механизмов могут существовать такие, в которых простейшей кинематической парой является двухподвижная пара p_4 (четвертое и пятое подсемейство). Могут также существовать механизмы с простейшей трехподвижной парой (шестое подсемейство).

Итак, на основе изложенного выше материала, можно сделать вывод о том, что механизмы второго семейства являются пространственными, на движение звеньев таких механизмов наложено два общих условия связи, в них обязательно есть вращательное и поступательное движение относительно одной и той же оси, которое может быть названо винтовым, в зависимости от вида кинематических пар, используемых в механизмах второго семейства, они делятся на семь подсемейств.

Библиографический список

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Дворников Л.Т. Механизмы второго семейства и методы их структурного синтеза / Л.Т. Дворников, А.С. Фомин // Материалы восемнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Под редакцией профессора Дворникова Л.Т. и профессора Живаго Э.Я. – Новокузнецк, СибГИУ, 2008. – С. 52–63.

Учебно-методическое издание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

МАТЕРИАЛЫ ТРЕТЬЕЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

Редактор Е.С. Конторович

Подписано в печать 09.12.09г.

Формат бумаги 60х84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 3,54. Уч.-изд. л. 3,80. Тираж 150 экз. Заказ

Сибирский государственный индустриальный университет

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

Типография СибГИУ