

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования

«Сибирский государственный индустриальный университет»

Кафедра теории механизмов и машин и основ конструирования

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**МАТЕРИАЛЫ
ЧЕТВЕРТОЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

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

Новокузнецк
2010

УДК 621.01
О 75

О75 Основы проектирования машин: Материалы Четвертой учебно-методической конференции / Под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; СибГИУ. – Новокузнецк, 2010. – 77 с.

Представлены результаты учебно-методической работы преподавателей кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования, выполненные в 2009/2010 учебном году.

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

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Классификация механизмов по видам и подвидам.....	4
Гудимова Л.Н. Методические основы создания плоских групп Ассура без избыточных связей	11
Стариков С.П. Использование мультимедийных технологий в лекциях по дисциплине «Строительная механика машин»	25
Жуков И.А. О создании лаборатории автоматизированного проектирования деталей машин	27
Демин В.М. К выполнению РГР по теме «Геометрические характеристики плоских сечений».....	32
Тимофеева И.С. О содержании дисциплины «Механика» при подготовке специалистов по «Прикладной геологии»	36
Баклушина И.С. К вопросу о синтезе конструктивных схем строительных ферм	39
Куклин С.А. Особенности расчетов призматических шпоночных соединений	42
Мизин Ю.Г. К расчету барабанов грузоподъемных машин	46
Дадочкина Т.Н. Разработка электронного учебника по теоретической механике	49
Живаго Э.Я., Ермаченко М.В. Использование мультимедийных технологий в дисциплине «Теоретическая механика»	55
Князев А.С., Жуков И.А., Варнава А.В. Разработка виртуального стенда «Муфта кулачково-дисковая» для исследования деталей машин	62
Ермаченко М.В. Разработка Internet-книжки преподавателя	69
Макаров А.В. Принцип образования и построения винтовых поверхностей.....	72

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ПО ВИДАМ И ПОДВИДАМ

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

В работе [1] автором настоящей статьи была показана классификация механизмов по семействам и подсемействам. Понятие семейств механизмов было введено академиком Артоболевским И.И. [2] в 1939 году. В основе его классификации лежит принадлежность механизмов к тому или иному пространству, в котором они могут функционировать. Формально это определяется параметром Добровольского В.В. – m , введенным им в формулу подвижности [3]

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

где n – число подвижных звеньев, k – класс кинематических пар ($k = 0, 1, 2, 3, 4, 5$),

p_k – число кинематических пар k -того класса.

Задавая значения $m = 0, 1, 2, 3$ и 4, можно четко разделить все механизмы на пять семейств. Если при этом перебрать все возможные сочетания используемых кинематических пар, что было предложено автором настоящей статьи в [1], не менее четко выделяются 57 подсемейств механизмов: 31 подсемейство в нулевом семействе, 15 подсемейств в первом, 7 подсемейств во втором, 3 подсемейства в третьем и одно подсемейство в четвертом семействах. Назовем описанное деление механизмов первым уровнем их классификации. Обратимся ко второму уровню классификации механизмов. Положим в основу такой классификации сложность базисного – наиболее сложного звена кинематической цепи.

Известно [4], что универсальная структурная система цепей – УСС записывается в виде

$$\left\{ \sum p_k = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \right. \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} n &= 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0, \end{aligned} \right. \quad (3)$$

где τ – число кинематических пар наиболее сложного звена кинематической цепи, τ -угольника,

n_i – число звеньев добавляющих в цепь i кинематических пар.

В зависимости от сложности τ -угольники в каждом семействе и подсемействе механизмов могут появляться различные виды механизмов. Определим их значением τ от $\tau = 1$ до $\tau = \tau_{\max}$ через единицу, т.е. $\tau = 0, 1, 2, 3, 4$ и т.д. Значение τ_{\max} может быть определено из логических соображений. Опыт создания сложных механизмов показывает, что значение $\tau > 7$ практического применения не имеет. Именно этим видом механизмов ($\tau = 7$) и ограничим себя пока. Использование $\tau > 7$ не нарушит общего подхода к классификации.

Отметим, что $\tau = 0$ не имеет физического смысла, т.к. без кинематических пар не может быть создана кинематическая цепь.

Рассмотрим виды механизмов, начиная с $\tau = 1$. При этом система (2)-(3) запишется как

$$\begin{cases} p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 = 1, \\ n = 1, \end{cases} \quad (4)$$

откуда следует, что

$$n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0 = 0,$$

или при целочисленных положительных решениях системы (2)-(3) неизбежно условие

$$n_{\tau-1} = n = n_i = \dots = n_2 = n_1 = n_0 = 0.$$

С учетом отмеченного, решениями системы (4) будут

$$p_5 = 1; p_4 = 1; p_3 = 1; p_2 = 1 \text{ и } p_1 = 1.$$

Рассмотрим эти решения в различных семействах механизмов.

Если принять в (1) $m = 0$, т.е. обратиться к нулевому семейству механизмов, то получим

$$W_0 = 6 - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - 1,$$

откуда получим подвижности кинематических цепей

$$\text{при } p_5 = 1, W_0 = 6 - 5 \cdot 1 = 1, \quad (5)$$

$$\text{при } p_4 = 1, W_0 = 6 - 4 \cdot 1 = 2, \quad (6)$$

$$\text{при } p_3 = 1, W_0 = 6 - 3 \cdot 1 = 3, \quad (7)$$

$$\text{при } p_2 = 1, W_0 = 6 - 2 \cdot 1 = 4, \quad (8)$$

$$\text{при } p_1 = 1, W_0 = 6 - 1 \cdot 1 = 5. \quad (9)$$

В первом семействе, когда $m = 1$, получим

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

откуда найдем подвижности цепей

$$\text{при } p_5 = 1, W_1 = 1, \quad (10)$$

$$\text{при } p_4 = 1, W_1 = 2, \quad (11)$$

$$\text{при } p_3 = 1, W_1 = 3, \quad (12)$$

$$\text{при } p_2 = 1, W_1 = 4. \quad (13)$$

Второе семейство ($m = 2$) опишется уравнением

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

откуда

$$\text{при } p_5 = 1, W_2 = 1, \quad (14)$$

$$\text{при } p_4 = 1, W_2 = 2, \quad (15)$$

$$\text{при } p_3 = 1, W_2 = 3. \quad (16)$$

Для третьего семейства ($m = 3$)

$$W_3 = 3 - 2p_5 - p_4.$$

Откуда следует, что

$$\text{при } p_5 = 1, W_3 = 1, \quad (17)$$

$$\text{при } p_4 = 1, W_3 = 2, \quad (18)$$

Наконец, четвертое семейство, описываемое формулой подвижности, дает

$$W_4 = 2 - p_5,$$

$$\text{при } p_5 = 1, W_4 = 1. \quad (19)$$

Показанные пятнадцать решений описывают все многообразие кинематических цепей при условии, что $\tau = 1$. Если говорить лишь о механизмах, т.е. цепях с подвижностью $W_m = 1$, то таких решений всего пять – по одному в каждом семействе и все эти пять решений одинаковы ($p_5 = 1$), откуда следует, что механизмом первого вида является единственный – ($n = 1, p_5 = 1$). Это однозвенный, одноподвижный механизм, появляющийся при соединении звена в одноподвижную пару p_5 со стойкой. Все остальные решения также дублируются во всех найденных семействах и они описывают полный состав кинематических пар от пары p_5 до пары p_1 включительно.

Перейдем ко второму виду механизмов ($\tau = 2$).

Число кинематических пар и число звеньев цепей второго вида определится системой

$$\begin{cases} \sum_5^1 p_k = p = 2 + n_1, \\ n = 1 + n_1. \end{cases} \quad (20)$$

Так как в этом случае могут входить в цепь кроме τ -угольника лишь звенья n_1 , то второй вид будет содержать в своем составе всего один подвиж во всех пяти семействах.

Третий вид механизмов ($\tau = 3$) описывается системой

$$\begin{cases} p = 3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_2 + n_1. \end{cases} \quad (21)$$

Т.к. в состав механизмов третьего вида могут входить разные звенья, а именно n_1 и n_2 , то этот вид может быть разделен на два подвида, в первом из которых будут использоваться лишь звенья n_1 , а во втором – n_1 и n_2 .

Обратим особое внимание на звенья n_1 . Это такие звенья, которые, присоединяясь к цепи, добавляют в нее по одной кинематической паре каждое. Можно показать исключительное свойство таких звеньев, заключающееся в том, что без звеньев n_1 не могут быть созданы кинематические цепи, удовлетворяющие условию механизма, т.е. при $W_m = 1$. Докажем это положение, пока, на примере плоских шарнирных механизмов. Рассмотрим цепи, удовлетворяющие условию (21) плоских ($m = 3$) механизмов ($W_3 = 1$) с парами пятого класса (p_5). Такие механизмы опишутся универсальной структурной системой вида

$$\begin{cases} p_5 = 3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_2 + n_1, \\ W_3 = 3n - 2p_5. \end{cases} \quad (22)$$

Зададимся условием, что $n_1 = 0$, т.е. в цепи не используются звенья, добавляющие по одной кинематической паре. В этом случае система (22) примет вид

$$\begin{cases} p_5 = 3 + 2n_2, & (23.1) \\ n = 1 + n_2, & (23.2) \\ W_3 = 3n - 2p_5. & (23.3) \end{cases} \quad (23)$$

Решим систему (23). Из (23.2) найдем, что $n_2 = n - 1$ и, подставив это значение в (23.1), получим

$$p_5 = 2n + 1. \quad (24)$$

Используя (24), по (23.3) найдем, что

$$n = -(W_3 + 2), \quad (25)$$

т.е. при $W = 1$, система (23) решений не имеет. Решения могут появиться лишь при отрицательных значениях W , начиная с $W = -3$, но такие механические системы не могут быть подвижными. Уже при $W_3 = -3$, можно получить стержневую систему трижды статически неопределимую, такую как балка на трех шарнирных опорах.

Таким образом механизмы третьего вида согласно (21) могут иметь два подвида, а именно первый подвид, описанный системой (21) и второй подвид при $n_2 = 0$

$$\begin{cases} p = 3 + n_1, \\ n = 1 + n_1. \end{cases} \quad (26)$$

Приведенное доказательство невозможности создания подвижных кинематических цепей при условии $n_1 = 0$, ограничивает число подвигов механизмов, т.к. подвид с $n_2 \neq 0$ и $n_1 = 0$ по (21) нереализуем.

Четвертый вид механизмов ($\tau = 4$) описывается системой

$$\begin{cases} p = 4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_3 + n_2 + n_1. \end{cases} \quad (27)$$

Очевидными подвидами четвертого вида механизмов являются следующие четыре:

$$\text{первый подвид} \quad p = 4 + 3n_3 + 2n_2 + 1, \quad (27.1)$$

$$\text{второй подвид} \quad p = 4 + 3n_3 + n_1, \quad (27.2)$$

$$\text{третий подвид} \quad p = 4 + 2n_2 + n_1 \quad (27.8)$$

$$\text{и четвертый подвид} \quad p = 4 + n_1. \quad (27.9)$$

Аналогично рассуждая, можно найти по уравнениям

$$\begin{cases} p = 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_4 + n_3 + n_2 + n_1, \end{cases} \quad (28)$$

все подвиды пятого вида механизмов. Их всего восемь

$$p = 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (29.1)$$

$$p = 5 + 4n_4 + 3n_3 + n_1, \quad (29.2)$$

$$p = 5 + 4n_4 + 2n_2 + n_1, \quad (29.3)$$

$$p = 5 + 4n_4 + n_1, \quad (29.4)$$

$$p = 5 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (29.5)$$

$$p = 5 + 3n_3 + n_1, \quad (29.6)$$

$$p = 5 + 2n_2 + n_1, \quad (29.7)$$

$$p = 5 + n_1. \quad (29.8)$$

Число подвигов шестого вида механизмов ($\tau = 6$) шестнадцать. Покажем их

$$p = 6 + 5n_5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (30.1)$$

$$p = 6 + 5n_5 + 4n_4 + 3n_3 + n_1, \quad (30.2)$$

$$p = 6 + 5n_5 + 4n_4 + 2n_2 + n_1, \quad (30.3)$$

$$p = 6 + 5n_5 + 4n_4 + n_1, \quad (30.4)$$

$$p = 6 + 5n_5 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (30.5)$$

$$p = 6 + 5n_5 + 3n_3 + n_1, \quad (30.6)$$

$$p = 6 + 5n_5 + 2n_2 + n_1, \quad (30.7)$$

$$p = 6 + 5n_5 + n_1, \quad (30.8)$$

$$p = 6 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (30.9)$$

$$p = 6 + 4n_4 + 3n_3 + n_1, \quad (30.10)$$

$$p = 6 + 4n_4 + 2n_2 + n_1, \quad (30.11)$$

$$p = 6 + 4n_4 + n_1, \quad (30.12)$$

$$p = 6 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (30.13)$$

$$p = 6 + 3n_3 + n_1, \quad (30.14)$$

$$p = 6 + 2n_2 + n_1, \quad (30.15)$$

$$p = 6 + n_1. \quad (30.16)$$

В седьмом виде механизмов ($\tau = 7$) всего 32 подвида и их формулы на основании изложенного могут быть записаны без осложнений. Виды и подвиды механизмов будем обозначать как $V \tau/j$, где τ определяет вид, а j подвид механизма. Отметим, что число подвигов механизмов при $\tau \geq 2$ можно определять по простой зависимости

$$\sum V \tau/j = 2^{(\tau-2)}. \quad (31)$$

Из (31) следует, что

$$\text{при } \tau = 2, \sum V 2/j = 2^0 = 1,$$

$$\text{при } \tau = 3, \sum V 3/j = 2^1 = 2,$$

$$\text{при } \tau = 4, \sum V 4/j = 2^2 = 4 \text{ и т.д.}$$

При $\tau = 10$ число подвигов механизмов будет $2^8 = 256$.

Любой механизм заданного семейства S и заданного вида V может быть записан как $S m/i \cdot V \tau/j$. Так механизм третьего семейства

второго подсемейства $S \frac{3}{2}$, относящийся к четвертому виду третьего подвида $V \frac{4}{3}$, т.е. $S \frac{3}{2} V \frac{4}{3}$, опишется универсальной структурной системой

$$\begin{cases} W = 3n - 2p_5, \\ p = 4 + 3n_3 + n_1, \\ n = 1 + n_3 + n_1, \end{cases} \quad (32)$$

а механизм $S \frac{0}{1} V \frac{3}{1}$ системой

$$\begin{cases} W = 6n - n_1, \\ p = 3 + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_2 + n_1. \end{cases} \quad (33)$$

Отметим, что описанная выше классификация механизмов не является окончательной. Можно показать и другие уровни классификации, в частности классы и подклассы, порядки и подпорядки. Автору настоящей статьи представляется, что исследования в этом направлении должны быть продолжены и доведены до вполне логического завершения, пока не будет создана и не получит признания специалистов полная классификация механизмов.

Библиографический список

1. Дворников Л.Т. К развитию идей Добровольского В.В. и Артоболевского И.И. о делении многообразия механизмов на семейства // 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. 3-17.
2. Артоболевский И.И. Опыт структурного анализа механизмов / В.В. Добровольский, И.И. Артоболевский // Структура и классификация механизмов. – М.-Л. Издательство АН СССР, 1939. – С. 49-66.
3. Добровольский В.В. Основные принципы рациональной классификации механизмов / В.В. Добровольский, И.И. Артоболевский // Структура и классификация механизмов. – М.-Л. Издательство АН СССР, 1939. – С. 5-48.

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ПЛОСКИХ ГРУПП АССУРА БЕЗ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

Кандидат технических наук, доцент

Гудимова Л.Н.

Одним из самых распространенных методов синтеза механизмов является Ассуров метод наложения, сущность которого заключается в том, что любой механизм может быть создан путём присоединения к ведущему звену группы или групп звеньев, обладающих нулевой подвижностью. Создание групп нулевой подвижности без избыточных связей является актуальной задачей, т.к. имея в арсенале набор безыбыточных групп Ассура, конструктор без особых затруднений может создавать любые по сложности механизмы, не имеющие избыточных связей.

Покажем на нескольких примерах особенности метода создания кинематических цепей нулевой подвижности без избыточных связей. В работе [1] показан метод исключения избыточных связей в плоских шестизвенных механизмах, воспользуемся формулами, приведёнными в ней, для определения числа кинематических пар третьего и четвертого класса, используемых для замены пар пятого класса

$$\begin{cases} p_4 = \frac{3n + W}{2} - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - W. \end{cases} \quad (1)$$

Рассмотрим самую простую и наиболее используемую группу – диаду. Группа состоит из двух звеньев $n = 2$ и трёх кинематических пар пятого класса $p_5 = 3$, подвижность которой $W = 0$. Система уравнения (1) в этом случае примет вид

$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$$

Целочисленных положительных решений данная система будет иметь всего два

$$\begin{aligned} 1. & p_5 = 0, p_4 = 3, p_3 = 0, \\ 2. & p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1. \end{aligned} \quad (2)$$

В этом случае говорить о точном расположении кинематических пар нет необходимости потому, что двухзвенная группа является одноконтурной. Однако сделать определенные выводы, не противоре-

чащие предлагаемому методу исключения избыточных связей в кинематических цепях, вполне возможно. Во втором варианте решения где присутствуют все три используемые в решении кинематические пары, пары p_5, p_4, p_3 , они могут располагаться по одному из шести вариантов, представленных на рисунке 1, при этом избыточности в контуре не будет. При создании механизма, в состав которого входит диада или несколько диад, расположение пар конструктор может выбирать так, как это приемлемо для того, чтобы обеспечить более удобную сборку звеньев механизма (рисунок 78, а, b, c, d, e, f).

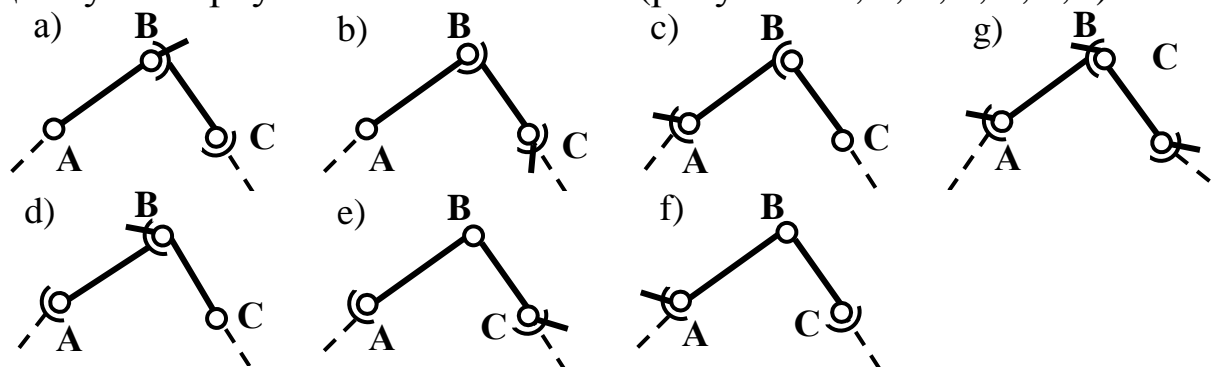


Рисунок 1 – Расположение кинематических пар в безызбыточных диадах

Например, кинематическую пару p_5 целесообразно поместить либо в точку A , либо – C , если одна из этих точек должна быть соединена со стойкой, т.к. эта пара с точки зрения конструктивного исполнения является наиболее простой и обеспечивает надёжную реализацию привода. Пары третьего и четвёртого классов тогда будут располагаться в двух других точках B и C , или B и A , но их расположение также не окажет влияния на избыточность контура.

Первый вариант полученного решения системы (2), который также обеспечивает отсутствие избыточности в двухзвенной группе Ассура, представлен только кинематическими парами четвертого класса, и в идентификации не нуждается (рисунок 1, g).

При использовании диады для создания безызбыточного четырёхзвенного механизма необходимо одну свободную кинематическую пару соединить с механизмом первого класса, а вторую – со стойкой. Такой механизм, с различным расположением кинематических пар, приведен на рисунке 2.

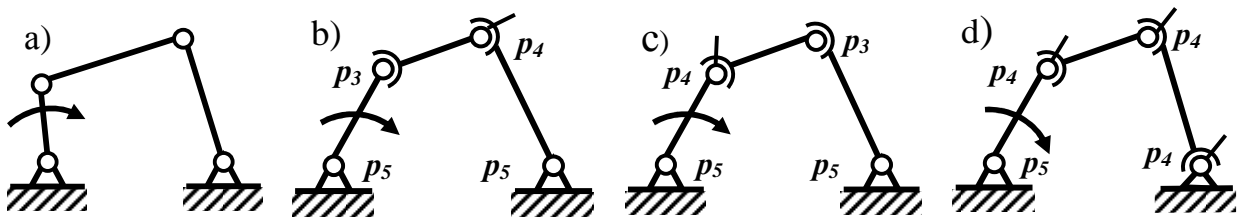


Рисунок 2 – Плоский четырехзвенный (а) и безызбыточные (b, c, d) четырехзвенные механизмы

Усложним задачу и создадим четырёхзвенную безызбыточную группу Ассур, в которой $n = 4$, $p_5 = 6$. В качестве примера возьмем группу Бурместера (рисунок 3, а).

Прежде чем приступить к решению задачи исключения избыточных связей в неодаконтурных группах Ассур, рассмотрим вопрос о разделении их на простые контуры. Главное условие правильного выбора вида основных и дополнительных контуров заключается в том, чтобы ни одно из звеньев механизма не было использовано для расчетов дважды.

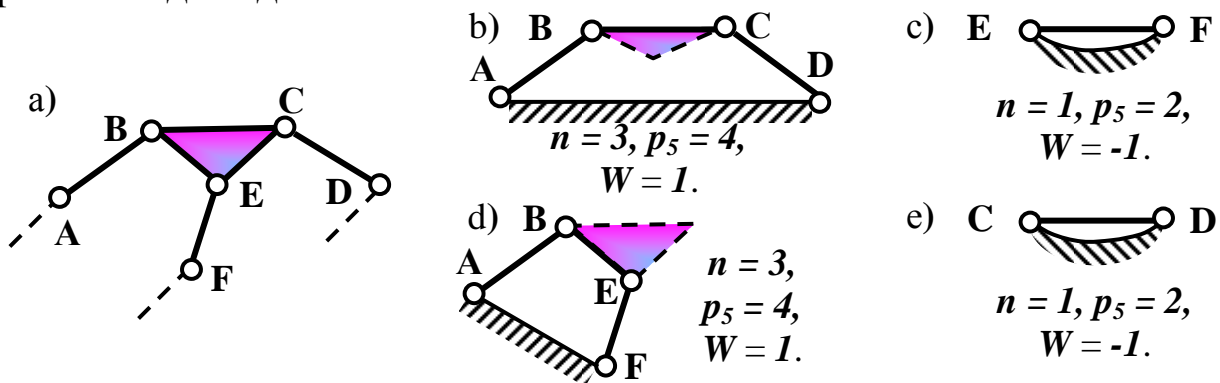


Рисунок 3 – Группа Бурместера (а), первое разделение (b,c) и второе разделение (d, e) группы

Подставим значения чисел звеньев, кинематических пар и подвижности исследуемой группы Ассур в уравнения (1) и получим систему для определения родовых решений

$$\begin{cases} p_4 = 6 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$$

Решениями полученной системы уравнений будут следующие сочетания кинематических пар

$$\begin{aligned}
1. & p_5 = 3, p_4 = 0, p_3 = 3, \\
2. & p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2, \\
3. & p_5 = 1, p_4 = 4, p_3 = 1, \\
4. & p_5 = 0, p_4 = 6, p_3 = 0.
\end{aligned}
\tag{3}$$

Для адресной замены в группе Бурместера кинематических p_5 на пары более высоких классов рассмотрим два разделения, представленные на рисунке 3, б, с и 3, d, е. Результаты вычислений по (1) для приведенных разделений поместим в таблицу 1.

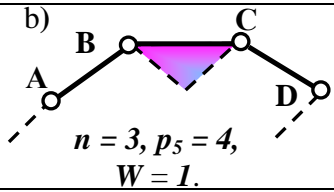
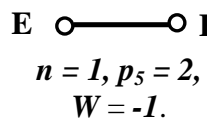
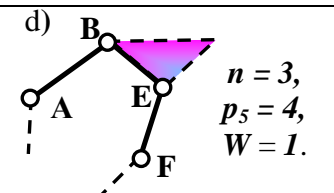
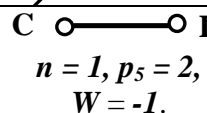
Таблица 1 – Результаты решений для разделений четырехзвенной группы Ассура

Разделение	Система уравнений	Кол-во решений	Решения системы уравнений	Комплексные решения
1, б	$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}$	1 2	$\underline{p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1,}$ $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2,}$ $p_5 = 1, p_4 = 4, p_3 = 1.$
1, с	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	3	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
1, d	$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5 \\ p_3 = p_5 - 1 \end{cases}$	4 5	$\underline{p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1,}$ $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2,}$ $p_5 = 1, p_4 = 4, p_3 = 1.$
1, е	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5 \\ p_3 = p_5 \end{cases}$	6	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	

Комплексные решения в обоих разделениях получились одинаковые, так как контуры содержат одинаковое число звеньев и число кинематических пар. Оба совпадают со вторым и с третьим родовыми решениями (3) и могут удовлетворять условию безызбыточности. Для наглядности в третьей колонке подчеркнуты решения, суммирование которых дает комплексное решение, а в четвёртой колонке, также выделено чертой комплексное решение, используемое для адресной замены пар в исследуемой группе.

По данным таблицы 1 составим адресные уравнения с родовым решением группы (рисунок 3, а) и приведенных разделений, показанных на рисунке 3, б, с, d, е используя буквенные обозначения, присвоенные кинематическим парам.

Таблица 2 – Адресные уравнения для разделений группы Бурместера

Разделения	Идентификация кинематических пар, разделения и их решения		Исходные данные
	Левая часть	Правая часть	
b)  $n = 3, p_5 = 4,$ $W = 1.$	$A + B + C + D$	$2p_5 + p_4 + p_3$	Рисунок 3 б, таблица 1 (1)
c)  $n = 1, p_5 = 2,$ $W = -1.$	$E + F$	$p_4 + p_3$	Рисунок 3 с, таблица 1 (3)
d)  $n = 3,$ $p_5 = 4,$ $W = 1.$	$A + B + E + F$	$2p_5 + p_4 + p_3$	Рисунок 3 д, таблица 1 (4)
e)  $n = 1, p_5 = 2,$ $W = -1.$	$C + D$	$p_4 + p_3$	Рисунок 3 е, таблица 1 (6)

К четырём уравнениям таблицы 2 добавим уравнение с родовым решением группы $p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2$, которое запишем первым

$$\begin{cases} A + B + C + D + E + F = 2p_5 + 2p_4 + 2p_3, \\ A + B + C + D = 2p_5 + p_4 + p_3, \\ E + F = p_4 + p_3, \\ A + B + E + F = 2p_5 + p_4 + p_3, \\ C + D = p_4 + p_3. \end{cases} \quad (4)$$

Система (4) содержит пять уравнений, а число неизвестных равно шести, однако решение её логичное и простое. Подставим четвертое уравнение системы (4) в первое и получим, что $C + D = p_4 + p_3$. Пятое уравнение тождественно полученному, следовательно, $D = p_4(p_3)$, а $C = p_3(p_4)$. После подстановки второго уравнения в первое имеем $E + F = p_4 + p_3$. Оно тождественно с третьим уравнением, значит $E = p_4(p_3)$, а $F = p_3(p_4)$. Учитывая найденные значения E и F из четвертого уравнения получаем, что $A + B = 2p_5$, т.е. в этих точках должны быть кинематические пары пятого класса. На рисунке 4, а, б показана безызбыточная четырёхзвенная группа нулевой подвижности с различным расположением кинематических пар в точках C и D ; E и F , согласно найденному решению.

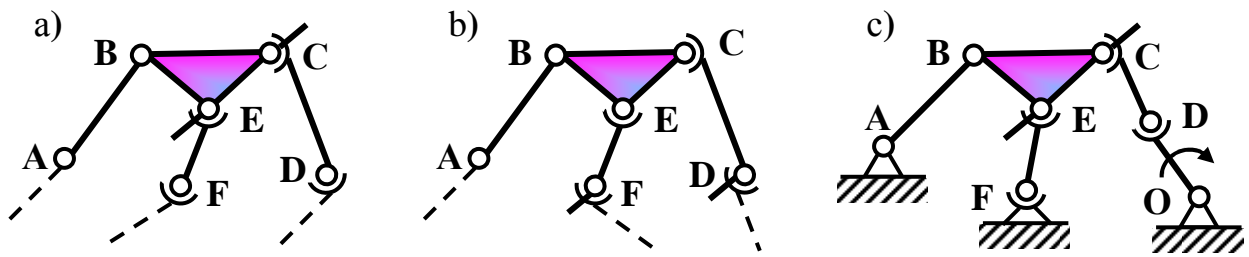


Рисунок 4 – Безызыбыточная группа Бурместера (а, b) и безызыбыточный шестизвенный механизм (с)

Покажем, что избыточные связи отсутствуют как в самой группе, так и в её контурах. Для этого по формуле (5) определяем подвижность каждого контура

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

а по формуле (6) число избыточных связей

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

Обозначим подвижность замкнутых контуров $ABEF - W_{AF}$, $CDEF - W_{DF}$, а контура $ABCD - W_{AD}$. Такие же подстрочные буквенные индексные обозначения присвоим и q

$$W_{AF} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 1,$$

$$q_{AE} = 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 - 6 \cdot 3 + 1 = 0.$$

$$W_{DF} = 6 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 4,$$

$$q_{DF} = 4 \cdot 2 + 3 \cdot 2 - 6 \cdot 3 + 4 = 0.$$

$$W_{AD} = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 1,$$

$$q_{BCG} = 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 - 6 \cdot 3 + 1 = 0.$$

Создадим шестизвенный безызыбыточный механизм, присоединив к группе Бурместера ведущее звено в точке D (рисунок 4,с). Подвижность полученного механизма определим по формуле Малышева

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 1.$$

Отметить, что расположение кинематических пар в полученном механизме (рисунок 4, с) и в механизме, приведенном в работе [1] одинаковое, несмотря на то, что метод исключения избыточности в этой работе был применен непосредственно при рассмотрении шестизвенного механизма.

Таким образом, для создания безызыбыточных механизмов вполне достаточно получить группу нулевой подвижности без избыточных связей, а затем присоединить её к ведущему звену (механизму первого класса).

Продолжим решение поставленной задачи и применим предлагаемый метод адресной замены низших пар парами высшего класса

для создания безызбыточной шестизвенной группы Ассура, содержащей шесть подвижных звеньев $n = 6$, и девять кинематических пар $p_5 = 9$ (рисунок 5).

Найдем родовые решения, используя систему уравнений (1), которая после подстановки n и W примут вид

$$\begin{cases} p_4 = 9 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases} \quad (7)$$

Целочисленных положительных решений система (7) будет иметь пять

$$\begin{aligned} 1. & p_5 = 4, p_4 = 1, p_3 = 4, \\ 2. & p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 3, \\ 3. & p_5 = 2, p_4 = 5, p_3 = 2, \\ 4. & p_5 = 1, p_4 = 7, p_3 = 1, \\ 5. & p_5 = 0, p_4 = 9, p_3 = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Согласно описанной выше методике проведем разделение шестизвенной группы нулевой подвижности на контуры, результаты покажем на рисунке (рисунок 5 а, b, c, d).

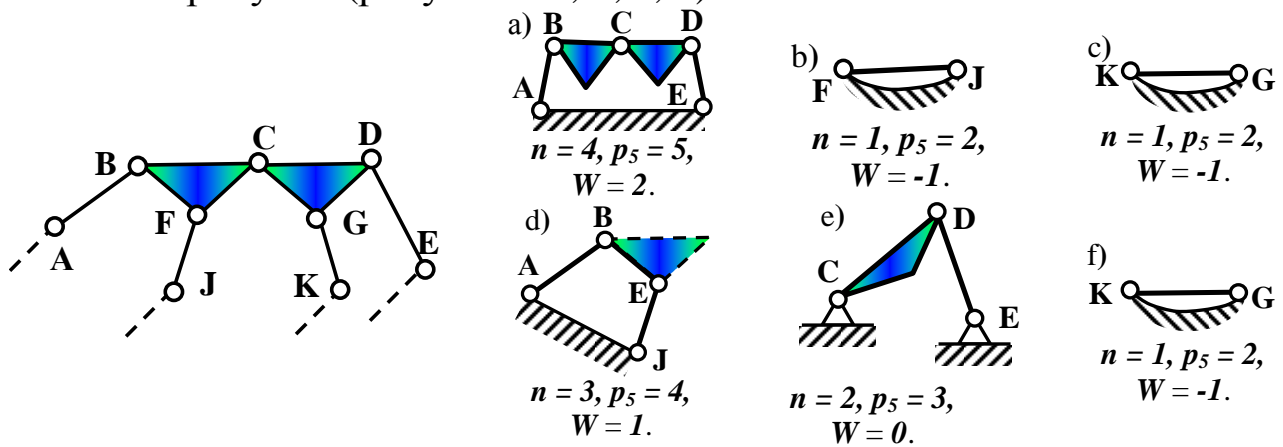


Рисунок 5 – Шестизвенная группа Ассура, первое разделение (a,b,c), второе разделение (d,e,f)

Отметим, что в каждом разделении после выделения основного контура появляется не один дополнительный контур, а два. Покажем в таблице 3 системы уравнений для каждого разделения, соответствующие (1), подставляя приведенные на рисунке 5, а, b, c, d значения n и W , а также найденные решения для каждого разделения и их комплексные решения.

В обоих делениях получается по два комплексных решения, которые удовлетворяют второму и третьему родовым решениям (8). Рассмотрим одно из них, а именно, $p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 3$. В первом делении комплексное решение является результатом сложения трех независимых решений (1), (3) и (4). Во втором делении эта сумма получена при сложении (5), (7) и (8) решений.

Таблица 3 – Результаты делений шестизвенной группы Ассур

Разделение	Система уравнений	Кол-во решений	Решения системы уравнений	Комплексные решения
82, а	$\begin{cases} p_4 = 7 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 2. \end{cases}$	1 2	$\underline{p_5 = 3, p_4 = 1, p_3 = 1},$ $p_5 = 2, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 3},$ $p_5 = 2, p_4 = 5, p_3 = 2.$
82, б	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	3	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1}.$	
82, в	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	4	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1}.$	
82, д	$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}$	5 6	$\underline{p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1},$ $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 3},$ $p_5 = 2, p_4 = 5, p_3 = 2.$
80, е	$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$	7	$\underline{p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1}.$	
80, ф	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	8	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1}.$	

Используем таблицу 3 для составления системы уравнений адресного определения расположений кинематических пар в шестизвенной группе Ассур (рисунок 5).

Первое уравнение системы (9) соответствует родовому решению шестизвенной группы Ассур, левая часть уравнения представляет сумму кинематических пар, каждой из которых присвоено своё буквенное обозначение, а правая часть записана в виде суммы принятого решения. Остальные пять уравнений составлены аналогично и представляют принятые буквенные обозначения и полученные решения (они в таблице 3 подчеркнуты) в каждом делении.

$$\left\{ \begin{array}{l} A + B + C + D + E + F + J + G + K = 3p_5 + 3p_4 + 3p_3, \\ A + B + C + D + E = 3p_5 + p_4 + p_3, \\ F + J = p_4 + p_3, \\ G + K = p_4 + p_3, \\ A + B + F + J = 2p_5 + p_4 + p_3, \\ G + K = p_4 + p_3. \end{array} \right. \quad (9)$$

Приступим к решению полученной системы уравнений. Подставим второе уравнение системы (9) в первое и получим $F + J + G + K = 2p_4 + 2p_3$. С учетом третьего и четвертого уравнения системы (9) получаем по два тождественных уравнений, тогда в этих точках должны быть кинематические пары четвертого либо третьего классов, т.е. $J = p_4(p_3)$, а $F = p_3(p_4)$. Аналогично $G = p_4(p_3)$, а $K = p_3(p_4)$.

Тогда из пятого уравнения системы (9) найдем, что $A + B = 2p_5$, т.е. в точках A и B должны находиться кинематические пары пятого класса. После идентификации кинематических пар в точках A, B, F, J, G , и K система (9) будет представлена двумя тождественными уравнениям $C + D + E = p_5 + p_4 + p_3$. Конкретизировать расположение кинематических пар в данном случае не представляется возможным. Для адресной замены шарниров кинематическими парами более высоких классов в шестизвенной группе Ассура двух разделений недостаточно. Дополним решение ещё одним разделением (рисунок 6).

На рисунке 6 в каждом разделении разместим данные, характеризующие контур, т.е. число звеньев, число шарниров и подвижность контура. Поместим на рисунке 6 под каждым контуром систему уравнений, составленную по (1) и варианты полученных решений.

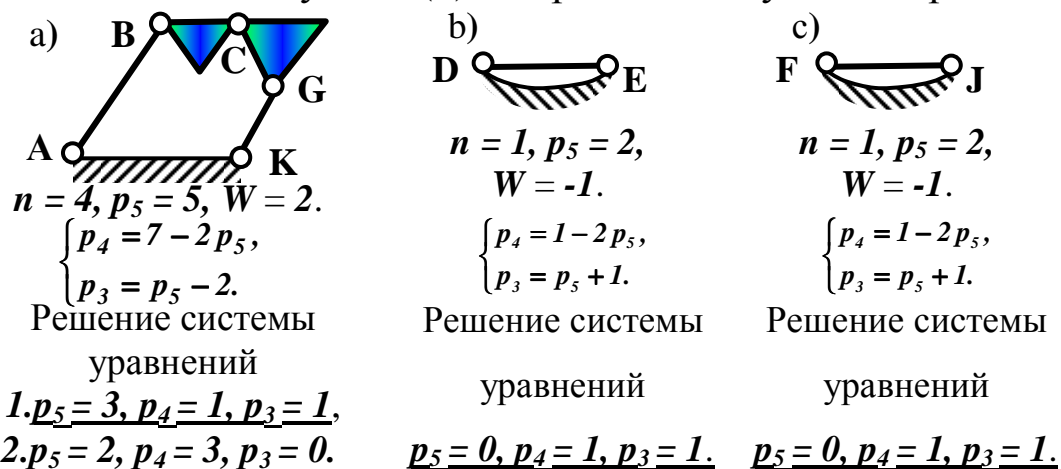


Рисунок 6 – Третье разделение на контуры шестизвенной группы Ассура

В первом разделении (рисунок 6, а) получается два варианта решений, а для разделений 6, b, c – одно. Комплексных решений соответственно будет два

$$1. p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 3,$$

$$2. p_5 = 2, p_4 = 5, p_3 = 2.$$

Продолжим решение по ранее принятому, когда $p_5=3$, $p_4=3$, $p_3=3$, добавим к системе уравнений (9) ещё три уравнения (решения которых выделены на рисунке 6) и продолжим решение.

$$\left\{ \begin{array}{l} A + B + C + D + E + F + J + G + K = 3p_5 + 3p_4 + 3p_3, \\ A + B + C + D + E = 3p_5 + p_4 + p_3, \\ F + J = p_4 + p_3, \\ G + K = p_4 + p_3, \\ A + B + F + J = 2p_5 + p_4 + p_3, \\ G + K = p_4 + p_3, \\ A + B + C + G + K = 3p_5 + p_4 + p_3, \\ D + E = p_4 + p_3, \\ F + J = p_4 + p_3. \end{array} \right. \quad (10)$$

Если подставить во второе уравнение системы (10) восьмое и учесть, что $A+B=2p_5$, то получим $C=p_5$. Тогда получим два тождественных уравнения (первое и восьмое) $D+E=p_4+p_3$, т.е. $D=p_4(p_3)$, $E=p_3(p_4)$. Таким образом после введения в систему уравнений третьего разделения удалось определить точное нахождение класса каждой пары в точках C, D, E .

Покажем на рисунке 7, а полученную безызбыточную шести-звенную группу Ассура и созданный на её основе безызбыточный восьми-звенный механизм 7, b.

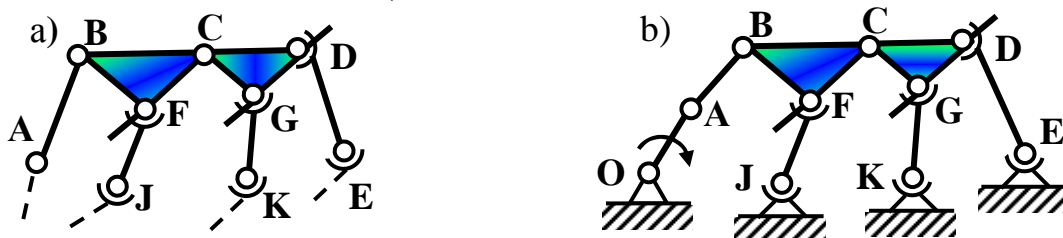


Рисунок – 7 Безызбыточная шести-звенная группа Ассура (а) и безызбыточный восьми-звенный механизм (b)

Покажем применение предлагаемого метода для создания безызбыточной нормальной восьмизвенной группы нулевой подвижности ($n = 8, p_5 = 12, W = 0$). Представим рассматриваемую восьмизвенную группу тремя делениями.

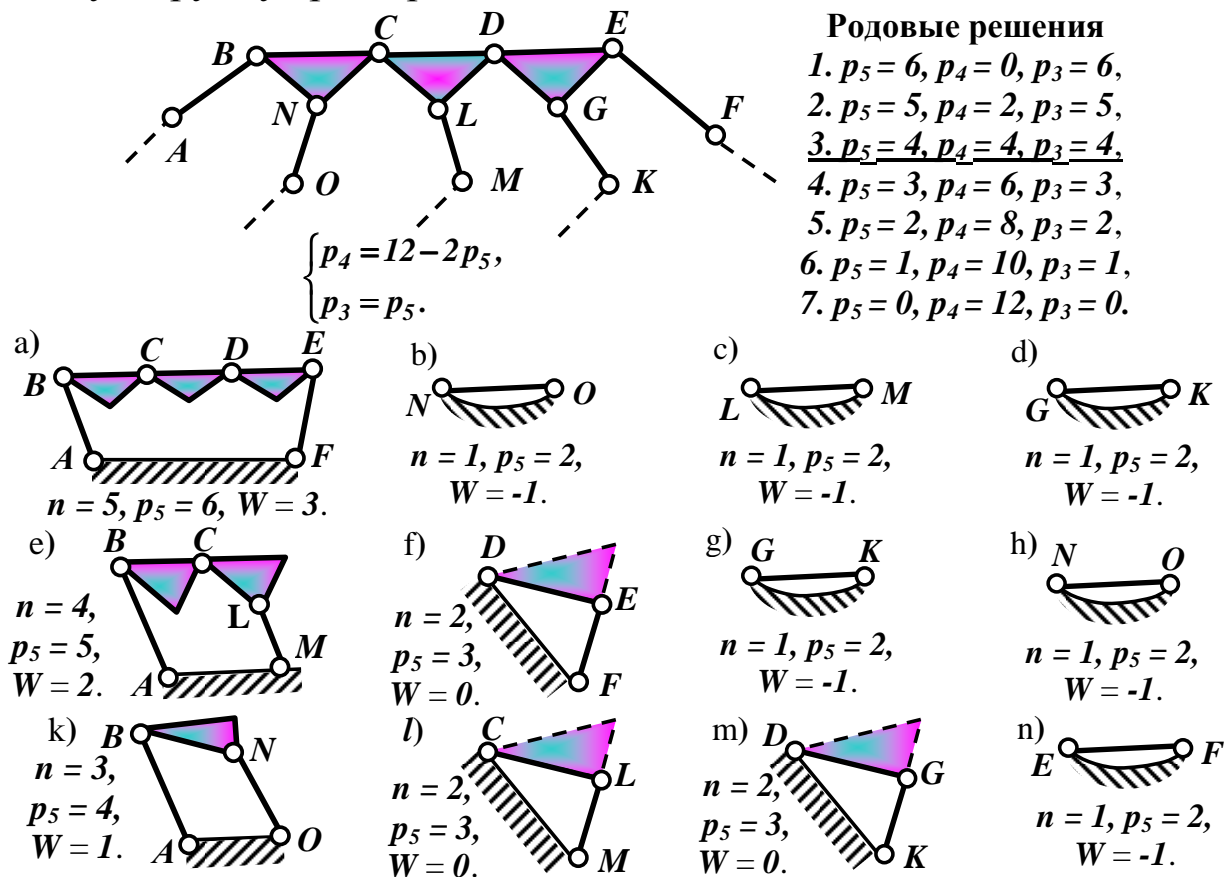


Рисунок – 8 Восьмизвенная группа Ассура и разделения на контуры

Первое разделение – рисунок 8 (a,b,c,d), второе – рисунок 8 (e,f,g,h) и третье – рисунок 8 (k,l,m,n). При выделении основного контура, каждое из трёх разделений содержит по три дополнительных контура. Рядом с каждым контуром приведены: число звеньев (n), образующих контур, число шарниров (p_5) и подвижность контура (W). Для наглядности, удобства и исключения повторения начальных этапов расчета, системы уравнений (1) для определения чисел кинематических пар p_4 и p_3 в разделениях и их решения покажем в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты решений для разделений восьмизвенной группы Ассура

Разделение	Система уравнений	Кол-во решений	Решения системы уравнений	Комплексные решения
1	2	3	4	5
8, a	$\begin{cases} p_4 = 9 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 3. \end{cases}$	1 2	$\underline{p_5 = 4, p_4 = 1, p_3 = 1,}$ $p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 4, p_4 = 4, p_3 = 4,}$ $p_5 = 3, p_4 = 6, p_3 = 3.$
8, b	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	3	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, c	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	4	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, d	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	5	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, e	$\begin{cases} p_4 = 7 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 2. \end{cases}$	6 7	$\underline{p_5 = 3, p_4 = 1, p_3 = 1,}$ $p_5 = 2, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 4, p_4 = 4, p_3 = 4,}$
8, f	$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$	8	$\underline{p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, g	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	9	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, h	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	10	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	$p_5 = 3, p_4 = 6, p_3 = 3.$
8, k	$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}$	11 12	$\underline{p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1,}$ $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0.$	$\underline{p_5 = 4, p_4 = 4, p_3 = 4,}$ $p_5 = 3, p_4 = 6, p_3 = 3.$
8, l	$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$	13	$\underline{p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, m	$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$	14	$\underline{p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1.}$	
8, n	$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases}$	15	$\underline{p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1,}$	

Проанализируем полученные результаты, приведенные в таблице 4. Все три разделения (рисунок 8) имеют по два одинаковых комплексных решения, совпадающих с третьим и четвертым родовыми решениями (рисунок 8), и формально оба могут быть приняты для дальнейшего решения задачи по исключению избыточных связей в восьмизвенной группе. Для адресной замены, обеспечивающей безызыточность в рассматриваемой кинематической цепи, и всех её контуров, примем одно из двух решений, а именно, $p_5=4$, $p_4=4$, $p_3=4$. В таблице 4 подчеркнуты решения в каждом разделении, используемые для составления системы уравнений, суммирование которых соответствует принятому комплексному решению.

Система уравнений (11), используемая для определения адресного расположения кинематических пар, состоит из тринадцати уравнений, двенадцать определяют независимые решения разделений, тринадцатое – родовое решение восьмизвенной группы Ассура (оно записано первым).

$$\left\{ \begin{array}{l} A + B + C + D + E + F + G + K + L + M + N + O = 4p_5 + 4p_4 + 4p_3, \\ A + B + C + D + E + F = 4p_5 + p_4 + p_3, \\ N + O = p_4 + p_3, \\ L + M = p_4 + p_3, \\ G + K = p_4 + 4p_3, \\ A + B + C + L + M = 3p_5 + p_4 + p_3, \\ D + E + F = p_5 + p_4 + p_3, \\ G + K = p_4 + p_3, \\ N + O = p_4 + p_3, \\ A + B + N + O = 2p_5 + p_4 + p_3, \\ C + L + M = p_5 + p_4 + p, \\ D + G + K = p_5 + p_4 + p_3, \\ E + F = p_4 + p_3. \end{array} \right. \quad (11)$$

Подставляя четвертое уравнение системы (11) в шестое получаем $A + B + C = 3p_5$, следовательно, в этих точках должны находиться кинематические пары пятого класса. Подставив восьмое уравнение системы (11) в двенадцатое, получим, что в точке D располагается пара пятого класса. Тогда система (11) будет содержать по три тождественных уравнения: (второе, седьмое и тринадцатое) $E + F = p_4 + p_3$, (четвертое, шестое и одиннадцатое) $L + M = p_4 + p_3$, (третье, девя-

тое и десятое) $N + O = p_4 + p_3$ и (пятое, восьмое, двенадцатое) $G + K$, т.е. $E = p_4$ или (p_3) , а $F = p_3$ или (p_4) , $L = p_4$ или (p_3) , а $M = p_3$ или (p_4) , $N = G$ а $O = p_3$ (p_4), $G = p_3$ (p_4), $K = p_3$ (p_4). Это значит, что в данных точках должны быть либо кинематические пары третьего, либо четвертого классов.

Представим по результату проведенного решения на рисунке 9, а безызбыточную восьмизвенную группу Ассура и на её основе, используя Ассуров метод синтеза механизмов, создадим десятизвенный механизм без избыточных связей (рисунок 9, б).

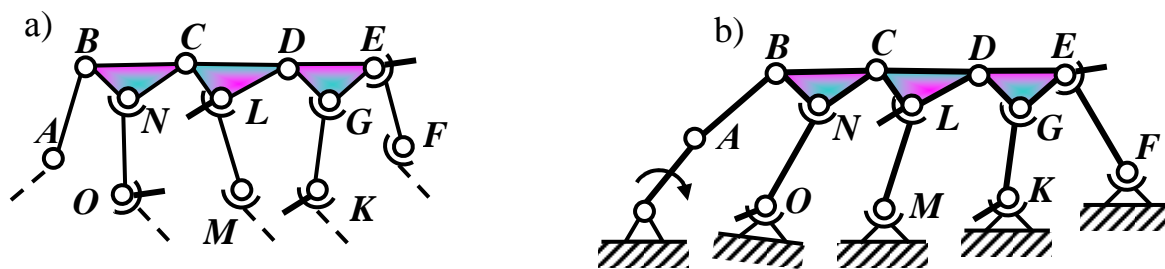


Рисунок – 9 Безызбыточная восьмизвенная группа Ассура (а) и безызбыточный десятизвенный механизм (б)

Число избыточных связей в восьмизвенной плоской шарнирной группе нулевой подвижности $q = 3(p - n) = 3(12 - 8) = 12$. Покажем, что избыточные связи в созданной группе отсутствуют

$$q = W + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 - 6n = 0 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 4 + 3 \cdot 4 - 6 \cdot 8 = 0.$$

Анализ полученных результатов приведенного метода адресной замены шарниров на пары более высоких классов в группах Ассура дает возможность сделать следующие выводы:

1. При разделении на контуры, суммарная подвижность выделяемых контуров должна быть равна подвижности исследуемой кинематической цепи, т.е., например, для механизмов $W = 1$, для групп Ассура $W = 0$.

2. Количество разделений и выделенных контуров в каждом разделении зависит от сложности и числа звеньев кинематической цепи.

3. Безызбыточная группа Ассура является основой для создания механизма без избыточных связей.

Библиографический список

1. Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н., Большаков Н.С. Опыт исключения избыточных связей в шестизвенных плоских механизмах // Известие ВУЗов. Машиностроение. – 2007. – №5. – С. 29-38.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МУЛЬТИМЕДИЙНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ЛЕКЦИЯХ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА МАШИН»

Кандидат технических наук, старший преподаватель

Стариков С.П.

Базу курса «Строительная механика машин» составляют сведения из некоторых областей естественных и технических наук. А естественные науки, как известно, это науки зрительных образов – видеоизображений, фотографий, рисунков, схем, таблиц. Возникает острая необходимость в наглядности. Кроме того, не стоит забывать, что мы живем в XXI веке, когда на первое место выдвигается удовлетворение информационных потребностей человека. В этом случае лучшим решением проблемы может быть использование в учебном процессе мультимедиа технологий.

Мультимедиа технологиями называют совокупность приемов, методов, способов, позволяющих с использованием технических и программных средств мультимедиа продуцировать, обрабатывать, хранить, передавать информацию, представленную в различных формах (текст, звук, графика, видео, анимация) с использованием интерактивного программного обеспечения.

Использование презентации PowerPoint в преподавании курса «Строительная механика машин» открывает перед преподавателем новые возможности, например, для чтения вводных лекций по дисциплине или отдельным ее разделам: можно проследить историю того или иного открытия; проиллюстрировать последние достижения науки и техники; показать современные устройства, принципы действия которых основаны на изучаемом явлении; продемонстрировать портреты выдающихся ученых и т.д.

Еще одним существенным преимуществом презентации является представление графического материала: построение рисунков, различных векторных диаграмм, эпюр напряжений. При традиционном изложении указанного материала к завершению графического построения, как правило, на доске разобрать что-либо становится уже сложно. Более того, если студент отвлекся на каком-то этапе, построить тот же график второй раз практически не представляется возможным, поскольку на это требуется много времени. При грамотном же

использовании анимации в презентации PowerPoint в случае необходимости можно несколько раз «прокрутить» как отдельные сложные моменты, так и все построение от начала и до конца, и это займет всего несколько секунд. Качество графического материала при этом, несомненно, значительно выше, чем при традиционном изложении.

Нельзя не упомянуть и о том, что в течение лекционного занятия при традиционном подходе много времени преподаватель тратит непосредственно на изложение материала, а при использовании заранее подготовленных презентаций у него появляется дополнительная возможность что-либо пояснить, еще раз акцентировать внимание студентов на том или ином важном явлении.

Применение информационных технологий сразу же поднимает чтение лекций на качественно новый уровень. Однако оно должно тщательно продумываться и обязательно сопровождаться изменением методики преподавания. Для грамотной организации лекционного курса с использованием мультимедийных технологий необходимо, во-первых, знать, какие возможности они предоставляют, и, во-вторых, уметь ими рационально воспользоваться. Это потребует много сил и времени на стадии подготовки презентаций, не говоря уже о постоянном совершенствовании.

Использование мультимедийных технологий в образовательном процессе имеет сложную структуру и позволяет максимально удовлетворять информационные потребности участников образовательного процесса – преподавателя и студента; повышает качество профессиональных знаний, умений, навыков; а также активизирует познавательную деятельность, развивает способности к творчеству, формирует креативное мышление студентов и преподавателя.

О СОЗДАНИИ ЛАБОРАТОРИИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

В целях развития лабораторной базы Сибирского государственного индустриального университета приказом №788-об от 25.05.2010г. ректора было решено создать на кафедре теории механизмов и машин и основ конструирования лабораторию деталей машин в аудитории 370 главного корпуса. На основании данного приказа коллективом кафедры ТММ и ОК был осуществлен демонтаж устаревшего оборудования, расположенного в данной аудитории, использование которого в образовательном процессе в последние годы стало уже невозможным в силу физического и «морального» износа. Затем в течение летнего каникулярного периода подрядной организацией был осуществлен капитальный ремонт аудитории, в результате которого произведена замена пола на кафельную плитку, установка пластиковых окон, замена отопительного и электрооборудования, монтаж подвесного потолка, установка входной металлической двери, покраска стен.

Дальнейшей задачей стоял поиск современного лабораторного оборудования по деталям машин. Произведенный анализ информации о производстве и поставке лабораторных комплексов для российских вузов показал, что фактически единственным производителем является ООО НПП «Учтех-Профи» (г. Челябинск), реализующие разработки бывшего «Росучприбора», остальные же организации являются дилерами по продаже данного оборудования. Компания «Учтех-Профи» предлагает по деталям машин несколько автоматизированных лабораторных комплексов для учебных целей. К примеру, одним из таких является комплекс «Детали машин – передачи редукторные» (рисунок 1), состоящий из редукторов - червячного одноступенчатого, конического одноступенчатого, цилиндрического двухступенчатого; устройства создания нагрузки; контроллера; системы датчиков и компьютера с управляющим программным обеспечением. Такой комплекс обеспечивает измерение основных характеристик: КПД, моментов, скоростей вращения, мощностей на входном и выходном валах редукторов.



Рисунок 1 – Автоматизированный лабораторный комплекс
«Детали машин – передачи редукторные»

Конструкция стенда выполнена таким образом, что все его узлы находятся в закрытых корпусах в целях обеспечения техники безопасности, что не позволяет студенту визуально оценить работу отдельных деталей механизмов. Из управляющих элементов на стенде присутствует лишь кнопка «Вкл/Выкл», что исключает возможность участия пользователя в изменении характеристик стенда. Перед учащимся открывается лишь возможность увидеть на экране монитора некоторые кинематические характеристики привода, снимаемые установленными датчиками. Необходимо также отметить, что стоимость такого стенда составляет порядка 500-600 тысяч рублей в зависимости от организации-продавца. Таким образом, полное оснащение лаборатории стендами с возможностью их использования всеми студентами группы во время занятия оказывается по стоимости весьма приличным – около 4-5 млн. рублей.

Анализ имеющихся лабораторий по деталям машин в российских вузах показал, что в учебных целях используются либо вышеописанные стенды в штучном экземпляре; либо лаборатории оснащаются реальным оборудованием (редуктора, цепные передачи, ременные передачи, отдельные элементы машин и механизмов), служащим лишь как демонстрационный материал; либо вовсе лаборатории оснащаются плакатами с изображением деталей механизмов.

Сотрудниками кафедры ТММ и ОК было принято решение о кардинальном изменении подхода к созданию таких лабораторий. В качестве идеи была высказана мысль о разработке виртуальных исследовательских стендов и создании лаборатории автоматизированного проектирования деталей машин. Данный проект включает в себя оснащение лаборатории современной компьютерной и мультимедийной техникой, а также программным обеспечением для проведения проектных работ и инженерных расчетов деталей машин, в частности системой T-Flex.

Одним из расчетных модулей T-Flex является модуль «Динамика», который позволяет проводить исследования динамического поведения различных пространственных механических систем (рисунок 2). Система динамического анализа может решать следующие задачи:

- анализ траекторий движения, скоростей, ускорений любых точек компонентов механической системы под действием сил;
- анализ временных характеристик механической системы (время прихода в целевую точку, время затухания колебаний и т.д.);
- анализ сил, возникающих в компонентах механической системы в процессе движения (силы реакции в опорах, соединениях и т.д.).

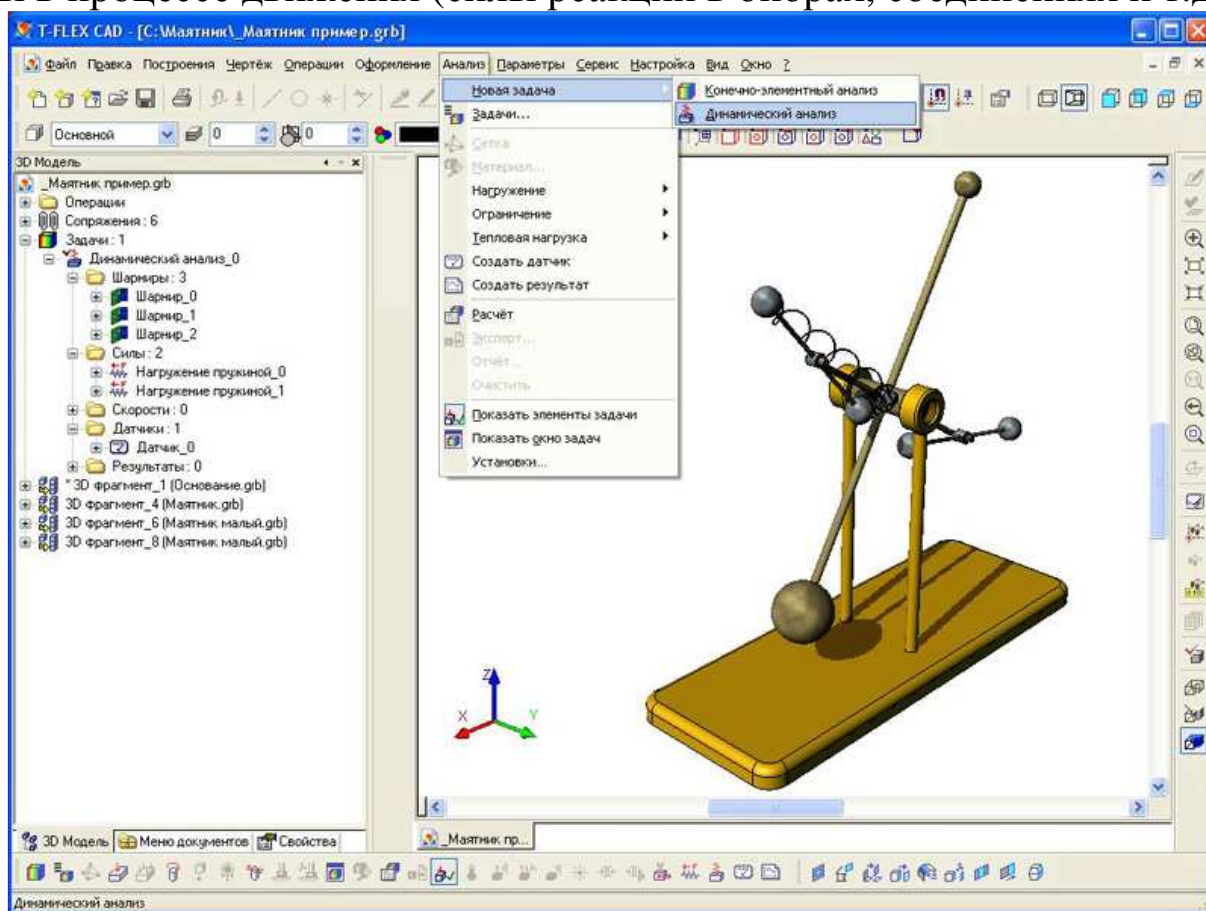


Рисунок 2 – Пример задачи динамического анализа в системе T-Flex

Модель механизма описывается как система твёрдых тел, шарниров и нагрузок. Данные для анализа автоматически берутся непосредственно от созданной в системе T-Flex геометрической модели. При моделировании используются обычные инструменты T-Flex, для задания связей между трёхмерными телами используются сопряжения и степени свободы. В системе также имеются средства моделирования контактов между любыми твёрдыми телами, способные обрабатывать одновременное контактное взаимодействие сотен и тысяч твёрдых тел произвольной формы.

В качестве нагрузок для тел можно задать начальные линейные и угловые скорости, силы, моменты, пружины, гравитацию и т.д. Для считывания результатов используются специальные элементы-датчики. Результаты расчёта выдаются в виде графиков, динамических векторов-стрелок и в виде массива чисел (точки графика). Для анализа доступны многие величины: координаты, скорости, ускорения, силы реакций в шарнирах, усилия в пружинах и т.д. Непосредственно в процессе расчёта пользователь может наблюдать за поведением модели с любой точки. По готовым результатам динамического расчёта можно создавать анимационные ролики.

На этом основании в аудиторию 370 главного корпуса СибГИУ, ставшей лабораторией автоматизированного проектирования деталей машин, была спроектирована мебель – столы ученические и преподавательский, закуплено 13 высокопроизводительных компьютеров (Intel Core i5) с мониторами диагональю 22", мультимедийный проектор Epson, интерактивная доска Active Board, акустическая система Behringer, приобретена система автоматизированного проектирования T-Flex с модулями 2D, 3D, Анализ и Динамика.

Для разработки виртуальных стендов ректором СибГИУ, профессором Мочаловым С.П. создана рабочая группа из числа сотрудников кафедры ТММ и ОК – доцент Жуков И.А., преподаватель-стажер Князев А.С., учебный мастер Варнава А.В., на которую возложена задача создания следующих шести стендов:

- муфта кулачково-дисковая;
- редуктор цилиндрический;
- передача цепная;
- редуктор червячный;
- редуктор конический;
- привод конвейера.

Виртуальными стендами будет оснащен каждый компьютер лаборатории, обеспечивая тем самым работу каждого студента за своим персональным стендом, которой он может как разбирать и собирать, так и изучать его динамические характеристики в зависимости от задаваемых величин внешних нагрузок. Запуск лаборатории в образовательный процесс запланирован на 1 сентября 2011г.

Таким образом, лаборатория деталей машин приобретает более широкий спектр своего функционального предназначения:

- проведение лекционных, практических и лабораторных занятий, курсовое и дипломное проектирование студентов машиностроительного профиля по дисциплинам: «Детали машин и основы конструирования», «Теория механизмов и машин», «Основы автоматизированного проектирования», «Прикладная механика», «Методические основы расчета сложных конструкций»;

- проведение курсов повышения квалификации для аспирантов, сотрудников и преподавателей университета по программе «Технологии проектирования объектов машиностроения в САПР»;

- проведение научно-исследовательских работ с аспирантами и докторантами, работающими над диссертациями по специальностям 01.02.06, 05.02.13, 05.02.18;

- осуществление инновационной деятельности кафедры по созданию и реализации виртуальных стендов, предназначенных для исследования и проектирования деталей машин;

- реализация научных проектов по созданию машин и механизмов нового поколения.

К ВЫПОЛНЕНИЮ РГР ПО ТЕМЕ «ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ»

Кандидат химических наук, доцент

Демин В. М.

Геометрические характеристики поперечных сечений тел определяют их сопротивление различным видам деформации. Прочность и жесткость тел при растяжении, сжатии и срезе, когда напряжения равномерно распределены по сечению, зависят от простейшей геометрической характеристики – *площади* сечения. При неравномерном распределении напряжений, имеющим место при таких деформациях как кручение, изгиб площадь сечения, являющаяся всего лишь мерой затраты материала, не может служить мерой надежности. Например, доска, положенная плашмя, при вертикальном нагружении, деформируется гораздо сильнее, чем поставленная на ребро. Сопротивление деформированию в этом случае зависит не только от площади, но и формы сечения. Поэтому при таких видах нагружения используют более сложные характеристики поперечных сечений – *моменты инерции*.

Для расчетов на прочность и жесткость при изгибе, внецентренном сжатии и ряде других случаев необходимо уметь определять положение *главных центральных осей* и величин соответствующих моментов инерции. Это можно показать на примере сжатой стойки с заделкой в нижнем конце и центрально приложенной силой – в верхнем. На вопрос, в каком направлении изогнется стойка двутаврового сечения при потере устойчивости, студенты без ошибки отвечают, что в первом, т. е. в направлении наименьшего момента инерции. *Главными осями* часто называют такие, относительно которых *центробежный момент* инерции равен нулю. И далее указывают, что моменты инерции относительно главных осей называются *главными моментами инерции*. Такая формулировка верна, но не дает ответа на вопрос, почему эти оси и моменты инерции называются главными. Поэтому понятнее определение, указывающее, что *главными осями* называются такие, относительно которых осевые моменты инерции имеют экстремальные значения (относительно одной оси – максимален, относительно другой – минимален), и далее следует указать, что центробежный момент инерции относительно главных осей равен ну-

лю. Следует указывать, что главные оси взаимно перпендикулярны и что оси симметрии всегда являются главными осями. Для ориентировочной проверки правильности направления главных осей следует рекомендовать, вычислив их направление, нанести оси на чертеж и мысленно представить себе, может ли центробежный момент инерции относительно этих осей равняться нулю, т.е. будут ли уравниваться накрест лежащие площади фигуры. Если эти оси проходят еще и через центр тяжести сечения, то они являются *главными центральными осями*. Для фигур, имеющих хотя бы одну ось симметрии эта ось является главной центральной осью. Второй главной центральной осью является ось, перпендикулярная первой и проходящая через центр тяжести сечения.

Вычисление *главных центральных моментов инерции* связано с необходимостью определения координат центра тяжести сечения; при этом в расчетные зависимости входит геометрическая характеристика, называемая *статическим моментом* сечения. Поэтому в качестве 1-й задачи РГР предлагается задача по определению центра тяжести сечения сложной геометрической формы.

Определение центра тяжести фигур тел сложной геометрической формы обычно не вызывает затруднений. Такое сечение разбивают на сечения простой формы, для которых положение центров тяжести известно или легко могут быть определены. При этом часто бывает удобным заменить данную фигуру не суммой, а разностью отдельных ее частей. А затем, проведя вспомогательные оси X и Y , определяют координаты центра тяжести всего составного сечения по соответствующим формулам относительно этих осей. Следует обратить внимание студентов, что вычисления можно существенно упростить удачным выбором осей координат.

В технической практике широкое применение имеет стальной прокат различного профиля, т.е. различной формы поперечного сечения. Форма этих сечений, так же как и их размеры, устанавливаются ГОСТами. В таблицах так называемого нормального сортамента прокатной стали, имеющих в различного рода технических справочниках, приводятся для каждого калибра соответствующего профиля все необходимые сведения, в частности геометрические размеры профиля, площадь сечения, координаты центра тяжести, моменты инерции и пр. Пользуясь этими данными можно определить положение центра тяжести составного сечения, полученного путем соединения несколь-

ких стандартных профилей. Известно, что пользование сортаментом нередко приводит студентов к ошибке, когда для повернутых на 90 градусов сечений они выписывают не те характеристики, какие нужно, на том основании, что во всех случаях полагают ось X горизонтальной, а ось Y вертикальной. Следует предостеречь студентов от слепой подстановки в расчетные формулы заготовленных данных без их анализа. Таблицы сортамента являются справочным материалом и учащиеся должны пользоваться ими с учетом здравого смысла.

В качестве других задач РГР являются задачи на определение главных центральных моментов инерции конструкций, состоящих из нескольких фигур (профилей) или из одной фигуры, но сечения сложной формы, имеющей одну или две оси симметрии. Главные центральные моменты инерции простейших сечений вычисляют по готовым формулам. Размеры и геометрические характеристики профилей стандартного проката выписывают из таблиц ГОСТа.

Главные центральные моменты инерции всего составного сечения определяют, используя теорему о параллельном переносе осей. Она позволяет по известному моменту инерции какого-либо сечения относительно центральной оси определить момент инерции относительно любой другой оси и формулируется следующим образом: момент инерции фигуры относительно какой либо оси равен моменту инерции сечения этой фигуры относительно центральной оси, параллельной данной, плюс произведение площади сечения на квадрат расстояния между этими осями. Моменты инерции простых фигур легко определяют по имеющимся формулам, а для профильных прокатов приведены в справочниках.

Для вычисления главных моментов инерции таких сечений их разбивают на простые сечения, моменты инерции которых определяют по готовым формулам или таблицам. Дальнейший расчет следует вести в следующей последовательности.

1. Определить положение центра тяжести сечения, а затем положение главных центральных осей.

2. Вычислить (или взять из таблиц) значения моментов инерции отдельных частей сечения относительно собственных центральных осей, параллельных главным центральному осям всего сечения.

3. Вычислить моменты инерции простых сечений, составляющих сложное, относительно его главных центральных осей. При этом использовать формулу о параллельном переносе осей.

4. Определить главные центральные моменты инерции всего сечения путем суммирования для каждой из главных осей величин, вычисленных в п. 3.

Необходимо обратить внимание студентов, что теорема о переносе осей справедлива только в том случае, если ось проходит через центр тяжести фигуры. Если, например, известен момент инерции полукруга относительно оси, проходящей через основание (диаметр), то нельзя при помощи теоремы о переносе осей сразу найти момент инерции полукруга относительно какой либо оси. Сначала необходимо при помощи этой теоремы найти момент инерции относительно центральной оси, а затем вычислить момент инерции относительно нужной оси.

Следует обратить внимание студентов на порядок выполнения вычислений. Часто они снабжают свои чертежи множеством буквенных обозначений, составляют алгебраические формулы и лишь потом подставляют в них цифровые значения. В таких заменах символами известных размеров и расстояний нет необходимости. Надо требовать, чтобы все входящие в вычисления размеры и расстояния были показаны на рисунке в цифровом выражении. В этом случае упрощается проверка, сокращается вычислительная работа и уменьшается возможность ошибки. В подсчеты должны входить только те цифры, которые записаны на рисунке или выписаны из сортамента; никакие подсчеты в уме при этом не должны допускаться, что упрощает проверку.

При решении задач особенно часто наблюдаются неправильные действия с приближенными числами. Стремясь к возможно большей точности, студенты вычисляют все цифры до последнего знака, а иногда еще до десятых и сотых долей, что не соответствует точности исходных данных. При возведении больших чисел в квадрат или в четвертую степень получаются семизначные или восьмизначные числа. Нередко неверные вереницы цифр получаются при суммировании чисел, вычисленных с разной степенью точности. Для того, чтобы студенты запомнили порядок действий с приближенными числами, полезно возвращать работы с ошибками в точности вычислений и требовать исправлений.

О СОДЕРЖАНИИ ДИСЦИПЛИНЫ «МЕХАНИКА» ПРИ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО «ПРИКЛАДНОЙ ГЕОЛОГИИ»

Кандидат технических наук, доцент

Тимофеева И.С.

В 2010-2011 учебном году на кафедре теории механизмов и машин появилась дополнительная нагрузка. Вторым годом в университете появилась группа ГГ (шифр специальности 130301) при подготовке специалистов по «Прикладной геологии» квалификация – горный инженер. Согласно ГОС 2000г. дисциплина называется «Механика», которая в свою очередь разделена на три составляющие: «Сопротивление материалов», «Теория машин и механизмов», «Детали машин и основы конструирования».

Всего на изучение дисциплины отводится 130 часов. Распределение этих часов приводится в таблице 1.

Таблица 1 – Распределение часов по дисциплине «Механика»

Дисциплина	Всего часов	Аудиторных часов	Лекции	Лабораторные занятия	Форма зачета
Сопротивление материалов	58	36	18	18	Экзамен
Теория машин и механизмов	36	18	9	9	Зачет
Детали машин и основы конструирования	36	18	9	9	Экзамен

Из таблицы 1 видно, что часы распределены не равномерно. Если почитать выдержку из ГОС (таблица 2), то видно, что объем на другие разделы несколько не меньше и за 9 часов лекций невозможно осветить все поставленные вопросы.

Таблица 2 – Основные содержание дисциплины «Механика»

Раздел дисциплины «Механика»	Содержание дисциплины по ГОС
Сопротивление материалов	<p>Основы сопротивления материалов и теории упругости: упругое тело и его свойства; реальный объект и его свойства; внешние и внутренние силы; метод сечения; компоненты внутренних сил; напряжения (полное, нормальное, касательное); деформация и перемещение; виды деформации; растяжение и сжатие; кручение; изгиб; теория напряженного состояния в точке; понятие о статически неопределимых системах; устойчивость равновесия деформированных систем.</p>
Теория машин и механизмов	<p>Основные понятия теории машин и механизмов. Основные виды механизмов. Структурный анализ и синтез механизмов. Колебания в механизмах. Вибрация. Динамика приводов. Электропривод, гидропривод, пневмопривод механизмов.</p>
Детали машин и основы конструирования	<p>Классификация механизмов, узлов, деталей. Основы проектирования механизмов, стадии разработки. Механические передачи. Валы и оси. Подшипники качения и скольжения. Соединения деталей. Уплотнительные устройства. Корпусные детали механизмов.</p> <p>Материаловедение. Технология конструкционных материалов. Строение металлов, диффузионные процессы в металле, формирование структуры металлов и сплавов при кристаллизации, пластическая деформация, влияние нагрева на структуру и свойства деформированного металла, механические свойства металлов и сплавов. Основные методы получения твердых тел. Основы металлургического производства. Сварочное производство. Производство полимерных и резиновых композиционных материалов. Способы обработки материалов.</p>

Раздел «Сопротивление материалов» читается кафедрой Сопротивления материалов. Согласно учебному плану к изучению дисциплины «Сопротивление материалов» студенты приступают в 5 семестре, а дисциплины «Теория машин и механизмов» и «Детали машин и основы конструирования» изучаются в 3 семестре. Такое размещение дисциплин является не совсем удобным. Ведь невозможно проводить расчеты на прочность деталей машин не имея возможность определить напряжения, записать условия прочности, определить основные виды деформации (растяжение и сжатие; кручение; изгиб). Все это изучается спустя два семестра.

Кафедра теории механизмов и машин и основ конструирования считает целесообразным объединить все три раздела и читать дисциплину «Механика» как одно целое в одном семестре. При этом лектор сможет равномерно распределить часы по читаемому курсу и в дальнейшем составить оптимальную рабочую программу.

К ВОПРОСУ О СИНТЕЗЕ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ СТРОИТЕЛЬНЫХ ФЕРМ

Кандидат технических наук, доцент

Баклушина И.С.

Покажем возможность связки звеньев любой геометрической сложности в стержень строительной фермы. Очевидно, что для линейного звена, при переходе в стержень, существует только один вариант (схемы идентичны). Треугольная сложность звена кинематической цепи, выявляет три случая (рисунок 1,а).

Четырехугольник дает шесть комбинаций связки шарниров (рисунок 1,б), которые получаются относительно каждого угла кинематической пары. Пятиугольное звено имеет 10 вариантов (рисунок 1,в), шестиугольное – 15 (рисунок 1,г) и семиугольник – 21 (рисунок 1,д). Далее усложнять геометрию звена не будем, хотя возможные варианты связки шарниров в узлы можно легко вычислить у звеньев любой сложности. Покажем это, учитывая четность и нечетность сторон звена. Обозначим через k количество шарниров или количество сторон звена. Тогда для нечетного числа шарниров, как и для наружных сторон звена (рисунок 1,а,в,д) получим следующий ряд возможных совмещений пар в узлы – $k, 2k, 3k$ и т.д. В случае четного числа шарниров получаем ряд – $k+k/2, 2k+k/2, 3k+k/2$ и т.д. Очевидно, чтобы сосчитать комбинации совмещения шарниров в узлы плоских групп Ассура, получая из каждого звена стержень, достаточно найти сумму этих совмещений составляющих звеньев цепи.

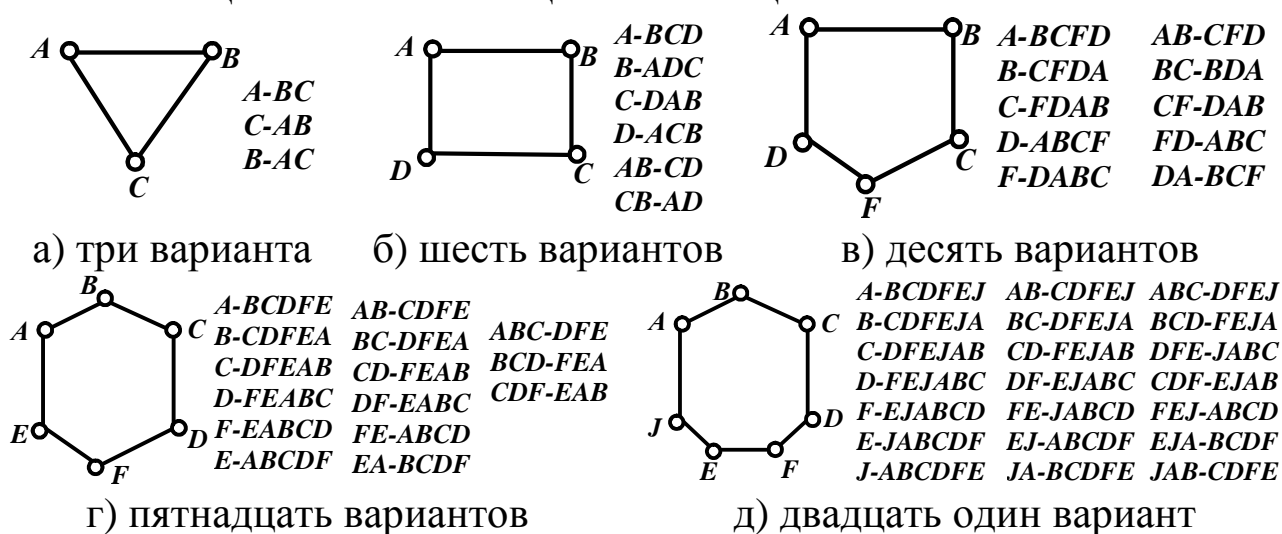


Рисунок 1 – Возможные варианты связок звена цепи

Рассмотрим шестизвенную группу рисунок 2,а. В цепи присутствуют два линейных звена 4, 5 и четыре треугольных (звено 1 – $\tau=3$, звено 2 – n_2 и звенья 3, 6 – n_1). Тогда количество вариантов схем строительных ферм K_{Σ} определится как

$$K_{\Sigma} = k + k + k + k = 3 + 3 + 3 + 3 = 12.$$

Построим схемы ферменных конструкций.

Связка кинематических пар V класса показана стрелками. Треугольное звено 1-(ABC) превращается в стержень 1-(AB-C) в результате связки шарниров A и B; звено 2-(BE-D) \Rightarrow стержень 2-(BE-D) при совмещении B и E; звено 3- (IDJ) \Rightarrow стержень 3-(DI-J) при совмещении D и I с выходом на опору; звено 6-(IEN) \Rightarrow стержень 6-(IH-E) при совмещении I и H. Линейные звенья 4-(CF) и 5-(EH) представляют собой стержни 4 и 5 соответственно. Тогда с учетом совмещения шарниров, получим ферму, имеющую пять стержней (1, 2, 4, 5, 6) и четыре узла (ABE, C, FH, DI). Если произвести перевязку кинематических пар базисного звена, то получим второй вариант фермы (рисунок 2,б). Применяя метод перевязки, строится схема третьего варианта, четвертого, пятого и т.д. (рисунок 2,в).

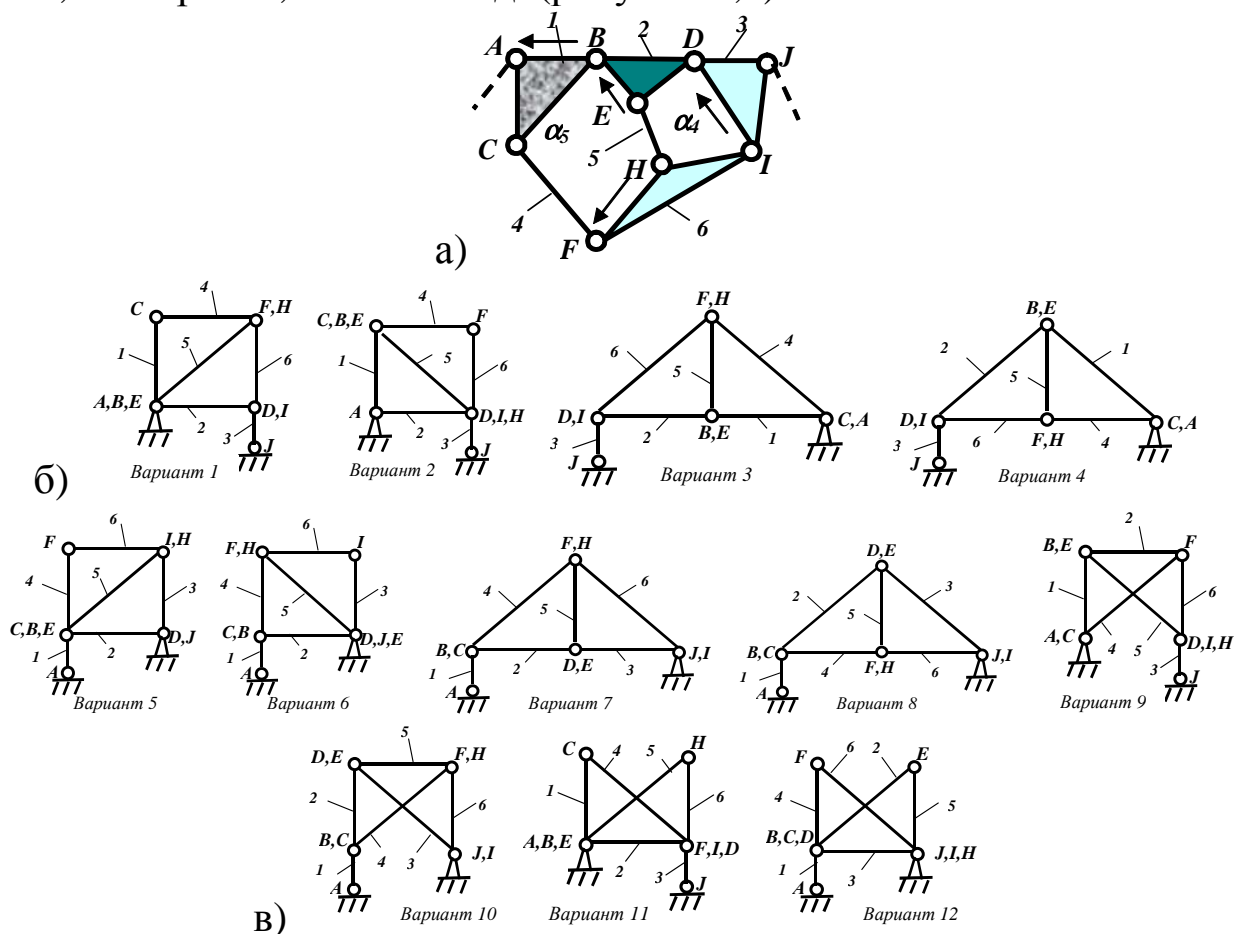


Рисунок 2 – Построение схем ферменных конструкций

Таким образом, путем сложения вариантов связки четырех треугольных звеньев, из шестизвенной группы Ассура, у которой $\tau=3$, можно получить двенадцать ферм. Методы связки, развязки и перевязки узлов дают возможность получать схемы строительных ферм, варианты которых могут быть посчитаны.

Так как между группами Ассура и строительными фермами существует органическая связь, то предоставляется возможность перенести результаты, полученные при синтезе структур на строительные фермы, а, значит, процесс синтеза ферм любой сложности становится реальностью. Полученный ряд синтезируемых конфигураций схем даёт выборку вариантов, удовлетворяющих заданным условиям.

Применения этих методов даёт возможность получать сложные строительные фермы из групп Ассура с парами V класса.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТОВ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Кандидат технических наук, доцент

Куклин С.А.

Наиболее широко в машиностроении применяются призматические шпонки (рисунок 1,а) трёх вариантов исполнения (рисунок 1,б,в,г).

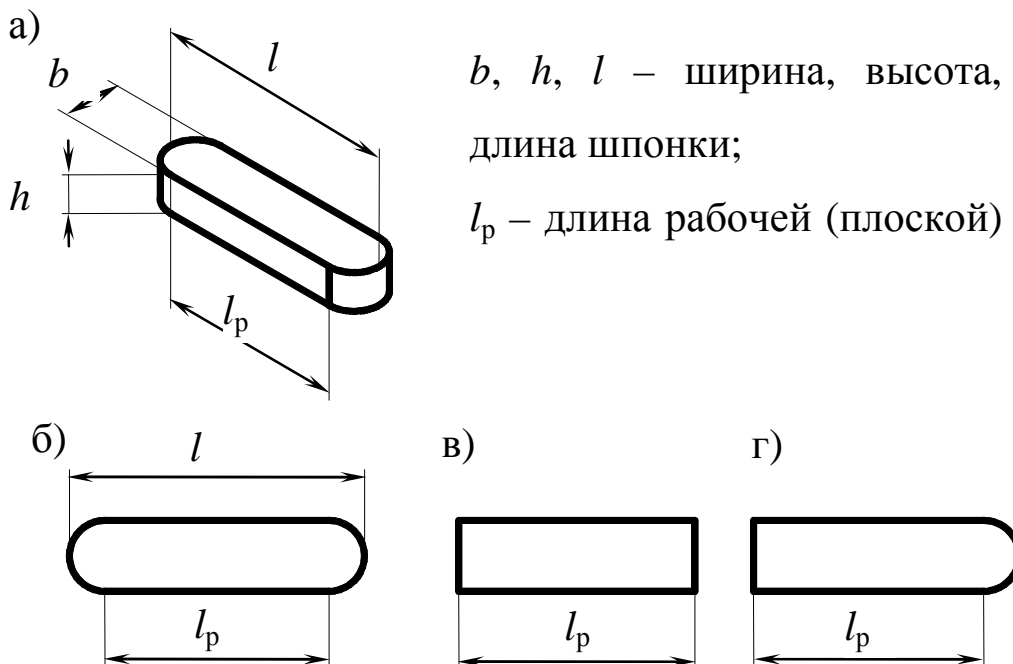


Рисунок 1 – Призматические шпонки

Шпонки рассчитывают на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$$

где F – усилие на шпонку;

$A_{см}$ – площадь смятия;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие.

$[\sigma_{см}]$ принимают по [1, с. 78] равным 130...200 МПа – для стальных ступиц, 80...110 МПа – для чугунных ступиц, меньшие значения принимают при ударной нагрузке, при реверсивной нагрузке $[\sigma_{см}]$ снижают в 1,5 раза.

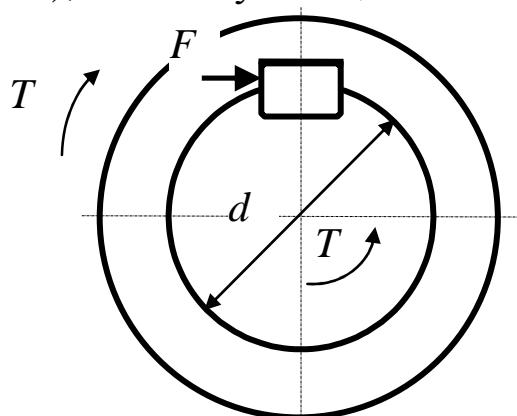
Расчет на срез¹

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A_{cp}} \leq [\tau_{cp}]$$

где A_{cp} – площадь среза;

$[\tau_{cp}] = 70 \dots 100$ МПа – допускаемое напряжение на срез.

Здесь более менее все понятно, но далее идут разночтения. Например, у В.И. Анурьева [2, с. 825] для определения силы F при расчете на смятие используется формула $F_{см} = 2T/d$, а при расчете на срез $F_{ср} = 2T/(d+K)$, где T – крутящий момент, передаваемый валом (рисунок 2); K – выступающая часть шпонки (рисунок 3).



F – усилие на шпонку;
 T – крутящий момент, передаваемый валом;
 d – диаметр вала в месте посадки шпонки

Рисунок 2 – К расчёту призматической шпонки

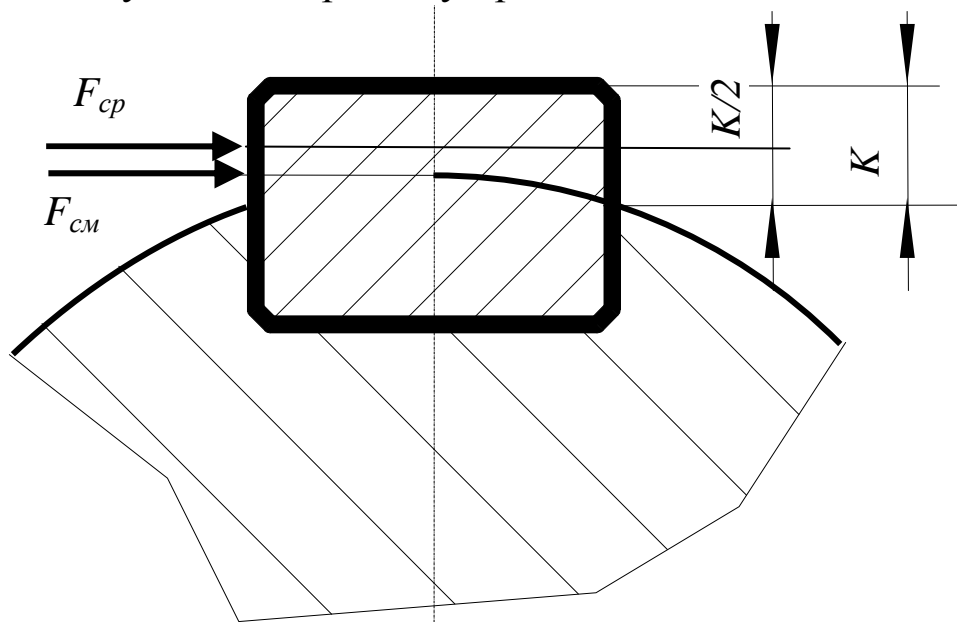


Рисунок 3 – Положение усилия F по Ануриеву

¹ По ГОСТу для стандартных шпонок гарантируется отсутствие среза.

Во-первых, не понятно, почему не наоборот – было бы логично предположить, что именно для смятия необходимо находить силу действующую на середину выступающей части. Во-вторых, подобное уточнение положения силы кажется излишним.

Еще более непонятным является определение площади смятия.

В большинстве справочников и учебников она определяется по формуле

$$A_{\text{см}} = (h - t) \cdot l_p,$$

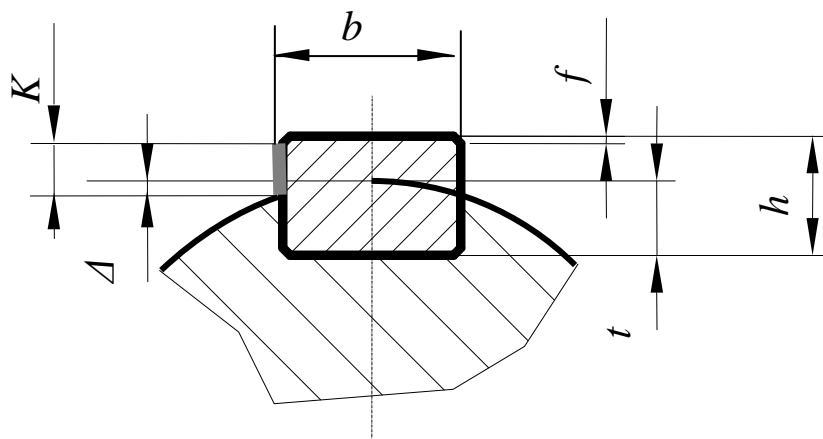
где h – высота шпонки;

t – глубина паза.

В источнике [1, с.77] учитывается еще размер фаски f

$$A_{\text{см}} = (h - t - f) \cdot l_p,$$

то есть в отличие от простой формулы $A_{\text{см}} = 0,5 \cdot h \cdot l_p$ якобы достигается большая точность расчетов. Однако как видно из рисунка (рисунок 4) здесь не учитывается приращение высоты Δ , связанное с кривизной поверхности вала, то есть высоту поверхности смятия следовало бы считать по формуле $K = h - t - f + \Delta$. Подобная сложность при широком диапазоне допускаемых напряжений кажется излишней.



h – высота шпонки; t – глубина паза; f – размер фаски;
 K – высота поверхности смятия; Δ – отклонение глубины паза, связанное с кривизной поверхности вала; b – ширина шпонки;

Рисунок 4 – К расчёту поверхности смятия шпонок

Еще большее недоумение вызывает определение рабочей длины шпонок с полукруглыми торцами, которая считается равной длине плоской части $l_p = l - b$ (рисунок 1).

При таком подходе рабочая длина может стать нулевой, то есть шпонка вообще не выдержит никакой нагрузки, если ее длина близка к ширине.

На взгляд автора здесь необходимо вводить поправочный коэффициент, зависящий от соотношения ширины и длины шпонки $l_p=l-b \cdot K_{bl}$.

В простейшем варианте при $l \geq b$: $K_{bl}=1-b/l$. Более точно его надо определять экспериментально.

При расчете на срез для всех вариантов исполнений в источниках [1, 2] площадь считается как площадь прямоугольника $A_{cp}=b \cdot l$, то есть не учитывается закругленность торцов. Здесь при длине шпонки близкой к ее ширине площадь среза будет завышена в $4/\pi=1,27$ раза.

Другими словами непонятно почему ищутся нюансы, уточняющие расчеты, при этом одновременно идет пренебрежение более существенными вещами.

По мнению автора, в итоге, формулы расчета на смятие и срез должны выглядеть следующим образом

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot (l - b \cdot K_{bl})} \leq [\sigma_{см}],$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot \left((l - b) \cdot b + \frac{\pi \cdot b^2}{4} \right)} \leq [\tau_{ср}].$$

Автор весьма уважительно относится к работам, упоминаемым в этой статье, но считает важным обратить внимание на затронутые вопросы.

Библиографический список

1. Н.Г.Куклин. Детали машин: Учебник для техникумов /Н.Г.Куклин, Г.С.Куклина, В.К.Житков. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Илекса, 1999. – 392с.: ил.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т. 2. - 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001.-912 с: ил.

К РАСЧЕТУ БАРАБАНОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Доцент

Мизин Ю.Г.

Барабаны грузоподъемных машин выполняют литыми из чугуна или стали и сварными из стали. В механизмах подъема, транспортирующих расплавленный или раскаленный металл, жидкий шлак, взрывчатые вещества, а также в механизмах 5 и 6 групп режимов работы, барабаны изготавливают только из стали.

При работе стенки барабанов испытывают сложное напряжение сжатия, изгиба и кручения. В барабанах длиной менее трех диаметров, напряжения от изгиба и кручения составляют 10-15% от напряжения сжатия. В этом случае стенку барабана рассчитываю только на сжатие.

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma_{сж}], \quad (1)$$

где $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия, определяемого в зависимости от группы режима работы и материала барабана (МПа),

δ – толщина стенки барабана (мм),

t – шаг навивки каната (мм),

S_{\max} – максимальное натяжение каната (Н).

При длине барабана более трех его диаметров необходимо также учитывать напряжение изгиба и кручения.

Результирующее напряжение для стальных барабанов

$$\sigma_{сум} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2}, \quad (2)$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1(D_1^4 - D_{21}^4) \div D_1}, \quad (3)$$

где σ_u – напряжение изгиба в стенке барабана (МПа),

M_u – изгибающий момент (Нм),

W_u – момент сопротивления сечения барабана при изгибе (м³),

D_1 – диаметр барабана по дну канавки для навивки каната (м)

D_2 – внутренний диаметр барабана (м).

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2(D_1^4 - D_2^4) \div D_1}, \quad (4)$$

где $\tau_{кр}$ – напряжение кручения в стенке барабана (МПа),

$M_{кр}$ – крутящий момент (Нм),

$W_{кр}$ – момент сопротивления сечения барабана при кручении (м³).

При наматывании канатов на барабан или при огибании блоков, в них возникают изгибающие напряжения, которые существенно влияют на долговечность канатов.

В соответствии с нормами Госгортехнадзора России для ограничения в канатах напряжений от изгиба минимальные диаметры барабанов и блоков, огибаемых канатом определяют по следующим зависимостям

$$D_3 \geq h_1 \cdot d; D_4 \geq h_2 \cdot d; D_5 \geq h_3 \cdot d, \quad (5)$$

где d – диаметр каната (мм),

$D_3; D_4; D_5$ – соответственно диаметры барабана, блока и уравнительного блока по средней линии навиваемого каната (мм),

$h_1; h_2; h_3$ – коэффициенты выбора соответственно диаметров барабана, блока и уравнительного блока, принимаемого по нормам Гостехнадзора (таблица 1).

Таблица 1 – Коэффициенты выбора диаметров барабана (h_1), блока (h_2) и уравнительного блока (h_3)

Группа классификации режима работы		Коэффициенты выбора диаметров		
По ИСО 4301/1	По ГОСТ 25835-83	h_1	h_2	h_3
М1	1М	11,2	12,5	11,2
М2	1М	12,5	14,0	12,5
М3	1М	14,0	16,0	12,5
М4	2М	16,0	18,0	14,0
М5	3М	18,0	20,0	14,0
М6	4М	20	22,4	16,0
М7	5М	22,4	25	16,0
М8	6М	25,0	28	18,0

При проектировании, согласно международному стандарту ИСО 4308/1, конструктору представляется возможность снижать значения коэффициентов использования каната Z_p при соответствующем повышении значений коэффициентов выбора h_i . При этом допускается изменение параметров h_i , но не более чем на два шага по группе классификации режима работы в большую или меньшую сторону с соответствующим изменением величины Z_p (по таблице 1) на то же число шагов в меньшую или большую сторону.

Это позволяет в некоторых случаях выбрать несколько меньшие диаметры барабанов и блоков, что компенсируется выбором канатов с большей величиной Z_p .

Часто диаметры барабана и блоков грузоподъемных канатов принимают одинаковыми, что не является обоснованным. В более тяжелых условиях происходит работа каната при огибании блока – он претерпевает двойной изгиб (сначала он изгибается, затем выпрямляется), а при наматывании на барабан только изгибается.

Для увеличения срока службы каната следует принимать диаметр блока большим, чем диаметр барабана, тем более, что размеры блока не оказывают влияние на передаточное число механизма.

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННОГО УЧЕБНИКА ПО ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ

Доцент кафедры теоретической механики

Дадочкина Т.Н.

Наряду с традиционной системой обучения в современной системе обучения выступают новые тенденции, одной из которых является дистанционное обучение.

Специфическими принципами дистанционного обучения являются

- принцип *интерактивности*, определяющий важность дистанционного обмена информацией как между преподавателем и студентом, так и студентов между собой;
- принцип *стартовых знаний*, заключающийся в том, что для дистанционного обучения требуются начальные знания по технике и технологии работы с дистанционными техническими и программными средствами;
- принцип *индивидуализации*: с помощью входного и текущего контроля составляется индивидуальный план учебы, позволяющий корректировать образовательную траекторию;
- принцип *идентификации*, состоящий в применении специальных мер для контроля самостоятельности обучения при написании контрольных работ и при выполнении тестовых заданий;
- принцип *открытости и гибкости обучения*, который выражается в мягком подходе к возрасту, начальному образовательному цензу, не критичности образовательного процесса к расстоянию, временному графику и конкретному образовательному учреждению, что означает возможность перехода на обучение из вуза в вуз.

Данный электронный учебник предназначен для изучения одного из разделов теоретической механики – статики:

во-первых, этот раздел механики является более простым для восприятия студентов по сравнению с другими разделами, особенно если изучение проводится самостоятельно (практически базируется на школьном курсе геометрии, тригонометрии, алгебры);

во-вторых, доказательство основных теорем и положений статики значительно зависит от качества рисунков, что не всегда возможно сделать в условиях аудитории. И хотя доказательства многих понятий

не очень сложные, но своеобразные – аналитические, есть необходимость в переносе и добавлении векторов на рисунках, отбрасывании и замене систем сил, что в перспективе можно сделать на базе этого электронного учебника, добавив анимацию.

Технология и инструментальные средства создания курса

За основу при разработке электронного учебника был использован гипертекстовый язык html (Hyper Text Markup Language). Web-страница (документ HTML) представляет собой текстовый файл на языке HTML формата *.html или *.htm, размещенный в Word Wide Web (WWW). Для просмотра Web-страниц можно использовать Microsoft Internet Explorer, Opera или любой другой браузер.

Гипертекстовый документ – это текстовый файл, имеющий специальные метки, называемые тегами, которые впоследствии опознаются браузером и используются им для отображения содержимого файла на экране компьютера. С помощью этих меток можно выделять заголовки документа, изменять цвет, размер и начертание букв, вставлять графические изображения и таблицы. Основным преимуществом гипертекста перед обычным является возможность добавления к содержимому документа гиперссылок – специальных конструкций языка HTML, которые позволяют щелчком мышки перейти к просмотру другого документа.

HTML-документ содержит символьную информацию. Одна ее часть – текст, т.е. данные, составляющие содержимое документа. Другая часть – теги (markup tags), называемые также флагами разметки, – специальные конструкции языка HTML, используемые для разметки документа и управляющие его отображением. Именно теги языка HTML определяют, в каком виде будет представлен текст, какие его компоненты будут исполнять роль гипертекстовых ссылок, какие графические или мультимедийные объекты должны быть включены в документ. Графическая и звуковая информация, включаемая в HTML-документ, хранится в отдельных файлах. Программы просмотра HTML-документов (браузеры) интерпретируют флаги разметки и располагают текст и графику на экране соответствующим образом.

Для работы с учебником необходимо запустить стартовый файл *index.htm*.

Пользовательский интерфейс учебника

Основной кадр электронного учебника представлен в виде четырех рабочих зон (рисунок 1).



Рисунок 1 – Основной кадр электронного учебника

Первая зона расположена в верхней части экрана и содержит название электронного учебника. Вторая рабочая зона расположена слева, и отделена от основного кадра рисунком в виде спирали. В ней располагается интерактивное оглавление учебника. Выделяя пункт оглавления, и щелкая по нему мышкой, справа отображается содержимое кадра. Третья рабочая зона занимает большую часть экрана – это и есть основное содержимое кадра. Четвертая зона занимает нижнюю часть кадра, и содержит стрелки навигации к предыдущему и последующему кадру.

Перевод электронной информации в интерактивные учебные кадры

Электронный учебник строится по принципу паутины и модульно. Типовая структура отдельного модуля и всего учебника содержит:

- теоретическое ядро;
- справочную базу или контекстную справку;
- примеры;
- задачи и примеры для самостоятельного решения;
- вопросы для повторения по всему модулю с правильными ответами;
- самостоятельную контрольную работу.

Теоретическое ядро. Структурированный учебный материал, представляемый студенту в виде последовательности интерактивных кадров, это не только текст, но и мультимедийные вставки. Гипертекстовая структура учебника позволяет студенту выбрать свою траекторию изучения материала, удобный темп работы. В электронном учебнике существует возможность протоколирования действий обучающегося для дальнейшего анализа преподавателем.

Электронный справочник.

Позволяет найти и получить в любое время справочные данные в компактной форме. Информация может дублировать основное содержание учебника или добавлять необходимый материал. Представляет собой перечень терминов и каждая единица этого списка гиперактивна.

Контрольные вопросы по всему модулю с ответами.

Сюда входит и тестирование, и контрольные вопросы по материалу, правильные ответы на которые можно тут же проверить. Перед изучением курса тест входного самоконтроля для определения уровня обучающегося, позволяющий оценить уровень знаний студента в области школьного курса математики. После чего можно двигаться по учебнику дальше с помощью стрелок навигации, если количество правильных ответов более 75%. В противном случае необходимо повторить школьный курс математики (алгебра, геометрия, тригонометрия). Литература, к которой следует обратиться, приводится в списке литературы электронного учебника.

Единицей представления материала является один кадр (экран монитора). Информация, расположенная на одном кадре должна быть цельной и представлять собой завершенную мысль. Несколько кадров организуются по принципу линейного текста с помощью навигационных кнопок, т.е. листаются как книга. При создании покадровой структуры надо по возможности преобразовать теоретический материал в схемы, таблицы, рисунки, состоящие из гиперактивных элементов. Также при покадровом структурировании требуется учитывать эргономические требования:

- обозримый объем (позволяет зафиксировать внимание на кадре, по возможности отказаться от полос прокрутки);
- выделение ключевых слов, терминов, определений;
- списки с маркерами;
- таблицы;

- один абзац на одну идею (позволяет лучше усвоить материал при беглом прочитывании);
- цветовую гармонию (позволяющую вызывать эмоциональную реакцию, улучшающую самочувствие и повышающую работоспособность человека).

Опыт практического использования цветных дисплеев в информационных системах показал, что существуют комбинации цветов, применение которых часто приводит к нежелательным эффектам – быстрой утомляемости пользователя, неверной интерпретации отображаемых данных при работе с системой. Следовательно, при разработке кадров учебника важно какие ощущения у человека вызывают различные цвета и как они ассоциируются с понятиями «пространство», «температура», «эмоции».

При создании электронного учебника по теоретической механике разделы текста были несколько изменены. Это и сокращение объема выводимой информации на экран, который ограничен размером кадра. Для этого часть информации выносится в суб-кадры, которые вызываются и отображаются по мере необходимости. Основные понятия, определения и часто встречающиеся формулировки, по мере необходимости, подключаются в кадры и сгруппированы в глоссарии.

В учебнике помимо кадров с изложением основного материала предусмотрены: тест входного самоконтроля (до изучения курса), вопросы для повторения по отдельным главам раздела с возможностью проверить правильность ответов, примеры решения задач, шесть контрольных работ для самостоятельного решения задач, тесты контроля по отдельным темам и комплексный тест, завершающий курс изучения этого раздела механики.

Ниже приводятся примеры некоторых кадров (рисунки 2-4).

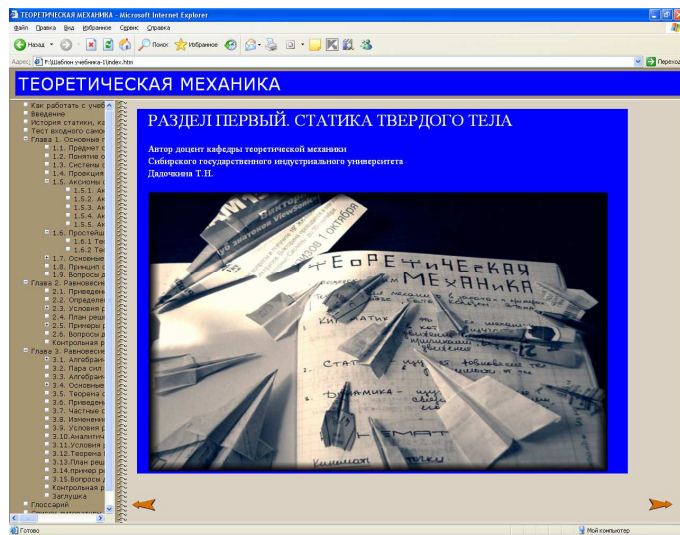


Рисунок 2 – Обложка электронного учебника

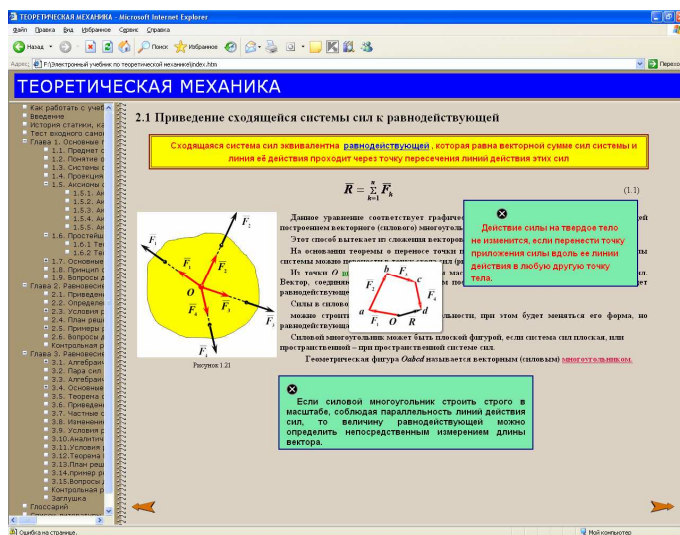


Рисунок 3 – Кадр 1_19 (Приведение сходящейся системы сил к центру)

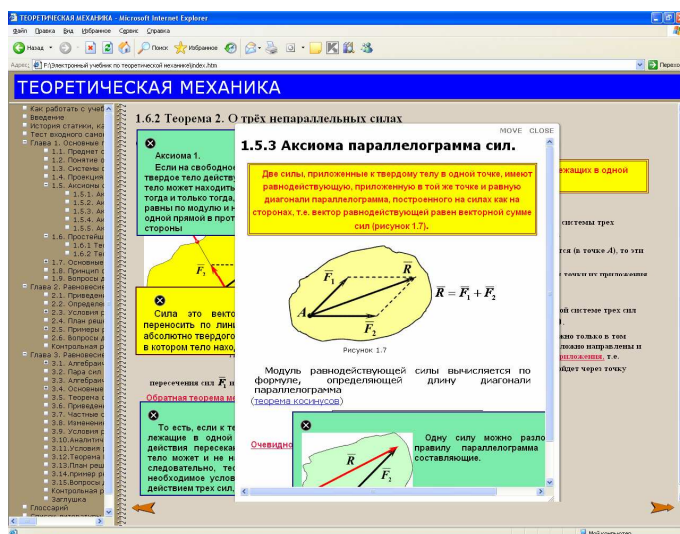


Рисунок 4 – Кадр 1_5 (Теорема о трёх силах)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МУЛЬТИМЕДИЙНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА»

*Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой теоретической механики*

Живаго Э.Я.

Старший преподаватель кафедры теоретической механики

Ермаченко М.В.

В эпоху информатизации использование персональных компьютеров и средств мультимедиа получило повсеместное распространение, в том числе и в системе образования.

В данной статье рассматривается, чем персональный компьютер может помочь преподавателю в деле чтения лекций или проведения практических занятий, когда до аудитории нужно донести достаточно большой объем информации, которая повторяется из раза в раз, с тем, чтобы избавить его от утомительного и многократного вычерчивания одного и того же материала на доске. Кроме того, данный подход, безусловно, более нагляден для слушателей и поэтому способствует более качественному восприятию материала.

К недостаткам относится практически полная невозможность менять структуру доклада на лету в зависимости от обстоятельств, например, когда требуются дополнительные пояснения. Поэтому полностью отказаться от использования обычной доски и мела скорее всего не удастся. Кроме этого, серьезным недостатком является огромная трудоемкость создания действительно качественного продукта, который можно реально использовать в практической деятельности. Для примера сообщаем, что на создание презентации, рассматриваемой далее, у авторов статьи ушло около 6-8 часов.

В данной статье рассматривается логика организации так называемой «презентации» (в терминах MS Power Point), иллюстрирующей процесс решения задачи из числа предлагаемых студентам на практических занятиях по курсу теоретической механики. А именно, задача определения реакций механических связей, наложенных на тело, находящееся в равновесии. Мы будем рассматривать не технологию работы с Power Point (для этого существует достаточно большое количество самоучителей и встроенная система помощи), а способ

построения доклада с целью наилучшего восприятия его целевой аудиторией.

Ниже приведен неполный набор слайдов, из которых состоит данная презентация. Хотя, если быть точным, в терминах Power Point слайдов на самом деле три, но так как информация на них отображается блоками по ходу изложения, для наглядности здесь представлены 9 рисунков, из которых рисунки 1–4 относятся к первому слайду, рисунки 5–7 – ко второму и рисунки 8–9 – к слайду номер три. В действительности общее количество информационных блоков – 31. Естественно, чем больше таких блоков, тем выше трудоемкость создания презентации, так как нужно спланировать очередность их демонстрации, детали оформления, визуальные эффекты, используемые для их отображения и прочее.

Решение задач на равновесие твердого тела, к которому приложена произвольная плоская система сил

Рисунок 1 – Тема занятия

Задача. Ломаный стержень $ACDE$ закреплен, как показано на рисунке 1. К стержню приложены: сила \vec{F} , пара сил с моментом M и равномерно распределенная нагрузка интенсивностью q . В точке E закреплена веревка, переброшенная через блок, с грузом P на конце. Определить реакции связей ломаного стержня, если $AC = CD = DB = BE = 2\text{ м}$, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 45^\circ$, $q = 2\text{ кН/м}$, $F = 2\text{ кН}$, $P = 5\text{ кН}$, $M = 6\text{ кН}\cdot\text{м}$.

Рисунок 2 – Формулировка задачи

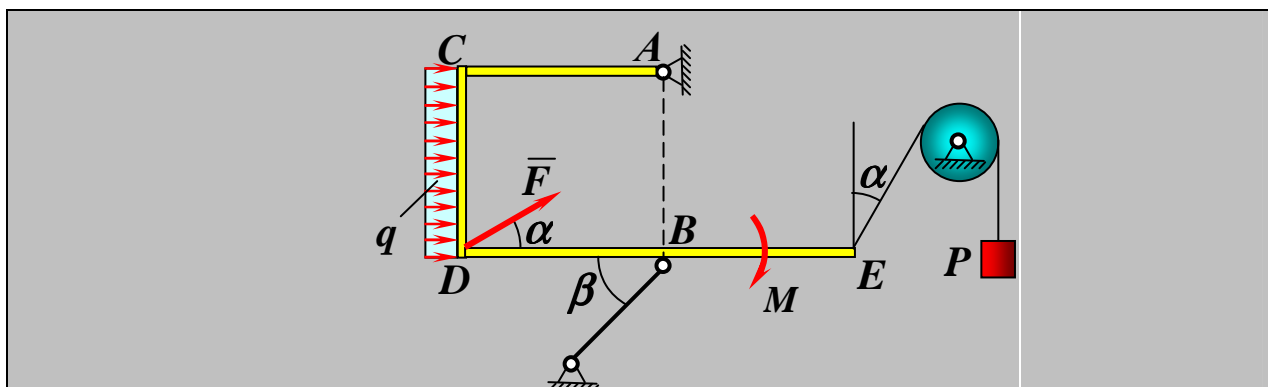


Рисунок 3 – Расчетная схема

Итак, приступим к рассмотрению презентации. Первым делом отображается название темы занятия (рисунок 1). Остальная часть кадра остается пустой, чтобы не отвлекать внимание слушателей.

Следующий шаг – отображение формулировки задачи (рисунок 2). Чтобы сконцентрировать внимание слушателей, можно использовать какой-нибудь визуально-звуковой эффект при отображении текста. Например, эффект печатной машинки или телетайпа.

Шаг 3 – расчетная схема задачи (рисунок 3). Разбивая отображение слайда на этапы, мы преследуем цель поддержания логической цепочки в рассуждениях. Однако, как и во всем, здесь следует придерживаться золотой середины, т.е. не углубляться в мелочи, но и не подавать информацию слишком большими блоками, чтобы не затруднять ее понимание. Например, в данном случае расчетную схему задачи вполне можно отобразить сразу целиком, не вдаваясь в детали ее построения. Как и в предыдущем случае, отображение схемы может сопровождаться звуком, либо эффектом анимации.

На рисунке 4 показана заключительная часть подготовительного этапа, после которого происходит переход к следующему слайду.

Рассматривается равновесие ломаного стержня $ACDE$. Стержень удерживают связи: в точке A неподвижный цилиндрический шарнир, в точке B – невесомый стержень. Реакцию шарнира A представляем двумя составляющими \bar{X}_A и \bar{Y}_A , параллельными выбранным координатным осям.

Реакция шарнирного стержня \bar{R}_B совпадает с осью стержня и направлена произвольно.

На стержень действуют активные силы: сосредоточенные силы \bar{F} , \bar{P} ; пара сил с моментом M ; равномерно распределенная нагрузка интенсивностью q , которую заменяем равнодействующей $Q = q \cdot CD = 2 \cdot 2 = 4$ кН, приложенной в середине стороны CD .

Рисунок 4 – Подготовка к решению задачи

К ломаному стержню приложена плоская произвольная система сил. Воспользуемся второй формой записи аналитических условий равновесия

$$\sum m_A(\bar{F}_k) = 0, \quad \sum m_B(\bar{F}_k) = 0, \quad \sum Y_k = 0.$$

Рисунок 5 – Приступаем к решению

Плечи сил \bar{F} и \bar{P} относительно точки A определить из геометрии рисунка довольно сложно, поэтому для определения моментов этих сил относительно точки A воспользуемся теоремой Вариньона о моменте равнодействующей. Разложим силы \bar{F} и \bar{P} на составляющие, параллельные выбранным осям.

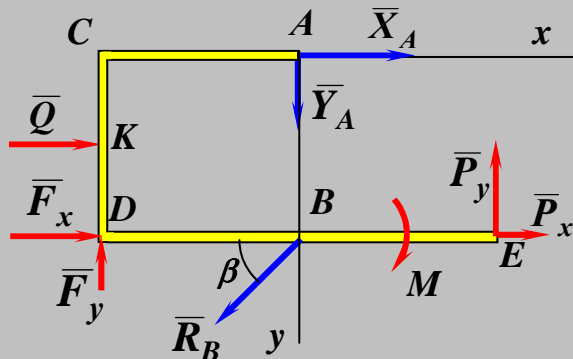


Рисунок 6 – Применение теоремы Вариньона

Составляем уравнения равновесия

$$Q \cdot CK - R_B \cdot AB \sin \beta - M + F_x \cdot AB - F_y \cdot AC + P_x \cdot AB + P_y \cdot BE = 0,$$

$$P \cdot BE \cdot \cos \alpha - M - X_A \cdot AB - Q \cdot KD - F \cdot BD \cdot \sin \alpha = 0,$$

$$Y_A + R_B \cdot \sin \beta - F \cdot \sin \alpha - P \cdot \cos \alpha = 0.$$

Из первого уравнения определяется R_B

$$R_B = \frac{Q \cdot CK + F \cdot AB \cdot \cos \alpha - F \cdot AC \cdot \sin \alpha - M + P \cdot AB \cdot \sin \alpha + P \cdot BE \cdot \cos \alpha}{AB \cdot \cos \beta},$$

$$R_B = \frac{4 \cdot 1 + 2 \cdot 2 \cdot 0,866 - 2 \cdot 2 \cdot 0,5 - 6 + 5 \cdot 2 \cdot 0,5 + 5 \cdot 2 \cdot 0,866}{2 \cdot 0,707} = 13,12 \text{ кН.}$$

Из второго уравнения определяется X_A

$$X_A = \frac{P \cdot BE \cdot \cos \alpha - M - Q \cdot KD - F \cdot BD \cdot \sin \alpha}{AB} = \frac{5 \cdot 2 \cdot 0,866 - 6 - 4 \cdot 1 - 2 \cdot 2 \cdot 0,5}{2} = -1,67 \text{ кН.}$$

Из третьего уравнения определяется Y_A

$$Y_A = -R_B \sin \alpha + F \sin \alpha + P \cos \alpha = -13,12 \cdot 0,707 + 2 \cdot 0,5 + 5 \cdot 0,866 = 4 \text{ кН.}$$

Составим проверочное уравнение $\sum m_D(\bar{F}_k) = 0$,

$$-Q \cdot DK - R_B DB \sin \beta - M + P \cdot DE \cos \alpha - Y_A DB - X_A DC = 0, \\ -4 \cdot 1 - 13,12 \cdot 2 \cdot 0,707 - 6 + 5 \cdot 4 \cdot 0,866 + 4 \cdot 2 + 1,67 \cdot 2 = 0,11.$$

Погрешность 0,11 за счет округления чисел.

Определим модуль реакции R_A .

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{(-1,67)^2 + (-4)^2} = 4,33 \text{ кН.}$$

Рисунок 7 – Поэтапное заполнение слайда

Ответ. $X_A = -1,67$ кН, $Y_A = -4$ кН, $R_A = 4,33$ кН,
 $R_B = 13,12$ кН.

Знаки минус у X_A и Y_A означают, что реальные направления этих составляющих будут противоположными направлениям, принятым первоначально.

Замечание – Применение теоремы Вариньона можно избежать, если выбрать другие моментные точки, например D и E , тогда условия равновесия запишутся в виде:

$$\Sigma m_D(\bar{F}_k) = 0, \Sigma m_E(\bar{F}_k) = 0, \Sigma X_k = 0.$$

Рисунок 8 – Решение завершено

По мере решения задачи слайд заполняется краткими текстовыми пояснениями, математическими формулами и расчетами (рисунки 6-8). Одновременно расчетная схема задачи дополняется необходимыми элементами и видоизменяется.

Лучше всего постараться уместить решение задачи на одном слайде. Если же этого сделать не удастся, не стоит уменьшать шрифт, увеличивать плотность информации и т.д., так как это затрудняет процесс ее восприятия. В этом случае нужно заполнить слайд таким образом, чтобы он был логически завершен, и переходить к следующему, на котором потребуются вновь изобразить расчетную схему и, возможно, некоторые положения, которые понадобятся для дальнейших рассуждений.

Заканчивая рассмотрение настоящей презентации, хочется дать некоторые рекомендации по созданию презентаций для тех, кто захочет последовать приведенному примеру и создать что-нибудь свое в аналогичных целях. Данные рекомендации являются обобщением собственного опыта, а также сведений, полученных из всемирной паутины.

Следует отметить, что эти рекомендации не стоит воспринимать как обязательные требования. Не будет ничего катастрофического, если некоторые из них будут нарушены, что неоднократно и делалось в ходе создания описанной выше презентации. Главное правило типографики применимо и к созданию слайдов: любое правило может быть нарушено, но не все сразу.

Доклад

- Повествование должно быть последовательным и однонаправленным, возврат к старому слайду – неудачное решение.
- Доклад следует делить на разделы. Если продолжительность доклада более 15-20 минут, перед каждым разделом следует давать его краткий план.

Слайды

- Каждый слайд должен иметь заголовок.
- Не полностью заполненный слайд лучше, чем переполненный. Обычно, в слайде должно быть от 20 до 40 слов. Разумный максимум – 80.
- Делайте слайд проще – не стоит переоценивать аудиторию.
- Не показывайте в слайдах то, о чем не будете рассказывать.
- Вместо сплошного текста лучше использовать нумерованные или маркированные списки. Используйте краткие предложения или фразы.
- Не используйте слишком много уровней вложенности списков. Чаще всего можно обойтись двумя-тремя уровнями.
- Не пользуйтесь переносами слов.

Шрифты

- Используйте не более двух шрифтов (один для заголовков, один для текста).
- Не используйте для заголовков и текста похожие шрифты.
- Не используйте декоративные, рукописные, готические и т.п. шрифты.
- Размер шрифта стоит выбирать так, чтобы на слайде умещалось не более 10-15 строк.
- Для смыслового выделения текста используйте цвет или полужирный шрифт.

Цвета

- Не используйте слишком много цветов. Обычно достаточно 3-4 цвета. Добавление нового цвета должно быть обосновано.
- Используйте контрастные цвета. Лучше, если это будет прямой контраст, т.е. фон должен быть светлым, а то, что на нем изображено, – темным.

- Не используйте тени – они уменьшают четкость без увеличения информативности.

Графика.

- Графика чаще всего раскрывает идеи гораздо эффективнее текста: одна картинка может сказать больше тысячи слов. Если есть возможность, вставляйте картинки в каждый слайд.
- Размещайте изображения с левой стороны, мы читаем слева направо, поэтому вначале смотрим на левую сторону слайда.
- В изображениях используйте те же самые шрифты, что и в основном тексте.
- Если в слайдах используются фотографии, они могут быть полноцветными, а векторная графика (диаграммы, схемы, графики) должны соответствовать основной цветовой схеме (3-4 цвета, например: черный - основные линии, синий – осевые, красный – размеры).
- Так же, как и с текстом, не нужно показывать на рисунках то, о чем не будет речи.

В заключение хочется сказать, что использование MS Power Point, пожалуй, не является наилучшим выбором, т.к. не обеспечивает кроссплатформенность созданных с его помощью презентаций, и даже не гарантирует корректную работу при переходе к более новой версии Power Point. Кроме того, продукция компании Microsoft подлежит обязательному лицензированию, что связано с ощутимыми денежными затратами. В связи с этим представляется целесообразным в будущем рассмотреть использование издательской системы LaTeX с надстройкой Beamer, которые могут использоваться совершенно свободно.

РАЗРАБОТКА ВИРТУАЛЬНОГО СТЕНДА «МУФТА КУЛАЧКОВО-ДИСКОВАЯ» ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Преподаватель-стажер

Князев А.С.

Кандидат технических наук, доцент

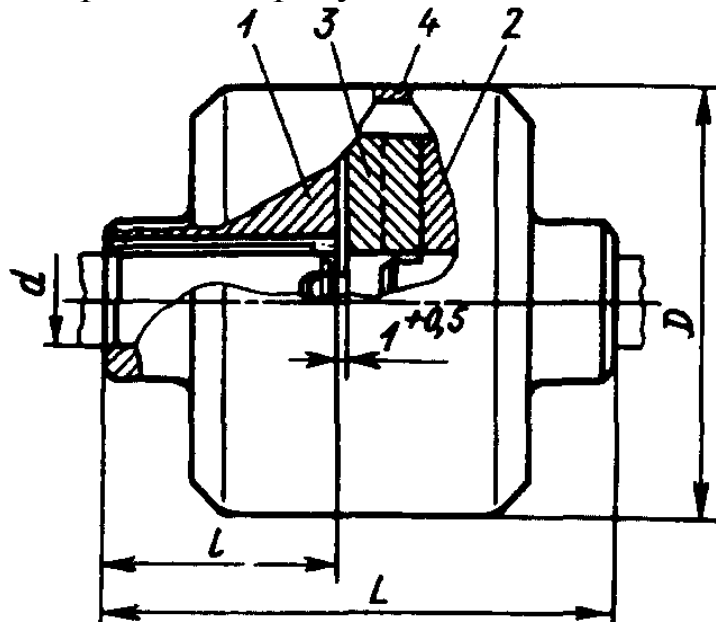
Жуков И.А.

Учебный мастер

Варнава А.В.

Для оснащения лаборатории автоматизированного проектирования машин виртуальными стендами для исследования динамики деталей машин авторами настоящей статьи был разработан стенд «Муфта кулачково-дисковая» в программной среде T-Flex.

Посредством модуля T-Flex CAD создана трехмерная твердотельная модель кулачково-дисковой муфты согласно ГОСТ 20720-93, схема которой изображена на рисунке 1.



1 – полумуфты, 3 – диск, 4 – кожух

Рисунок 1 – Схема кулачково-дисковой муфты.

Детали муфты создаются в отдельных документах, которые в последствии в качестве фрагментов вставляются в сборочную модель и соединяются между собой посредством сопряжений и взаимного

расположения осей и контактирующих поверхностей. Одним из условий правильной сборки является расположение опоры (рисунок 2). Необходимо учитывать, что это единственная деталь, которая не будет совершать движение, поэтому при задании сопряжений, опора лишается степеней свободы. Далее последовательно в сборку вставляются все детали (рисунок 3-7).

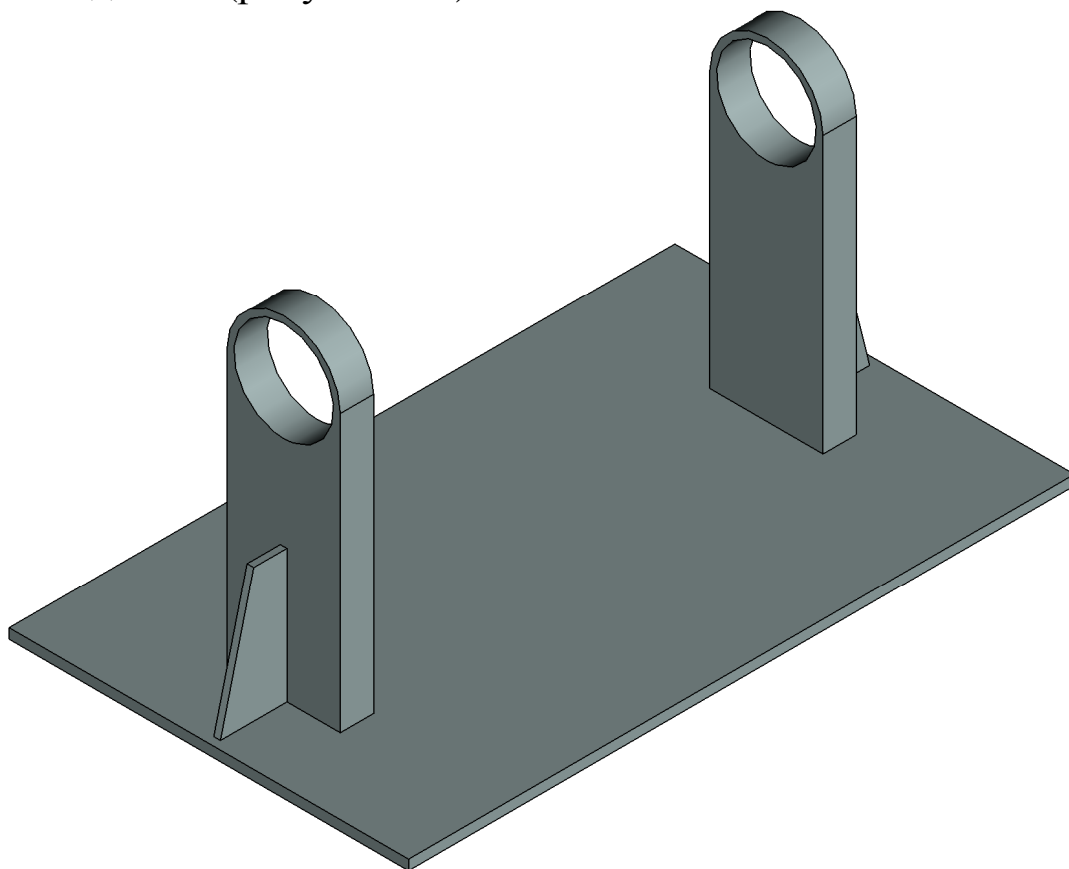


Рисунок 2 – Стойка

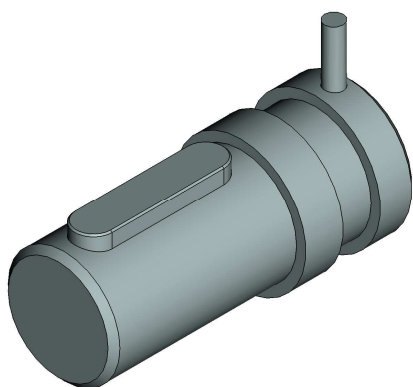


Рисунок 3 – Ось правая со шпонкой

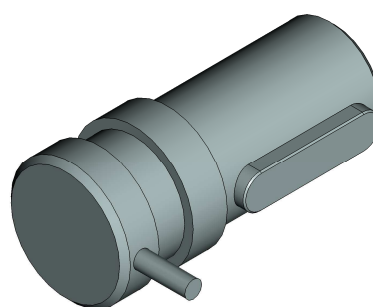


Рисунок 4 – Ось левая со шпонкой

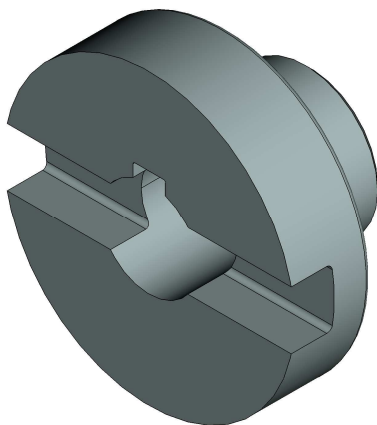


Рисунок 5 – Полу-
муфта правая

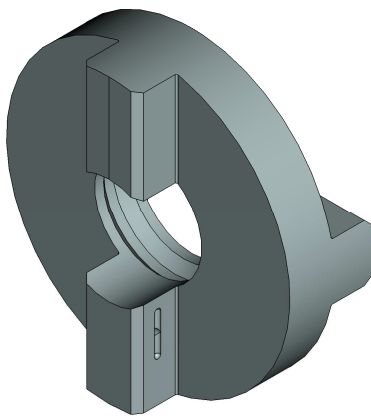


Рисунок 6 – Диск
(кулачок)

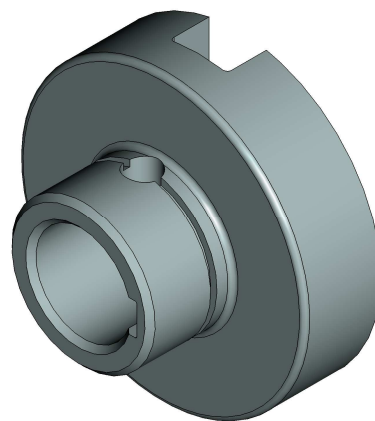


Рисунок 7 – Полу-
муфта левая

Для выполнения динамического расчёта в системе T-Flex «Динамика» создается задачу динамического анализа. Она формируется из следующих компонентов: свойства и настройки задачи; тела задачи; шарниры; датчики; нагрузки; результаты.

Шарниры определяют связи и взаимодействия между отдельными телами в задаче динамического анализа. Они создаются в задаче автоматически на основе заданных в модели степеней свободы и сопряжений. В основных типах шарниров система позволяет моделировать трение, а в односторонних контактах также задавать параметры удара. На данный момент в системе реализованы следующие типы шарниров:

- сферический, вращательный, цилиндрический, поступательный шарнир, в которых разрешено только перемещение в определенном направлении;
- винтовой шарнир, имитирующий винтовое соединение, в котором разрешен поворот вокруг одной оси с одновременным перемещением вдоль нее;
- контактный шарнир, который задает отношение между парой элементов тел, связанных другими шарнирами, при этом контактные пары могут быть различными: точка-точка, точка-кривая, прямая-плоскость, плоскость-тело, плоскость-плоскость и т.д., а отношение может быть касанием, расстоянием, либо расстоянием с неравенством (в последнем случае контактный шарнир является односторонним);
- неопределенный шарнир, отражающий все остальные сочетания связей, которые система не смогла определить как известные ей шарниры.

Каждый тип шарнира имеет определенные свойства, которые пользователь может регулировать. Например, геометрические размеры, параметры трения и т.д.

Одной из особенностей системы T-Flex «Динамика» является реалистичное моделирование контактов между телами сборки. Пользователь освобождён от необходимости задавать точки контакта самостоятельно. Имеется возможность задавать системе, контакты каких тел она должна посчитать, а каких – нет, а также параметры удара и трения отдельно для каждой пары тел. Все расчёты производятся самой системой на основе точной геометрии тел. Таким образом, система позволяет реалистичное моделирование контакта между абсолютно любыми телами.

Нагрузки создаются пользователем перед выполнением расчёта. В качестве нагрузок можно задавать следующие параметры.

- Начальную скорость для любых тел задачи (центра масс и угловую), по умолчанию скорости тел в начале моделирования равны нулю;

- Точечную силу, действующую в заданном направлении. Сила может быть задана значением или графиком. В последнем случае можно задать переменное значение, зависящее от времени или датчика.

- Биполярный силовой элемент, позволяющий создавать пружины, демпферы или произвольные биполярные точечные силы, задаваемые графиком. Также при помощи данного нагружения можно моделировать линейный привод, толкающий два тела с заданной скоростью или ускорением. Это позволяет моделировать, например, работу гидроцилиндра.

- Вращение, позволяющее создать привод, вращающий тело вокруг заданной оси с заданной угловой скоростью. Максимальный крутящий момент, развиваемый приводом, по желанию пользователя, может быть ограничен.

- Момент, позволяющий задать вектор внешнего момента, действующего на тело.

- Система также позволяет учесть в расчёте любое значение ускорения свободного падения в произвольном направлении.

Для моделирования реалистичного поведения конструкции под действием приложенных нагрузок, система позволяет задавать характер свойства взаимодействия между элементами системы, в частности

параметры трения и удара. Для шарниров задаются коэффициенты трения покоя, трения движения и вязкого трения. Для некоторых типов шарниров можно учесть соединение деталей с натягом. Это означает, что соединение деталей производится с некоторым дополнительным усилием и упругими деформациями, вызванными несовпадением посадочных размеров. Параметр имеет размерность силы, он определяет дополнительную реакцию в шарнире, которая будет учитываться при расчёте сил трения. Для контактов задаются коэффициенты трения покоя, движения, качения и верчения.

С целью исследования динамического поведения конструкции пользователем создаются специальные объекты задачи динамического анализа – датчики, предназначенные для считывания и передачи результатов расчёта на средства отображения результатов. Датчики могут быть нескольких типов, в зависимости от объекта измерения: датчик в шарнире; датчик на теле; датчик для измерения расстояний между двумя объектами; датчик «Пара тел».

Расчёт динамики модели выполняется в системе T-Flex методом вычисления состояния системы по кадрам. Для каждого кадра запоминается информация о состоянии системы. Для расчёта каждого кадра записи система совершает некоторое количество шагов моделирования, это может быть один шаг на каждый кадр, а может быть тысяча. Пользователь может задать штатное количество шагов, которое система будет использовать. В случае если штатного количества шагов в кадре не хватает для обеспечения точности, система будет их увеличивать вплоть до максимального значения, также указываемого пользователем.

На основе считанных датчиками показаний создаются результаты задачи динамического анализа, которые отображаются в виде графиков и числовых значений непосредственно во время выполнения расчёта.

Согласно вышеизложенному порядку динамического анализа механических систем, была создана задача расчета динамики муфты кулачково-дисковой, включающая в себя твердотельную трехмерную модель конструкции муфты (рисунок 8), к которой в качестве внешней нагрузки приложен вращающий момент на правую ось.

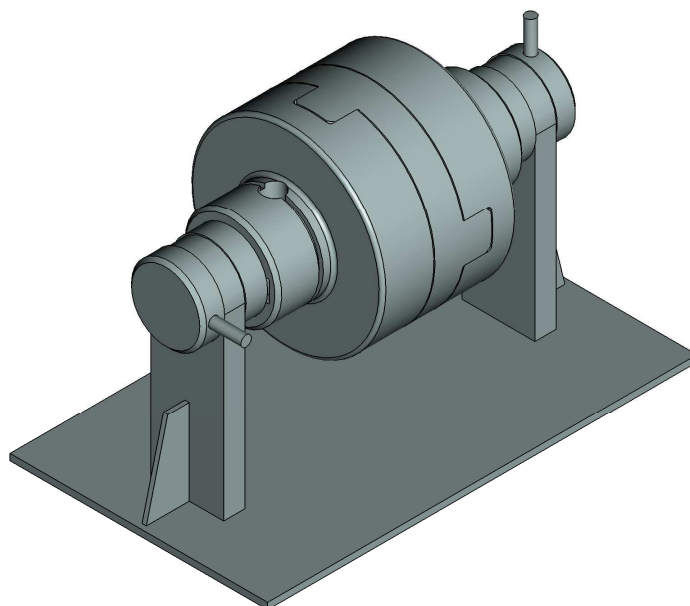


Рисунок 8 – Модель муфты

В результате создания задачи динамического анализа системой T-Flex были образованы два цилиндрических шарнира в местах соединения левой и правой осей с проушинами стойки (рисунок 9), остальные соединения деталей муфты рассматривались системой как контактирующие поверхности.

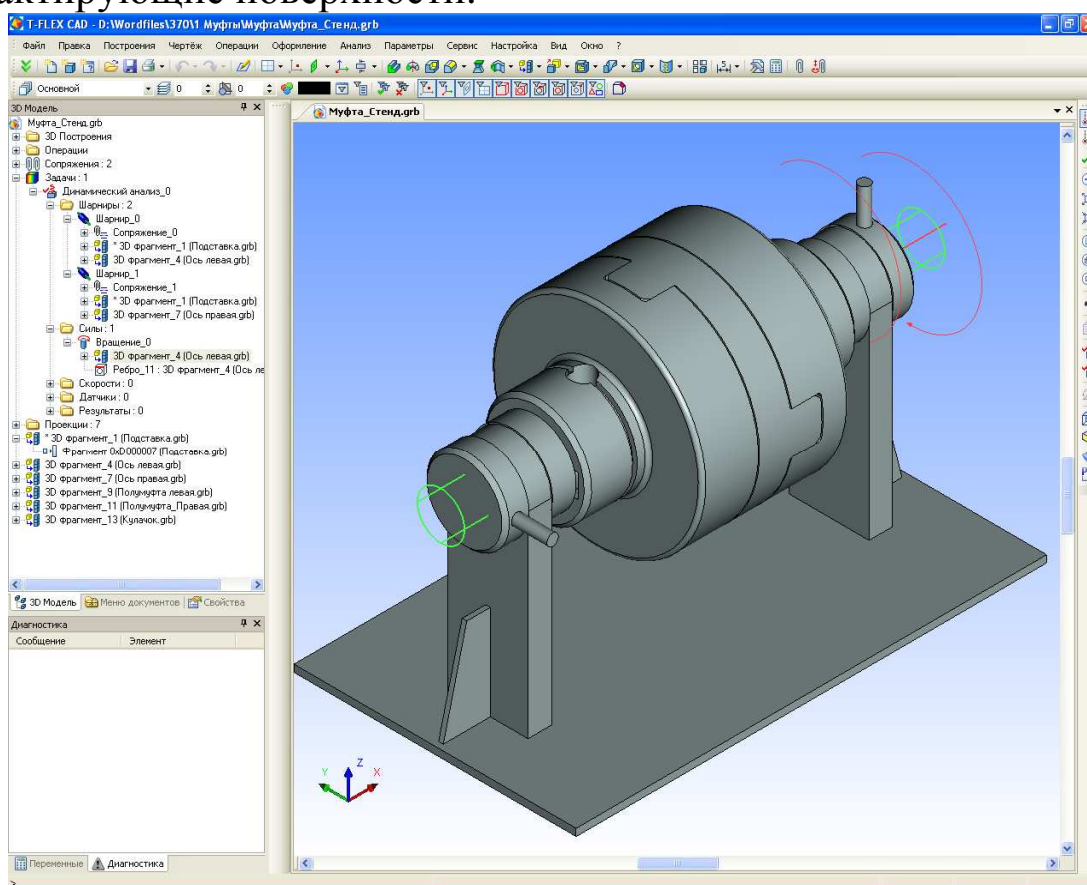


Рисунок 9 – Динамический анализ муфты

По результатам динамического анализа получен анимационный ролик, демонстрирующий работу муфты под действием вращающего момента. В качестве примера применения виртуального стенда «Муфта кулачково-дисковая» в учебном процессе был создан датчик на промежуточном диске (рисунок 6), задачей которого было отражение изменения положения диска при работе муфты. При запуске движения муфта датчиком были отражены изменения координат положения центра масс диска в графическом и числовом формате (рисунок 10).

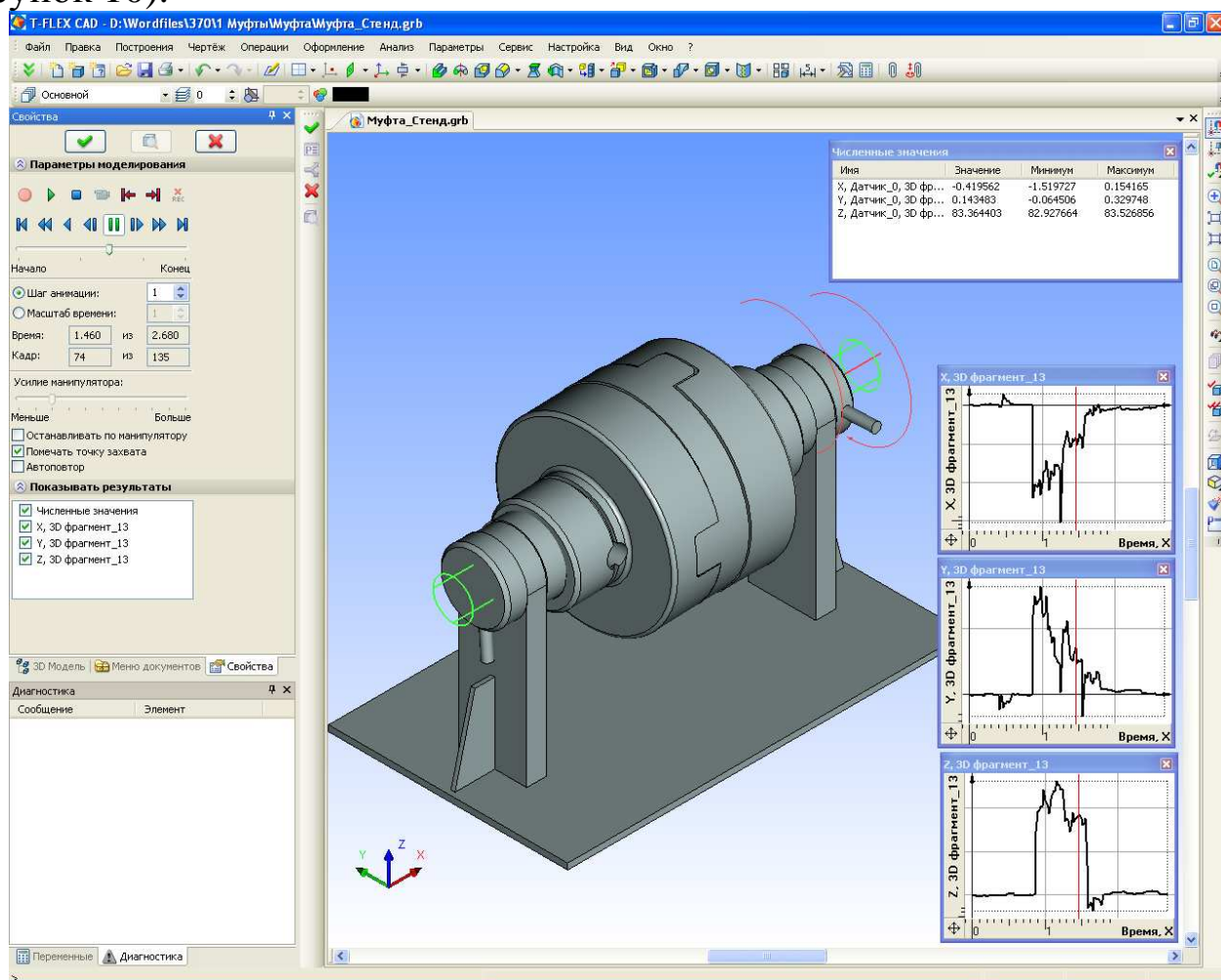


Рисунок 10 – Виртуальный стенд «Муфта кулачково-дисковая»

Таким образом, студент, выполняющий лабораторную работу по исследованию деталей машин, получает возможность, во-первых, индивидуальной работы за персональным лабораторным стендом, во-вторых, визуально оценить работу реального механизма, в-третьих, получить данные по кинематическим и динамическим характеристикам исследуемого объекта буквально одним нажатием кнопки мыши.

РАЗРАБОТКА INTERNET-КНИЖКИ ПРЕПОДАВАТЕЛЯ

Старший преподаватель кафедры теоретической механики

Ермаченко М.В.

В эпоху информатизации использование персональных компьютеров и Интернета получило повсеместное распространение, в том числе и в системе образования.

В данной статье рассматривается, Web-приложение, созданное автором, и представляющее собой базу данных и программу для управления ею. В базе данных хранится информация, которая обычно содержится в книжке, имеющейся у каждого преподавателя (рисунок 1), а именно, списки студентов по группам, варианты на выполнение самостоятельных работ, результаты проверки студенческих работ.

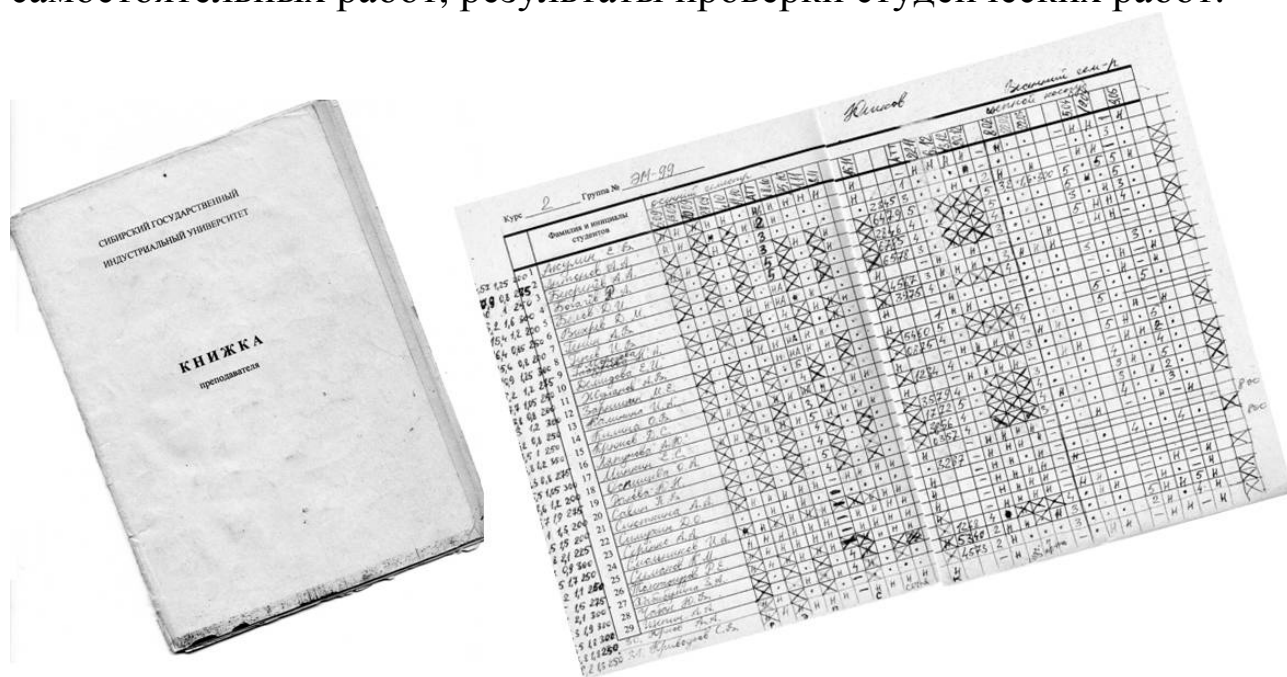


Рисунок 1 – Книжка преподавателя

Доступ к данной информации может получить любой человек, имеющий выход в Internet. В настоящее время Web-приложение доступно по адресу <http://mytbook.up100mb.com>

Пользователи приложения делятся на три категории – гость, преподаватель, администратор.

Гость – обычный посетитель Web-страницы приложения, чаще всего это студент. Гость имеет возможность только просматривать информацию о результатах проверки самостоятельных работ, заданиях и вариантах заданий согласно списку студентов (рисунок 2).

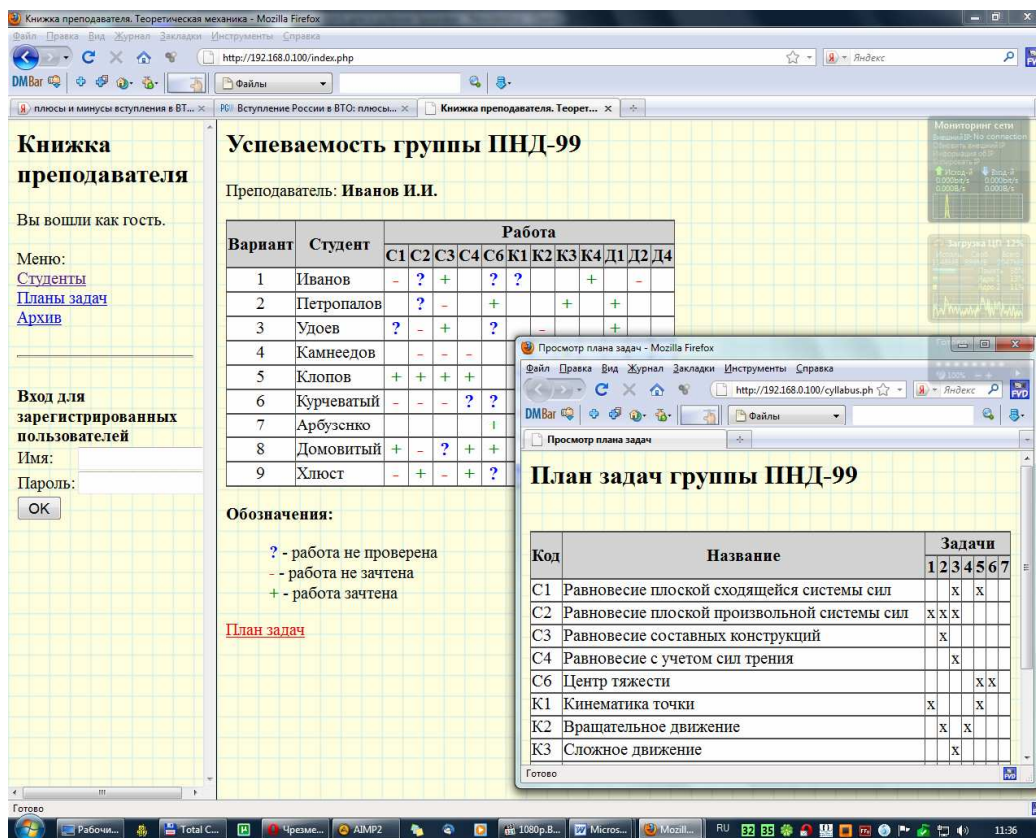


Рисунок 2 – Общий вид приложения

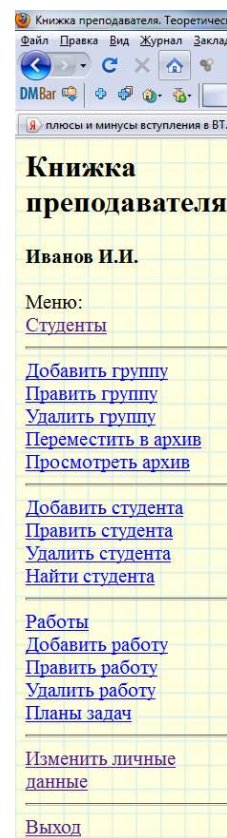


Рисунок 3 – Меню

Преподаватель обладает наибольшими правами в системе. Он может создавать, изменять и удалять записи о группах, студентах, самостоятельных работах, планировать задания по группам, переносить группы в архив, осуществлять поиск студентов. Каждый преподаватель может работать только с той информацией, которая принадлежит ему лично. Меню преподавателя показано на рисунке 3.

Администратор может просматривать любую информацию в базе данных и может создавать и изменять учетные записи преподавателей. Изменять информацию, касающуюся учебного процесса, в целях безопасности администратор не имеет возможности.

Достоинства данного приложения:

1. *Открытость и доступность.* Приложение находится в открытом доступе, благодаря чему студенты могут оперативно получать информацию о результатах проверки выполненных работ без необходимости личного контакта с преподавателем. Кроме того, эта же информация может быть получена и другими заинтересованными

субъектами. Например, деканат и родители, интересующиеся успехами своих чад.

2. Централизованное и неограниченное временем хранение информации.

Время жизни бумажной книжки преподавателя чаще всего ограничивается одним учебным годом уже потому, что ее объем ограничен, и, кроме того, книжка физически изнашивается. Естественно, электронная книжка этих недостатков лишена. Объем информации, который она способна вместить, ограничивается только техническими возможностями сервера, на котором она функционирует, и СУБД MySQL. Для примера, размер таблиц СУБД MySQL может достигать 64 терабайт.

Сроки же хранения информации в базе определяет только сам преподаватель, которому эта информация принадлежит. Устаревшая информация может быть перенесена в архив. Переполнения возникнуть не может по причине изложенной выше.

3. Независимость от аппаратно-программных средств пользователя. Все, что нужно пользователю для работы с приложением, это компьютер или какое-либо другое устройство с возможностью выхода в интернет и просмотра Web-страниц, операционная система значения не имеет.

4. Кроссплатформенность. Приложение разработано на языке PHP, база данных функционирует под управлением СУБД MySQL. Реализации PHP и MySQL существуют, как под *nix-подобные системы, так и под Windows и др.

ПРИНЦИП ОБРАЗОВАНИЯ И ПОСТРОЕНИЯ ВИНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

*Кандидат технических наук, старший преподаватель
кафедры графики и начертательной геометрии*

Макаров А.В.

В современной технике широкое применение получили крепежные изделия (болты, винты, шпильки, гайки), ходовые винты, винтовые домкраты, червячные передачи, винтовые шнеки и многое другое. Часто при проектировании механизмов и машин необходимо учитывать характеристику рабочей поверхности данных элементов. Что представляет собой эти поверхности? Как они образуются? Как определить положение точек на поверхности? Ответы на перечисленные вопросы вызывают определенные трудности у студентов.

Для решения этой проблемы необходимо рассмотреть подробно механизм образования винтовых линий и винтовых поверхностей.

Если на поверхности прямого кругового цилиндра карандашом зафиксировать точку, а затем начать вращать цилиндр, одновременно равномерно перемещая карандаш вдоль оси цилиндра, то острие карандаша опишет пространственную кривую, называемую цилиндрической винтовой линией (гелиса). Таким образом, цилиндрическую винтовую линию можно рассматривать как траекторию движения точки, равномерно вращающейся вокруг оси и, одновременно, равномерно перемещающейся в направлении этой оси.

Ось цилиндрической поверхности будет осью винтовой линии, а радиус поверхности радиусом винтовой линии. Величину P перемещения точки в направлении оси, соответствующему одному ее обороту вокруг оси, называют шагом винтовой линии. Три этих характеристики однозначно определяют винтовую линию.

Построение проекций винтовой линии a начинается с заданием цилиндрической поверхности вращения с осью i и радиусом R , далее откладывается на оси i отрезок равный шагу P . Горизонтальная проекция цилиндрической поверхности есть горизонтальная проекция a_1 данной винтовой линии (окружность радиусом R).

Для построения фронтальной проекции a_2 окружность a_1 и шаг винтовой линии P делят на равное число частей, например на 8 частей (рисунок 1).

Фронтальные проекции точек винтовой линии находятся на пересечении одноименных горизонтальных и вертикальных прямых, проведенных через точки деления.

У произвольной точки A на винтовой линии, ее горизонтальная проекция A_1 всегда будет находиться на окружности a_1 , а фронтальная проекция A_2 на линии a_2 .

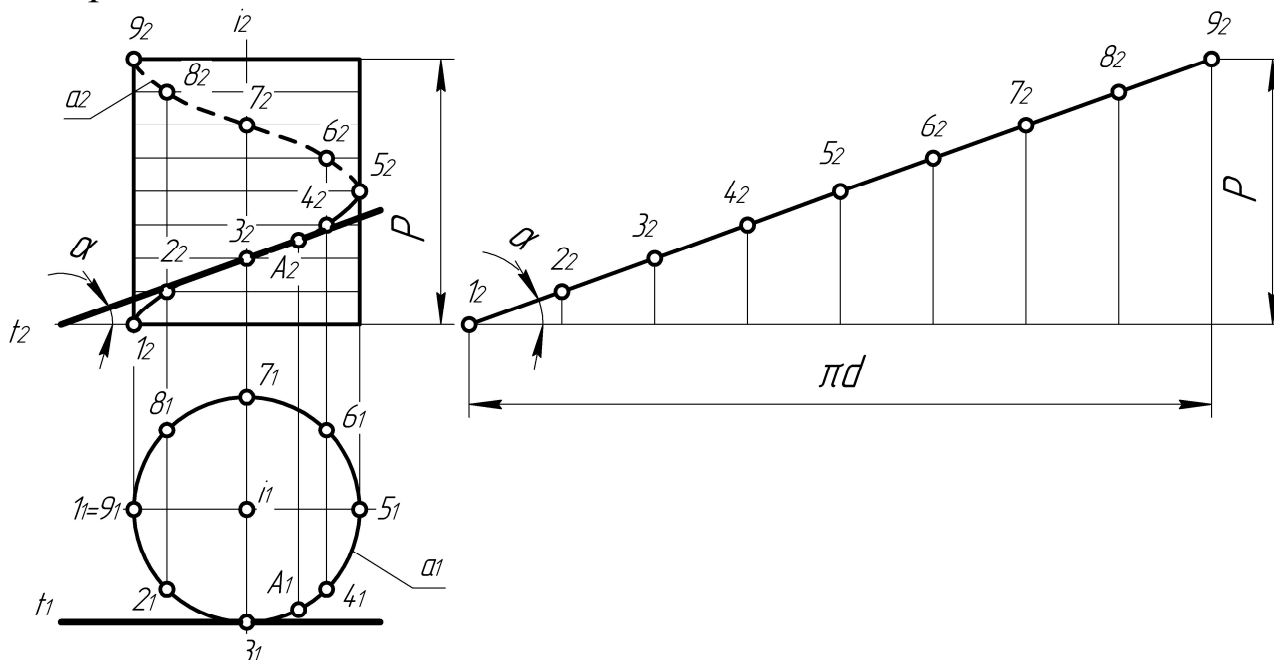


Рисунок 1 – Цилиндрическая винтовая линия

Угол α , образующийся между касательной t к винтовой линии и плоскостью перпендикулярной оси i , постоянен для любой ее точки и называется углом подъема винтовой линии. Если развернуть цилиндрическую поверхность вместе с винтовой линией, то винтовая линия превратится в прямую, проходящей под тем же углом к горизонтальной линии.

Если необходимо через некоторую точку B провести винтовую линию (рисунок 2), то в этом случае определяется на чертеже положение проекции точки B_1 . Начиная с B_1 , окружность основания цилиндра делится на равное количество частей (например 8). На такое же количество частей от проекции точки B_2 делится шаг P . На пересечении горизонтальных и вертикальных одноименных линий находятся точки винтовой линии.

Винтовая поверхность образуется винтовым перемещением линии (образующей). Поверхность можно задать начальным положением образующей и направляющей – цилиндрической винтовой линией.

Образующие могут быть как кривыми, так и прямыми линиями.

Прямые линии обычно называются винтовыми параллелями. Расстояние между винтовыми параллелями называют шагом винтовой поверхности.

В технике часто встречаются винтовые поверхности, образованные при винтовом движении прямой. Такие поверхности называются геликоидами. В зависимости от величины угла наклона образующей к оси геликоиды бывают прямыми, если угол равен 90° , и наклонными (косыми), если угол – произвольный, отличный от 0 и 90°

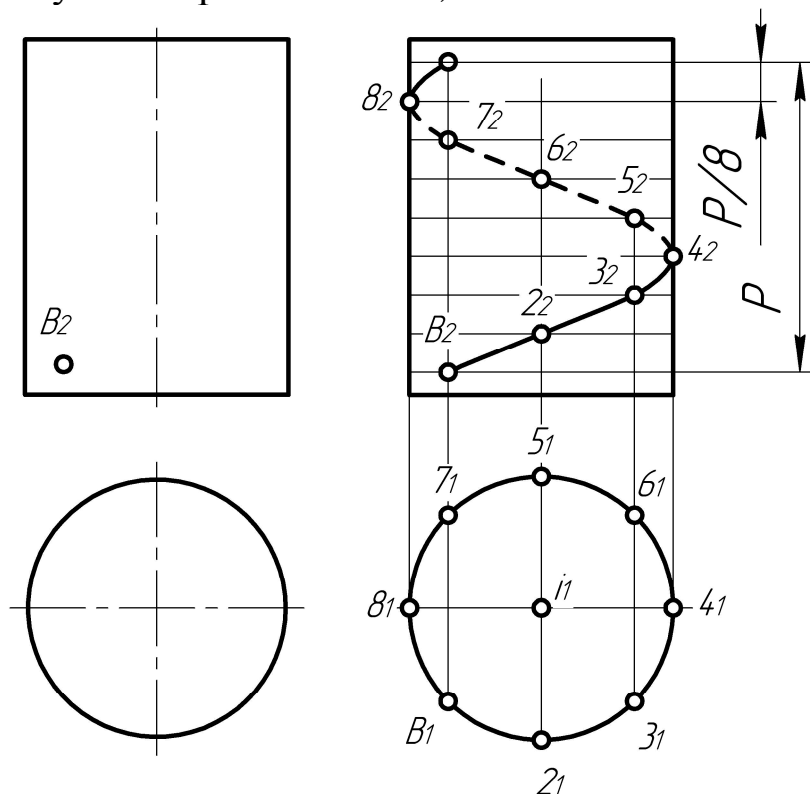


Рисунок 2 – Построение винтовой линии через произвольную точку

Прямой геликоид имеет другое название – прямой коноид, т.к. прямолинейные образующие пересекают ось и винтовую направляющую, оставаясь параллельными одной и той же плоскости (T), перпендикулярной оси геликоиды. Такая поверхность может быть задана двумя способами: (i, l, P) и (i, a, T) , где i – ось геликоиды, l – образующая прямая, P – шаг винтового движения, a – направляющая, T – плоскость параллелизма.

На рисунке 3,а показаны проекции прямого геликоида, у которого плоскость T совпадает с горизонтальной плоскостью Π_1 , поэтому образующие поверхности являются горизонталями, пересекающими ось i .

Для получения наглядного изображения поверхности ее задание проекциями дополняют каркасом, состоящим из последовательных положений прямолинейных образующих винтовых линий.

Наклонный, или архимедов, геликоид отличается от прямого геликоида тем, что его прямолинейная образующая пересекает ось i геликоида под постоянным углом β (рисунок 3б). Образующая геликоида пересекая две направляющие ось i и направляющую винтовую линию a на цилиндре, остается параллельной образующим некоторого конуса вращения с вершиной S имеющего общую ось с винтовой линией и угол между образующей и осью, равный углу β .

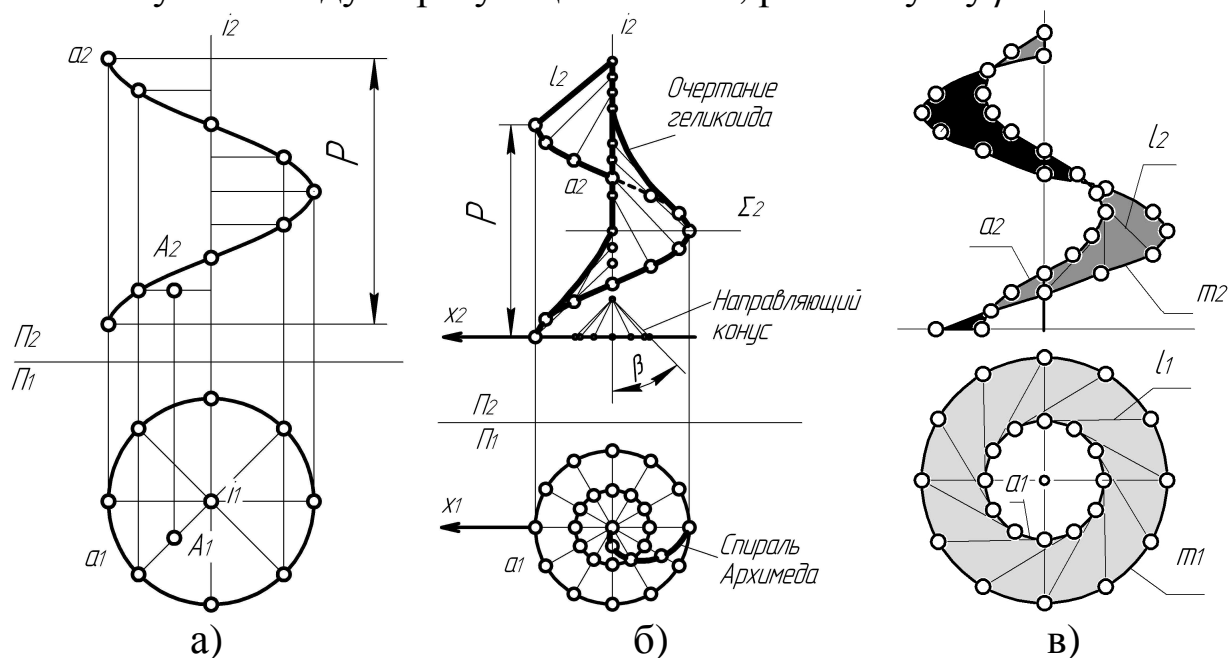


Рисунок 3 – Винтовые поверхности

На рисунке показано построение каркаса образующих наклонного геликоида $\Gamma(i, l, a)$. В сечении геликоида плоскостью Σ (Σ_2) перпендикулярной его оси (нормальное сечение) получается спираль Архимеда.

Прямые и наклонные геликоиды подразделяются на закрытые и открытые. Признаком для такого деления служат взаимное расположение оси геликоида и образующей. Если образующая и ось пересекаются, геликоид называют закрытым, если скрещиваются – открытым (рисунок 3,в).

Представителями открытых геликоидов являются Эвольвентный и Конволютный (рисунок 4).



а) Эвольвентный геликоид



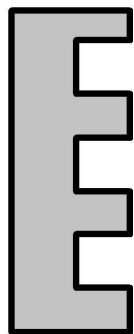
б) Конволютный геликоид

Рисунок 4 – Открытые геликоиды

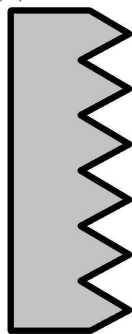
Эвольвентный геликоид образуется, когда образующая во всех своих положениях остается касательной к цилиндрической винтовой линии. Угол наклона образующей к горизонтальной плоскости Π_1 равен углу подъема винтовой линии.

Конволютный геликоид образуется, когда образующая скользит по винтовой линии, оставаясь касательной к цилиндру. Угол наклона образующей к горизонтальной плоскости Π_1 не равен углу подъема винтовой линии.

Благодаря тому, что при винтовом перемещении поверхность скользит вдоль самой себя, рассмотренные винтовые поверхности заняли почетное место в машиностроении: винты, шнеки, сверла, пружины, поверхности лопаток турбин и вентиляторов, рабочие органы судовых движителей, конструкции винтовых линий и др. На рисунке 5 показаны различные профили винтов. Винт прямоугольного профиля (а) ограничен двумя цилиндрическими поверхностями и двумя прямыми геликоидами, треугольного (б) – двумя наклонными геликоидами и, наконец, упорного (в) – цилиндрического поверхностного, ограниченного прямым геликоидом и наклонным геликоидом.



а)



б)



в)

Рисунок 5 – Профили винтов

Учебно-методическое издание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

МАТЕРИАЛЫ ЧЕТВЕРТОЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

Подписано в печать 30.11.10г.

Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,56. Уч.-изд. л. 4,85. Тираж 150 экз. Заказ №946.

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Типография СибГИУ