

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ. ЧАСТЬ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ



Владимир Михайлович Третьяков, Ковровская государственная технологическая академия имени Дегтярева, Россия, г. Ковров
Тел.: (49232) 4-20-33, E-mail: tret'yakov.kovrov@list.ru

Аннотация

Технологичность и эффективность эксплуатации изделий зависят от совершенства их конструкций. Конструкция во многом предопределяется методами конструирования. Для решения задач конструирования предлагаются три основных инструмента: матрицы подвижностей, узлы сопряжения и модели промежутков между составными частями изделия. По мнению автора, эти инструменты позволят приблизиться к решению задачи формализации процесса «придумывания» конструкций. Применение предложенных инструментов иллюстрируется на примере разработки принципов действия винтовых механизмов.

Ключевые слова: конструирование, узел сопряжения составной части, матрица подвижностей, структурная модель, геометрический элемент составной части, фрагмент геометрического тела составной части, модель промежутка между составными частями.

Введение

Эффективному управлению развитием конструкций изделий машиностроения мешает непрерывно растущее разнообразие их составных частей [1]. Для повышения эффективности отечественного машиностроения и осуществления его цифровизации необходимо перейти от процесса конструирования в виде «придумывания» конструкции, к формализованному процессу. В данной работе для решения задач конструирования предлагается три

инструмента: матрицы подвижностей, узлы сопряжения составных частей (СЧ), и модели промежутков между СЧ изделия. По мнению автора, эти инструменты позволят приблизиться к решению задачи формализации процесса разработки конструкции. Первый этап процесса разработки изделия заключается в определении его принципа действия. Для механизмов и машин принцип действия принято оформлять в виде кинематической схемы. Для ее разработки используются матрицы подвижностей и структурные модели, учитывающие узлы сопряжения СЧ.

Материалы и методы

Основные инструменты конструирования

1. *Матрицы подвижностей, структурные уравнения* в алгебраической и матричной форме:

Структурное уравнение в матричной форме, приведенное в [2], имеет вид:

$$WQ_m = W_{m-1} + W_{M(m-1)}^u + H_{\Sigma m} - W_{Mm}^u - W_{Mm} - F, \quad (1.1)$$

где WQ_m – матрица структурных свойств (подвижностей и избыточных связей) кинематической цепи, полученной формированием m -го замкнутого контура, она содержит описание подвижностей всего механизма, полученного замыканием всех контуров начиная с первого, включая контур с номером m , и избыточных связей, возникших только в контуре под номером m ;

W_{m-1} – матрица общих подвижностей начального механизма, входящего в замкнутый контур под номером m , которая содержит подвижности всего начального механизма, полученного замыканием всех контуров начиная с первого, включая и контур с номером $(m - 1)$;

$H_{\Sigma m} = \sum_{i=1}^{p^m} H_i$ – суммарная матрица подвижностей в кинематических парах, образованных вновь введенными составными частями (СЧ) при формировании замкнутого контура под номером m ;

$$H_i = \begin{bmatrix} t_x & r_x \\ t_y & r_y \\ t_z & r_z \end{bmatrix} - \text{матрица подвижностей } i \text{-ой кинематической пары,}$$

где t_x, t_y, t_z – переменные, равные 1 при наличии поступательных подвижностей (движений) вдоль осей X, Y, Z и 0 в противном случае;

r_x, r_y, r_z – переменные, принимающие значение 1 при наличии вращательных подвижностей (движений) вокруг осей X, Y, Z и значение 0 в противном случае;

p^m – число кинематических пар, образованных вновь введенными СЧ при формировании замкнутого контура под номером m ;

n_m - число подвижных СЧ вновь введенных при формировании m -го замкнутого контура механизма;

$$F = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{vmatrix} - \text{единичная матрица свободного замыкания контура}$$

(матрица подвижностей свободного твердого тела).

Более подробная информация о матрицах подвижностей и их использовании приведена в [2].

2. Узлы сопряжения СЧ и производные от них. Узел сопряжения - совокупность фрагментов (точек, линий, поверхностей) СЧ, используемых для обмена материальными потоками с другим объектом при заданном их относительном положении; геометрический элемент (ГЭ) составной части - геометрическое место всех положений узла сопряжения на ее поверхности, структурные модели СЧ, учитывающие узлы сопряжения. На рис. 1.1 справа приведена структурная схема винтового механизма (см. [3]) с обозначениями исполнений (охватываемое «-», охватывающее «+») узлов сопряжения. Здесь h, p, r - обозначение винтовой, поступательной и вращательной кинематических пар. Эта структурная модель легко трансформируется в более простую путем слияния вершин, соответствующих узлам сопряжения одной СЧ, в одну вершину, представляющую в модели данную СЧ (модель расположена слева на рис. 1.1). Более подробная информация об узлах сопряжения и их использовании приведена в [4]. В обозначении узлов первый индекс указывает номер СЧ, которой принадлежит узел сопряжения. Вторым индексом - номер СЧ, с которой сопрягается узел, или номер узла в структуре узлов СЧ, которой он принадлежит. Первый вариант обозначения облегчает составление структурных схем и уравнений соединения узлов сопряжения. Для механизма, показанного на рисунке уравнения соединений имеют вид: $a_{01} + a_{10} = 0$, $a_{12} + a_{21} = 0$, $a_{20} + a_{02} = 0$.



Рис. 1.1. Структурные модели винтового механизма

ГЭ отличаются формой и размерами, которые зависят от геометрических характеристик узлов сопряжения, относительного

перемещения СЧ, а также от величины перемещения узла сопряжения по телу СЧ. На рис. 1.2 показано условное изображение вариантов исполнений («охватываемое» и «охватывающее») ГЭ составных частей, образующих винтовую пару. Они представляют собой винтовые поверхности. У узла сопряжения и образованного им ГЭ исполнения («охватывающее» или «охватываемое») одинаковы. Штриховка показывает с какой стороны от ГЭ располагается тело СЧ. Один вариант соответствует случаю, когда узел сопряжения и ГЭ совпадают, например, при отсутствии перемещения узла сопряжения по СЧ. Вторым вариантом, когда ГЭ и узел отличаются, например, при наличии перемещения узла по СЧ. Будем использовать символ l - для обозначения исполнения ГЭ, которое получено перемещением сформировавшегося его узла сопряжения по СЧ и это перемещение увеличивает размеры ГЭ по сравнению с размерами узла (hl , $-hl$ на рис. 1.2). Если движение узла сопряжения по ГЭ отсутствует или оно не отражается на геометрических параметрах последнего, то будем использовать символ s , например, hs , $-hs$ (рис. 1.2).

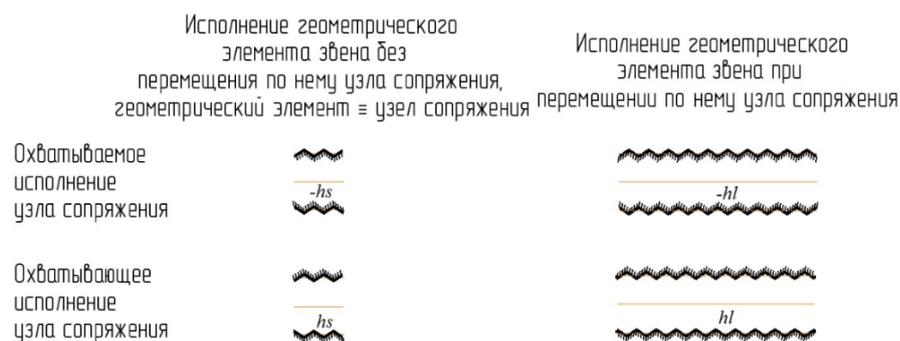


Рис. 1.2. Варианты исполнений резьбовых ГЭ

В реальной конструкции ГЭ является частью определенного *фрагмента геометрического тела СЧ*. Толщина фрагмента должна быть достаточной для обеспечения требуемой прочности и жесткости создаваемого соединения. С другой стороны, между данным фрагментом геометрического тела СЧ и элементами конструктивного контекста, в котором она находится, должны быть не нулевые промежутки. Возникает необходимость иметь *модели промежутков* между СЧ [5]. Сам ГЭ должен находиться в непосредственном контакте с ГЭ другой СЧ через их узлы сопряжения.

На рис. 1.3 показаны узлы сопряжения и полученные на их основе ГЭ ($-hs$, hs , $-hl$, hl), а также фрагменты геометрических тел СЧ для создания винтовых кинематических пар. Там же приведены модели промежутков, обеспечивающие отсутствие прямого контакта нерабочих поверхностей фрагментов геометрических тел с объектами окружающей среды. Не «закрытым» промежутками остается только сам ГЭ. В силу того, что в винтовой паре СЧ являются симметричными относительно оси вращения, на

рисунке показаны только те части узлов сопряжения, ГЭ, фрагментов геометрических тел и моделей промежутков, которые расположены выше оси вращения.

В одномерном пространстве, в котором рассматривается движение винтовых механизмов, размеры ГЭ вдоль оси X учтены их исполнениями

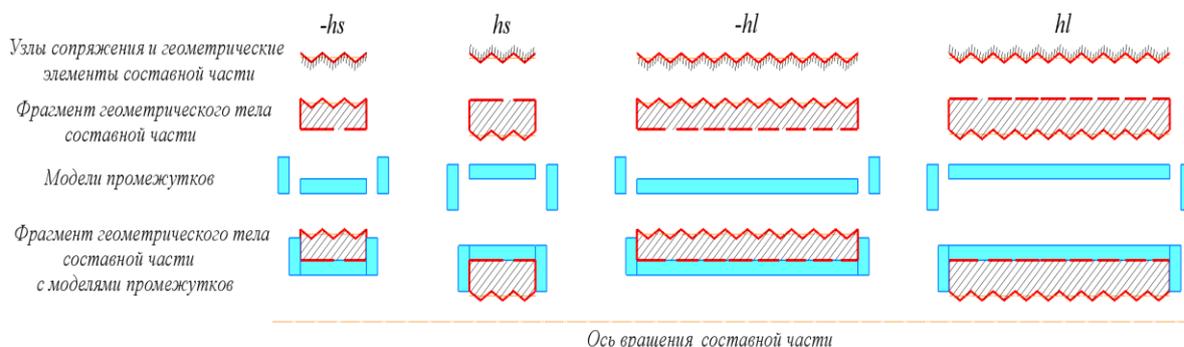


Рис. 1.3

вида l и s . Рассматривая расположение (координаты) узлов сопряжения и ГЭ вдоль оси X (рис. 1.1), будем учитывать два основных варианта их относительного положения на СЧ: первый – проекции ГЭ на ось X пересекаются (в том числе, одна внутри другой), второй - проекции ГЭ на ось не пересекаются (в том числе, рядом друг с другом). Примеры двух вариантов размещения резьбовых ГЭ на СЧ приведены на рис. 1.4.

Основные параметры геометрии узлов сопряжения (ГЭ). Для ГЭ и формирующего его узла сопряжения

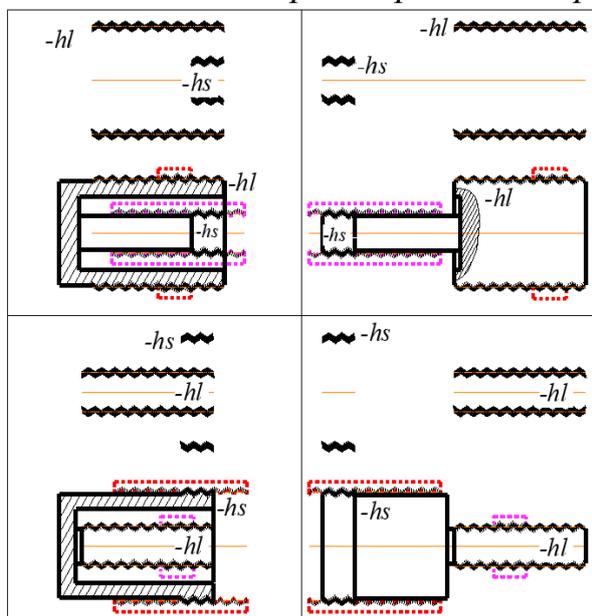


Рис. 1.4. ГЭ и их положение на СЧ

и формирующего его узла сопряжения a_{ij} , введем основной параметр геометрии D_{ij} , влияющий на его размеры и, как следствие, на размещение ГЭ на СЧ. В качестве примеров таких параметров могут служить средний диаметр резьбы, диаметр вала и т.п.

Для СЧ, содержащих два ГЭ в направлении перпендикулярном оси X будем учитывать два варианта соотношения основных параметров геометрии: для первого $D_{ij} > D_{ik}$, для второго $D_{ij} < D_{ik}$. Они показаны на рис. 1.4 как в виде отдельных ГЭ, так и ГЭ в составе СЧ. На рисунках

штриховыми линиями показаны элементы конструктивного контекста: ГЭ внешних СЧ.

Результаты

Применим указанные инструменты для поиска вариантов принципа действия винтовых механизмов, предназначенных для преобразования винтового, вращательного и поступательного движений. На рис. 1.1 приведена схема механизма, наиболее часто используемого для преобразования вращательного движения в поступательное.

Определение принципов действия

Механизм, показанный на рис. 1.1, функционирует, по терминологии А.И. Смелягина [6], в одномерном $M = 1$ двух подвижном $P = 2$ пространстве. Поэтому в используемых ниже матрицах подвижностей его кинематических пар две нижних строки не заполняются. Далее матрица подвижностей кинематической пары будет иметь вид: $H = |t_x \ r_x|$.

В механизмах подобного вида могут использоваться одноподвижные кинематические пары трех видов: винтовая (h), поступательная (p) и вращательная (r). Их матрицы подвижностей:

$$\begin{aligned} H_h &= |t_x \ r_x = \neg t_x| \vee |t_x = \neg r_x \ r_x| = |1 \ 0| \vee |0 \ 1|, \\ H_p &= |1 \ 0|, H_r = |0 \ 1|. \end{aligned} \quad (1.2)$$

Одноподвижная винтовая кинематическая пар B , связывающая винт 1 и гайку 2, является основной в процессе преобразования входного вращательного движения в выходное поступательное. Возникает вопрос какую составляющую винтового движения (вращательную или поступательную) выбрать в качестве ее подвижности. Даже в случае, представленном на рис. 1.1, выбор не очевиден. При наличии нескольких винтовых пар ситуация еще более сложная. Поэтому при синтезе принципов действия винтовых механизмов, желательно обойтись без назначения конкретных подвижностей винтовым парам.

Применим алгебраическое структурное уравнение $w = 2n - p_1$ [6] для определения подвижностей винтовых механизмов. Механизмы данного вида содержат два подвижных звена $n = 2$ и три одноподвижные кинематические пары, накладывающие одну связь на соединяемые звенья, $p_1 = 3$: $w = 2n - p_1 = 2 \cdot 2 - 3 = 1$. Имея одну общую подвижность данный механизм не должен содержать местных подвижностей звеньев. Если местные подвижности появляются, то вместе с ними появляются и избыточные связи в том же количестве. В создаваемых конструкциях трехзвенных механизмов местные подвижности и избыточные связи должны отсутствовать.

При определении местной подвижности звена предполагаем, что все связанные с ним звенья неподвижны и считаем их единой стойкой (рис. 1.5).

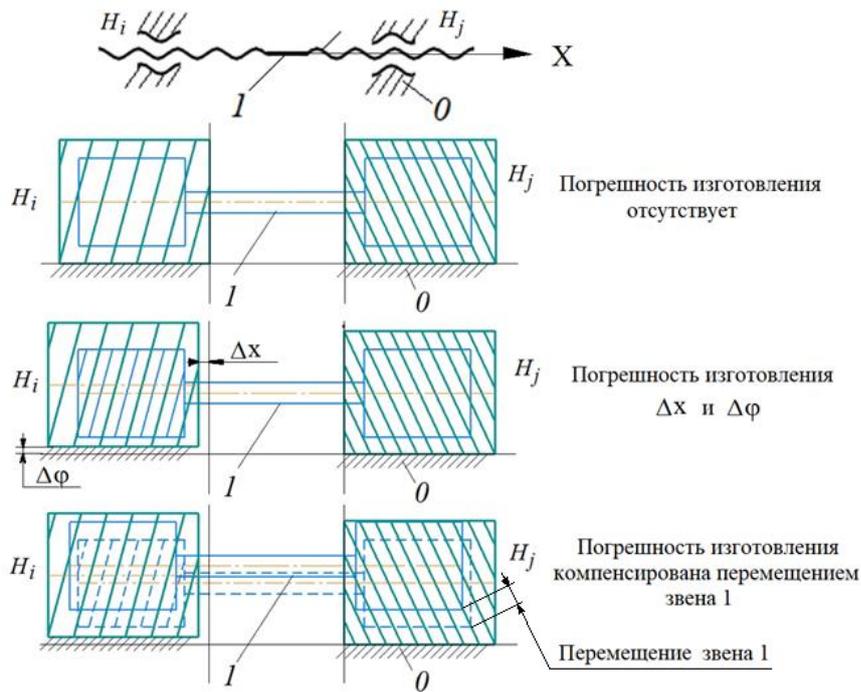


Рис. 1.5. Звено с винтовыми парами $(h; h)$, представленными в виде развертки

Матрицу местных подвижностей двупарного звена получим по формуле (1.1): $W_M = H_i + H_j - F$. Варианты двупарных звеньев определяются видами используемых кинематических пар. В таблице 1.1 их девять. Если обе кинематические пары H_i и H_j вращательные, то: $W_M = |0 \ 1| + |0 \ 1| - |1 \ 1| = |-1 \ 1|$. Полученный результат показывает, что в этом случае имеется избыточная связь: отсутствует поступательное движение вдоль оси X . Устранить ее можно заменив одну вращательную кинематическую пару на поступательную. Для двух поступательных пар избыточная связь вызвана отсутствием вращательной подвижности вокруг оси X . Устраняется она аналогично.

Если обе кинематические пары винтовые и углы наклона резьбы винтовых пар H_i и H_j не равны, то конструкция подвижностей не имеет, а также не имеет и избыточных связей. На рис. 1.5 показано, как за счет смещения звена 1 вдоль резьбы компенсируются погрешности изготовления. Избыточная связь будет иметь место только при равенстве углов наклона винтовых линий и одинаковом направлении резьбы.

В таблице 1.1 приведены структурные свойства двупарных звеньев с разными наборами кинематических пар. Для вариантов конструкций с номерами 3 – 6 местные подвижности и избыточные связи отсутствуют. Для двупарных звеньев обе кинематические пары должны быть винтовыми или различного вида. В этом случае для них выполняется соотношение:

$H_i + H_j - F = |0 \ 0|$. Данное условие будем использовать при синтезе вариантов кинематических схем винтовых механизмов.

Структурные свойства конструкции по рис. 1.1 определяется по формуле (1.1): $WQ = H_A + H_B + H_C - F$. Звено 1 образует кинематические пары A и B . Для него представим это уравнение в виде $WQ = (H_A + H_B - F) + H_C$. Для звена 2: $WQ = H_A + (H_B + H_C - F)$. В обоих случаях выражения в скобках равны $|0 \ 0|$. Отсутствие действий с матрицами позволяет не назначать конкретные подвижности винтовым парам, а подвижность механизма определяется подвижностью либо входной, либо выходной пары.

Таблица 1.1. Матрицы структурных свойств двухпарных звеньев

№	Наименования кинематических пар устройства	Матрицы			Зависимости для дальнейшего использования
		Кинематической пары H_i	Кинематической пары H_j	Структурных свойств	
1	Обе вращательные ($r; r$)	$ 0 \ 1 $	$ 0 \ 1 $	$ -1 \ 1 $	-
2	Обе поступательные ($p; p$)	$ 1 \ 0 $	$ 1 \ 0 $	$ 1 \ -1 $	-
3	Поступательная и вращательная ($p; r$), ($r; p$)	$ 1 \ 0 $	$ 0 \ 1 $	$ 0 \ 0 $	$H_p + H_r - F = 0 \ 0 $
4	Обе винтовые ($h; h$),	$ t_{Ax} = -r_{Ax} \ r_{Ax} $	$ t_{Bx} = -r_{Bx} \ r_{Bx} $	$ 0 \ 0 $	$H_h + H_h - F = 0 \ 0 $
5	Вращательная и винтовая ($r; h$), ($h; r$),	$ 0 \ 1 $	$ t_{Bx} = -r_{Bx} \ r_{Bx} $	$ 0 \ 0 $	$H_r + H_h - F = 0 \ 0 $
6	Поступательная и винтовая ($p; h$), ($h; p$)	$ 1 \ 0 $	$ t_{Bx} = -r_{Bx} \ r_{Bx} $	$ 0 \ 0 $	$H_p + H_h - F = 0 \ 0 $

Для определения вариантов принципов действия формируется таблица 1.2. В первом ее столбце указаны кинематические пары звена 1. Первый элемент, расположенный в скобках, соответствует паре A , второй – паре B . В третьей строке приведены виды кинематических пар звена 2. Первый элемент в скобках показывает вид кинематической пары B , второй – вид кинематической пары C .

В таблице 1.2 единицами отмечены пары звеньев, которые позволяют получить кинематическую цепь без местных подвижностей и избыточных связей. Последнее обеспечено использованием звеньев, с кинематическими парами под номерами 3 – 6 из таблицы 1.1. Отбор вариантов осуществляется на основе следующих условий. У пары звеньев, определяющих ячейку с единицей: 1) хотя бы одно звено образует, по крайней мере, одну винтовую кинематическую пару; 2) последний элемент набора кинематических пар, указанного в столбце 1, тождественен первому элементу набора, указанному в 3-ей строке, так как речь идет об одной и той же кинематической паре B .

Таблица 1.2. Пары звеньев для трехзвенных винтовых механизмов

Кинем. пары (A; B) звена 1	Кинематические пары (B; C) звена 2 по таблице 1.1							Сумма
	3	3	4	5	5	6	6	
	(p; r)	(r; p)	(h; h)	(r; h)	(h; r)	(p; h)	(h; p)	
(p; r)				<u>1</u>				<u>1</u>
(r; p)						1*		<u>1</u>
(h; h),			<u>1</u>		<u>1</u>		1**	<u>3</u>
(r; h)			<u>1</u>		<u>1</u>		<u>1</u>	<u>3</u>
(h; r)		<u>1</u>		<u>1</u>				<u>2</u>
(p; h)			1**		<u>1</u>		<u>1</u>	<u>3</u>
(h; p)	1*					<u>1</u>		<u>2</u>
Сумма	1	1	3	2	3	2	3	15

В таблице 1.3 приведены подвижности кинематических пар, параметры звеньев и кинематические характеристики устройств, построенных на основе пар звеньев, отмеченных пятнадцатью единицами таблицы 1.2. Формула (a) заимствована из справочного пособия [3]. Остальные формулы получены из нее с учетом параметров резьбы винтовых пар, приведенных в шестом столбце таблицы. В этих формулах h_A , h_B и h_C – шаги резьбы в винтовых парах пар A, B и C, которые имеют знак плюс в случае правой резьбы и знак минус для левой резьбы. Для вращательной кинематической пары используется параметр $h = 0$, для поступательной - $h \rightarrow \infty$.

В таблице 1.2 пары единиц идентичные по оформлению (звездочки, курсив, подчеркивание) показывают пары подвижных звеньев одного и того же обратимого механизма. В таблице 1.3 они выделены цветом и одинаковым номером.

Два варианта кинематических цепей, соответствующие номерам 9 и 10 в таблице 1.3, не осуществляют преобразования вида движения или его параметров, а только передают движение от входного звена к выходному. Они не соответствуют определению механизма, которое дает теория механизмов и машин. Эти замкнутые кинематические цепи теряют подвижность при изменении неподвижного звена. Им соответствуют зачеркнутые единицы в таблице 1.2. Из этого следует, что правило отбора вариантов наборов кинематических пар двупарных звеньев простого винтового механизма, должно относиться ко всем его звеньям включая стойку: *все двупарные звенья не должны образовывать две поступательные или две вращательные кинематических пар*. Полученные результаты отличаются от данных работы [7], где речь идет о 17 вариантах механизмов.

Таблица 1.3.

№ цепи	Кин. пара звена 0		Кин. пара звена 0	Параметры звеньев и их движения		
	Кинематические пары звена 1		Кинематические пары звена 2			
	Входная кин. пара $H_A = W$	H_B	Выходная кин. пара $H_C = W$	Входное движение	Параметры кинематич. пар	Выходное движение
1	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq h_B \neq h_C \neq 0$	$\varphi_2 = \frac{(h_A - h_B)}{(h_C - h_B)} \varphi_1,$ $s_2 = \frac{h_C}{h_A} \frac{(h_A - h_B)}{(h_C - h_B)} s_1,$ $s_2 = h_C \frac{(h_A - h_B)}{(h_C - h_B)} \frac{\varphi_1}{2\pi} (a)$
2	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq 0, h_B \rightarrow \infty,$ $h_C \neq 0$	$\varphi_2 = \varphi_1, s_2 = \frac{h_C}{h_A} s_1,$ $s_2 = h_C \frac{\varphi_1}{2\pi}$
3	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 = 0,$ $s_1 \neq 0$	$h_A \rightarrow \infty,$ $h_B \neq h_C \neq 0$	$s_2 = \frac{h_C}{(h_C - h_B)} s_1,$ $\varphi_2 = \frac{2\pi}{h_C - h_B} s_1$
	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq h_B \neq 0,$ $h_C \rightarrow \infty$	$\varphi_2 = 0,$ $s_2 = (1 - \frac{h_B}{h_A}) s_1$
4	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq 0, h_B = 0,$ $h_C \neq 0$	$\varphi_2 = \frac{h_A}{h_C} \varphi_1,$ $s_2 = s_1$
5	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = 0$	$h_A = 0,$ $h_B \neq h_C \neq 0$	$\varphi_2 = \frac{(-h_B)}{(h_C - h_B)} \varphi_1,$ $s_2 = \frac{-h_C h_B}{(h_C - h_B)} \frac{\varphi_1}{2\pi}$
	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq h_B \neq 0,$ $h_C = 0$	$\varphi_2 = \frac{(h_A - h_B)}{(-h_B)} \varphi_1,$ $s_2 = 0$
6	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = 0$	$h_A = 0, h_B \rightarrow \infty,$ $h_C \neq 0,$	$\varphi_2 = 0,$ $s_2 = h_C \frac{\varphi_1}{2\pi}$
	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq 0, h_B \rightarrow \infty,$ $h_C = 0$	$\varphi_2 = \varphi_1,$ $s_2 = 0$
7	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 = 0,$ $s_1 \neq 0$	$h_A \rightarrow \infty, h_B \neq 0,$ $h_C = 0$	$\varphi_2 = \frac{-2\pi}{h_B} s_1,$ $s_2 = 0$
	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = 0$	$h_A = 0, h_B \neq 0,$ $h_C \rightarrow \infty$	$\varphi_2 = 0,$ $s_2 = -h_B \frac{\varphi_1}{2\pi}$
8	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Ax} & r_{Ax} \\ t_{Ax} & -r_{Ax} \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = h_A \frac{\varphi_1}{2\pi}$	$h_A \neq 0, h_B = 0,$ $h_C \rightarrow \infty$	$\varphi_2 = 0,$ $s_2 = s_1$
	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Cx} & r_{Cx} \\ t_{Cx} & -r_{Cx} \end{vmatrix}$	$\varphi_1 = 0,$ $s_1 \neq 0$	$h_A \rightarrow \infty, h_B = 0,$ $h_C \neq 0$	$\varphi_2 = \frac{2\pi}{h_C} s_1,$ $s_2 = s_1$
9	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_p = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 = 0,$ $s_1 \neq 0$	$h_A \rightarrow \infty, h_B \neq 0,$ $h_C \rightarrow \infty$	$\varphi_2 = 0,$ $s_2 = s_1$
10	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$H_h = \begin{vmatrix} t_{Bx} & r_{Bx} \\ t_{Bx} & -r_{Bx} \end{vmatrix}$	$H_r = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{vmatrix}$	$\varphi_1 \neq 0,$ $s_1 = 0$	$h_A = 0, h_B \neq 0,$ $h_C = 0$	$\varphi_2 = \varphi_1,$ $s_2 = 0$

Применим структурные уравнения и модели при модернизации телескопической винтовой передачи (рис. 1.6). Обозначим структурные свойства изделия-прототипа n_n, p_{1n}, w_n , а модернизированного изделия n_u, p_{1u}, w_u . Их структурные уравнения имеют вид: $w_n = 2n_n - p_{1n}$ и $w_u = 2n_u - p_{1u}$. Вычтем из первого второе:

$$w_n - w_u = 2n_n - 2n_u - p_{1n} + p_{1u}. \quad (1.3)$$

Обозначим: $\Delta w = w_n - w_u, \Delta n = n_n - n_u.$ (1.4)

Из (1.3) с учетом (1.4) найдем: $p_{1u} = p_{1n} + \Delta w - 2\Delta n.$ (1.5)

Последнюю формулу будем использовать для определения числа кинематических пар (связей) модернизированной конструкции.

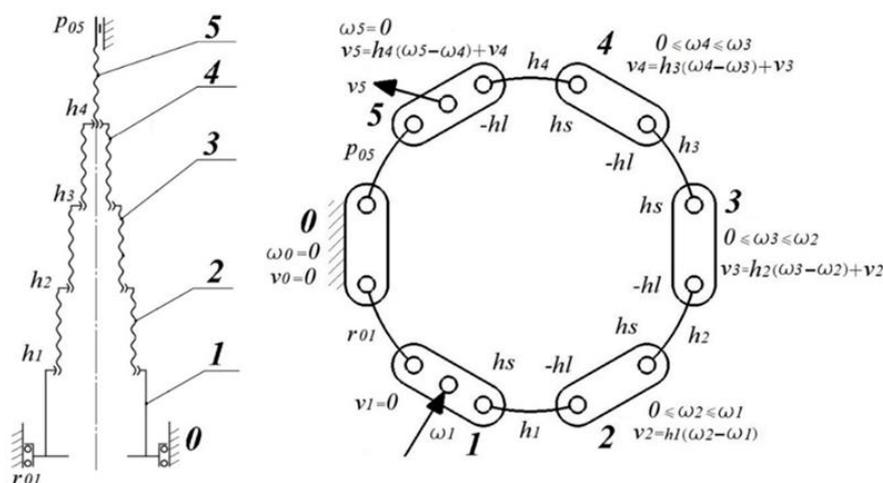


Рис. 1.6. Механизм, принятый за прототип

По формуле $w = 2n - p_1$ найдем подвижность механизма, изображенного на рис. 1.6: $n = 5, p_1 = 6$ и $w = 2 \cdot 5 - 6 = 4$.

Скорость v_5 поступательного перемещения выходного звена 5 зависит от скорости вращения ω_1 входного звена 1 и скоростей вращения остальных подвижных звеньев. Значение v_5 определим по формуле:

$$v_5 = -h_4\omega_4 + h_3(\omega_4 - \omega_3) + h_2(\omega_3 - \omega_2) + h_1(\omega_2 - \omega_1). \quad (1.6)$$

Двигатель задает только скорость $\omega_1 = \omega$ звена 1. Скорости вращения звеньев 2, 3 и 4 могут принимать разные значения в пределах, показанных на рис. 1.6. Если принять, что шаги резьбы одинаковы во всех винтовых парах и равны h_1 , то скорость поступательного движения звена 5 будет равна $v_5 = -h_1\omega$. При неравенстве шагов резьбы скорость выходного звена и момент движущих сил переменны. Это усложняет управление механизмом и снижает его надежность. Для устранения этих недостатков механизм должен иметь не 4 подвижности, а только одну. Считаем что число звеньев в новом одноподвижном механизме не изменится, поэтому $n_u = 5, w_u = 1$, а $\Delta w = 3, \Delta n = 0$. По (1.5) получим $p_{1u} = 6 + 3 - 2 \cdot 0 = 9$.

Чтобы получить одну подвижность в механизм-прототип необходимо ввести три новые кинематические пары (связи).

Выражение (1.6) показывает, что звенья с 2 по 5 движутся поступательно. Для их одновременного движения скорости вращения каждых двух звеньев, образующих винтовую кинематическую пару, должны отличаться. Для кинематической пары h_4 скорость 5 звена $\omega_5 = 0$, поэтому $\omega_4 \neq 0$. Для кинематической пары h_3 скорость 4 звена $\omega_4 \neq 0$, поэтому примем $\omega_3 = 0$. И так далее для 2 звена $\omega_2 \neq 0$, а для 1 звена примем $\omega_1 = 0$. Звенья 1 и 3 не должны иметь вращательного движения. Таким образом, звено 1 не вращается и не совершает поступательного движения, поэтому оно становится составной частью стойки (на рис. 1.7 такая схема, расположенная слева вверху). Движения звеньев 2 и 4 винтовые, а 3 и 5 поступательные. Подвижность такого механизма равна $n = 4$, $p_1 = 5$ и $w = 2 \cdot 4 - 5 = 3$. По формуле (1.5) легко убедиться, что для уменьшения его подвижности до одной единицы требуется ввести две связи (кинематические пары).

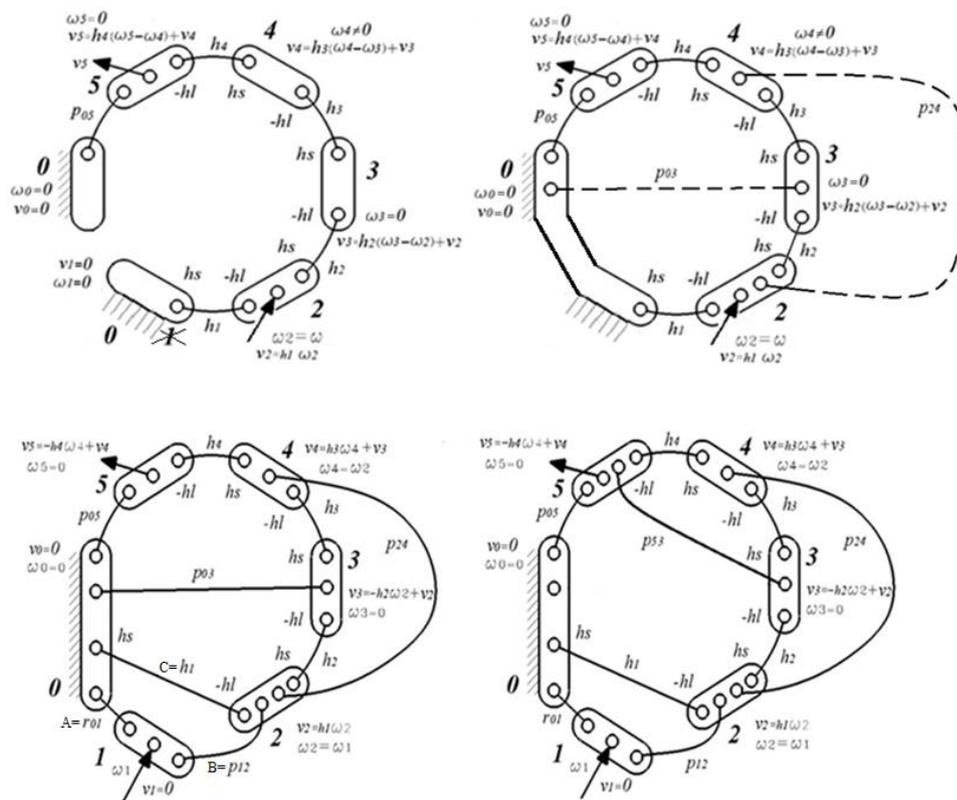


Рис. 1.7

Чтобы получить требуемые соотношения угловых скоростей звеньев ($\omega_2 = \omega_4 \neq 0$ и $\omega_3 = 0$), необходимо связать звено 3 со стойкой, а звено 4 с звеном 2. Требуемые связи показаны пунктиром на схеме справа в верхней части рис. 1.7. Звенья 2, 3, 4, 5 совершают поступательные перемещения друг относительно друга и относительно стойки, поэтому любые попарные

связи между ними, ограничивающие их относительные вращательные движения, должны допускать поступательные перемещения. Эти связи реализуются поступательными кинематическими парами. Для указанных звеньев это p_{03} и p_{24} . Для полученного варианта механизма формула для определения скорости выходного звена $v_5 = -h_4\omega_4 + h_3\omega_4 - h_2\omega_2 + h_1\omega_2$ получается из (1.6) при $\omega_1 = \omega_3 = 0$. Если $\omega_2 = \omega_4 = \omega$, шаги резьбы на всех звеньях одинаковы, а направления резьбы с четными и нечетными номерами противоположны, то скорость звена 5: $v_5 = -4h_1\omega$. Полученный результат показывает, что в этом случае все четыре винтовые пары работают одновременно. Полное перемещение выходного звена 5 обеспечивают поступательные перемещения звеньев 2, 3, 4 и 5.

Звено 2 совершает винтовое движение, а двигатель вращательное. В соответствии с таблицей 1.3 такое преобразование входного (вращательного) движения в выходное (винтовое) можно осуществить механизмами с номерами 5 и 6. Выбираем механизм с номером 6 так как он содержит только одну винтовую пару (вариант с номером 5 тоже возможен). На основании этого в схему механизма добавляем входное звено 1, связанное вращательной кинематической парой r_{01} со стойкой и поступательной p_{12} с звеном 2. Схема приведена слева внизу на рис. 1.7. Возможен второй вариант фиксации звена 3 от вращения - соединение его поступательной кинематической парой p_{53} с звеном 5. Вариант схемы приведен справа внизу на рис. 1.7.

На рис. 1.8 показан возможный вариант конструкции, реализующей первый вариант структурной схемы модернизированного механизма. С учетом значительных относительных поступательных перемещений требуемые связи между звеньями 2 и 4, а также 3 и 0 реализуются с помощью дополнительных звеньев 6 и 7 через поступательные кинематические пары.

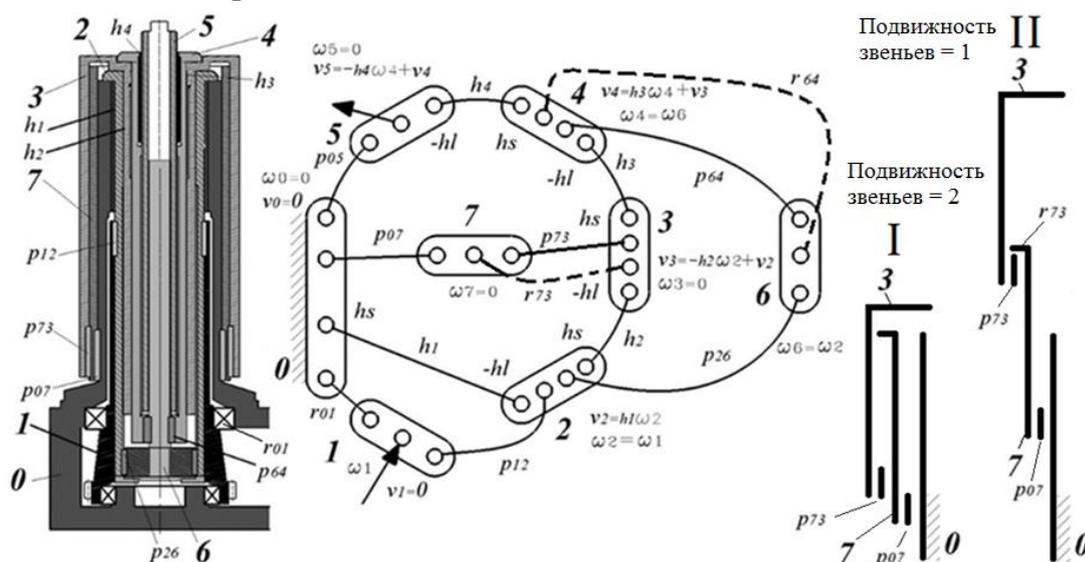


Рис. 1.8

Второй способ модернизации прототипа с целью уменьшения числа подвижностей заключается в разделении каждого из звеньев, совершающих винтовое движение, на два звена: винт и гайку. Винты совершают поступательное движение, гайки – вращательное со скоростью равной ω_1 . В модернизированном механизме будет на три звена больше, а подвижность его равна единице. Найдем необходимое число связей в новом варианте механизма: $n_n = 5$, $p_{1n} = 6$, $w_n = 4$. $n_{и} = 8$, $w_{и} = 1$, а $\Delta w = 3$, $\Delta n = -3$ и по (1.5) получим $p_{1и} = p_{1n} + \Delta w - 2\Delta n = 6 + 3 - 2 \cdot (-3) = 15$. Структурная модель механизма и его конструктивная схема приведены на рис. 1.9. Винты дополнительно попарно связаны тремя поступательными кинематическими парами. И гайки тоже. Винт и гайка каждого разделенного двупарного звена (а их три) связаны вращательными кинематическими парами.

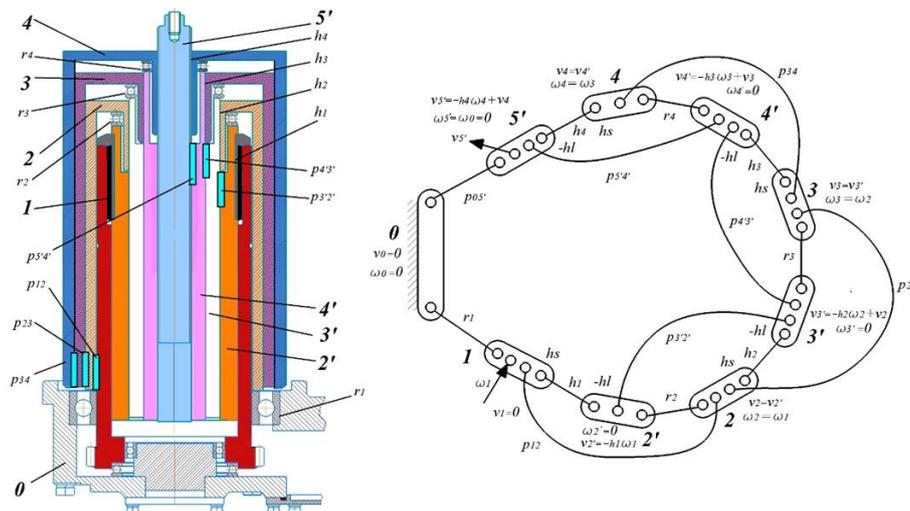


Рис. 1.9

Выводы

1. Узел сопряжения - базовое конструкторское понятие. Узлы сопряжения могут быть применены в структурных моделях на любом уровне разукрупнения изделия.
2. Матрицы подвижностей и структурные уравнения позволяют определить принципы действия механизма и их возможные модификации, а также минимальное число СЧ и виды их соединений.
3. При совместном использовании узлы сопряжения и матрицы подвижностей позволяют сформировать геометрические элементы, являющиеся главной составляющей конструкции СЧ [8].
4. Структурная модель, учитывающая узлы сопряжения, трансформируется в более простую путем слияния вершин, соответствующих узлам сопряжения одной СЧ, в одну вершину, представляющую в модели

данную СЧ. Это позволяет применять, например, при поиске вариантов процессов сборки уже разработанные методы [9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Базров Б.М. Описание изделия структурированным множеством модулей / Б. М. Базров, М. Л. Хейфец // Инновации в машиностроении: Сборник трудов X Международной научно-практической конференция, Кемерово, 26–29 ноября 2019 года / Под редакцией В.Ю. Блюменштейна. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2019. – С. 35-40. – EDN ESSQGW.
- [2] Третьяков В.М. Матричный метод структурного анализа и синтеза механизмов // Современное машиностроение: Наука и образование. 2022. №11. С. 137- 150.
- [3] Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: Справочное пособие. В 7 томах. Т.III. Рычажно-кулачковые, – 2-е изд., переработанное. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 416 с.
- [4] Третьяков В. М. Применение узлов сопряжения при проектировании изделий / В.М. Третьяков // Современное машиностроение: Наука и образование. - 2014.- №4. - С. 443- 453. EDN SMNKLZ.
- [5] Третьяков В.М. Способ моделирования многокомпонентных изделий в компьютерных системах двух- и трехмерного проектирования. Патент на изобретение №2622211 заявитель и патентообладатель АО «ВНИИ «Сигнал» - №2014125774; заявл. 25.06.2014; опубл. 13.06.2017, Бюл. №17.
- [6] Смелягин А.И. Структура механизмов и машин: Учеб. Пособие: - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. -308 с.
- [7] Гнездилов В.К., Дворников Л.Т. Анализ полного многообразия пространственных винтовых механизмов // Международный журнал экспериментального образования. 2010. №8. С.141-142.
- [8] Третьяков В.М. Формирование простых кинематических пар на основе узла сопряжения «точка» // Теория механизмов и машин. 2015, №2, том 13, С.46-61.
- [9] Божко, А. Н. Оптимизация стратегии геометрического анализа в автоматизированных системах проектирования / А. Н. Божко, В. Э. Ливанцов // Компьютерные исследования и моделирование. – 2024. – Т. 16, № 4. – С. 825-840. – DOI 10.20537/2076-7633-2024-16-4-825-840. – EDN BOZFWJ.

ENGINEERING PRODUCT DESIGN. PART 1. DEFINITION OF THE PRINCIPLE OF OPERATION

V.A. Degtyarev Kovrov State Technological Academy, Russia

Abstract

The manufacturability and operational efficiency of products depend on the perfection of their designs. The design is largely determined by the design methods. To solve the design problems, three main tools are offered: mobility matrices, coupling nodes and gaps between the components of the product. According to the author, these tools will allow us to get closer to solving the problem of formalizing the process of "inventing" constructions. The application of the proposed tools is illustrated by the example of the development of the principles of operation of screw mechanisms.

Keywords: construction, coupling node, mobility matrix, structural model, geometric element, fragment of the geometric body of the component, model of the gap between the components.

REFERENCES

- [1] Bazrov B.M. Description of the product by a structured set of modules / B.M. Bazrov, M.L. Heifetz // Innovations in mechanical engineering: Proceedings of the X International Scientific and Practical Conference, Kemerovo, November 26-29, 2019 / Edited by V.Y. Blumenstein. - Kemerovo: Kuzbass State Technical University named after T.F. Gorbachev, 2019. - pp. 35-40. - EDN ESSQGW. (rus.).
- [2] Tretyakov, V.M. Matrix method of structural analysis and synthesis of mechanisms (in Russian) // Modern Engineering: Science and Education. 2022. №11. pp. 137- 150. (rus.).
- [3] Artobolevskiy I.I. Mechanisms in modern engineering: Reference manual. In 7 volumes. T.III. Lever-cam, - 2nd edition, revised. - Moscow: Nauka. Main Editorial Office of Physical and Mathematical Literature, 1979. - 416 p. (rus.).
- [4] Tretyakov, V. M. Application of mating nodes in product design / V. M. Tretyakov // Modern Engineering: Science and Education. -2014.- №4. - pp. 443- 453. EDN SMNKLZ. (rus.).
- [5] Tretyakov V.M. Method of modeling multi-component products in computer systems of two- and three-dimensional design. Patent for invention №2622211 applicant and patentee JSC "VNII 'Signal' - №2014125774; applied. 25.06.2014; published 13.06.2017, Bulletin No. 17. (rus.).

- [6] Smelyagin A.I. Structure of mechanisms and machines: Textbook: - Novosibirsk: Izd-v. NSTU, 2002. 308 p. (rus.).
- [7] Gnezdilov, V.K.; Dvornikov, L.T. Analysis of the complete variety of spatial screw mechanisms // International Journal of Experimental Education. 2010. №8. pp. 141-142. (rus.).
- [8] Tretyakov, V.M. Formation of the simple kinematic pairs on the basis of the conjugation node “point” // Theory of mechanisms and machines. 2015, No. 2, Vol. 13, pp. 46-61. (rus.).
- [9] Bozhko, A. N. Optimization of the geometrical analysis strategy in the automated design systems / A. N. Bozhko, V. E. Livantsov // Computer research and modeling. - 2024. - T. 16, № 4. - pp. 825-840. - DOI 10.20537/2076-7633-2024-16-4-825-840. - EDN BOZFW. (rus.).