

**ИССЛЕДОВАНИЕ САМОУСТАНОВЛИВАЕМОСТИ ПЛАНЕТАРНОЙ  
МУФТЫ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВОГО КРАНА  
ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 500 т.**

**Оглоблин А. В.**

**Научные руководители: канд. техн. наук Абазин Д. Д.,**

**канд. техн. наук Москвичева Л. Ф.**

***Сибирский Федеральный университет***

Нарушение нормальных режимов работы привода механизма подъема мостового крана обусловило необходимость детального анализа работоспособности планетарной муфты, встроенной в цилиндрический пятиступенчатый редуктор (рис. 1).

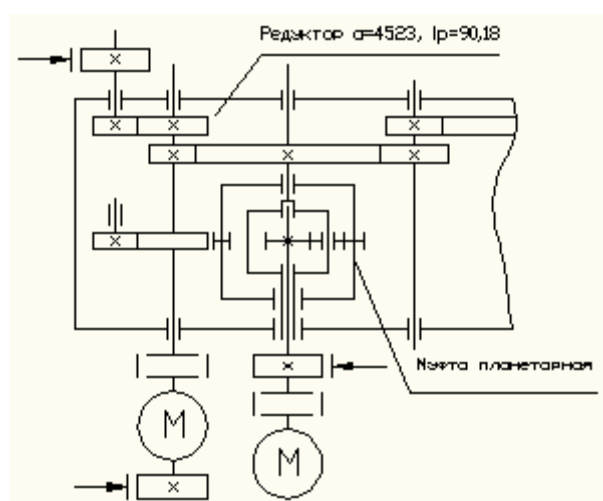


Рис. 1. Редуктор механизма подъема с встроенной планетарной муфтой

Рациональность конструирования проектируемого механизма состоит в использовании статически определяемых систем, что позволяет расширить допуски на изготовление, упростить конструкцию механизма, уровнять потоки энергии в симметричных ветвях, а, следовательно, повысить нагрузочную способность и КПД.

Если проследить процесс самоустановки звеньев планетарного ряда муфты под действием внешней силы  $F$  (рис. 2а), при неподвижном водиле, при наличии кинематических пар 2 и 3 класса, становится ясно, что самоустановка вызывает деформацию звеньев и неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и высоте зубьев. Сателлиты могут устанавливаться на подшипниках 5-ого класса (рис. 2а) или на сферических подшипниках 3 класса (рис. 2б).

Задача в нашем конкретном случае состоит, в поиске такой статически определяемой системы, в которой бы не были нарушены функциональные качества и многопоточность энергии в планетарном ряде. Для исследования структуры планетарной муфты (рис 2а,б) используем известные в теории механизмов и машин структурную формулу А.П. Малышева по определению избыточных связей  $q$ :

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1, \quad (1)$$

где  $W$  – подвижность механизма;

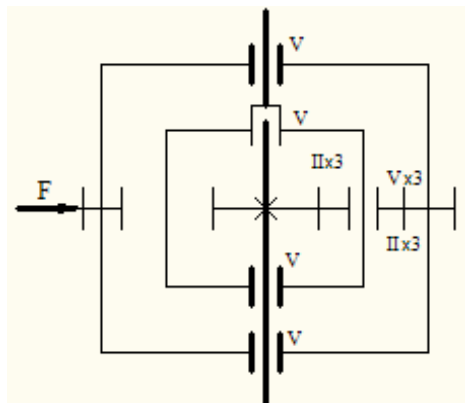
$n$  – число подвижных звеньев;

$P_1, P_2, \dots, P_5$  – кинематические пары первого, второго и т. д. до пятого класса.

Избыточные, вредные пассивные связи приводят к дополнительным деформациям и потерям энергии при работе механизма. Уменьшить их число в схеме механизма можно:

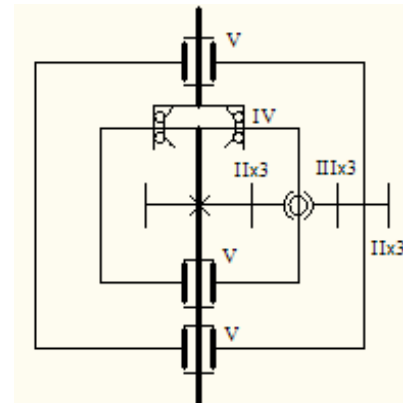
- исключением отдельных кинематических пар;
- заменой пар с большим числом связей парами с меньшим числом связей, т.е. заменой низших кинематических пар – высшими;
- введением в кинематическую цепь дополнительных подвижных звеньев.

Ниже проведено сравнение двух вариантов однорядного блока, состоящего из центрального «солнечного» колеса, венца – «короны» и трех спутников с их подшипниками. Тогда по формуле (1) для 1-ого варианта планетарного и дифференциального ряда получаем  $q=18$  и  $q=13$  (рис 2а), для 2-ого варианта получим соответственно  $q=11$ ,  $q=6$  (рис 2б).



	w	n	P5	P4	P3	P2	P1	q
Пл	1	5	7	0	0	6	0	18
Д	2	6	7	0	0	6	0	13

а)

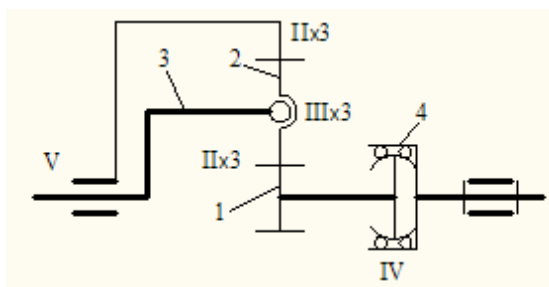


	w	n	P5	P4	P3	P2	P1	q
Пл	1	5	3	1	3	6	0	11
Д	2	6	3	1	3	6	0	6

б)

Рис. 2. Кинематические схемы и сравнительный анализ исходной (а) и предлагаемой (б) муфты

Более рациональный вариант кинематической цепи показан на рис. 3. В данной схеме введено дополнительное подвижное звено 4.



	w	n	P5	P4	P3	P2	q
Пл	1	6	2	1	3	6	0
Д	2	7	3	1	3	6	0

Рис. 3. Кинематическая схема планетарной муфты с подвижным звеном

По формуле (1) в схеме, представленной на рис. 3, отсутствуют избыточные связи для планетарной и дифференциальной муфт.

Чтобы разобраться в радиальных подвижностях звеньев на рис. 2а, рассмотрим скорости при неподвижном водиле и радиальном перемещении короны (венца) со скоростью изображенной вектором  $\overline{PC}$  (рис. 4).

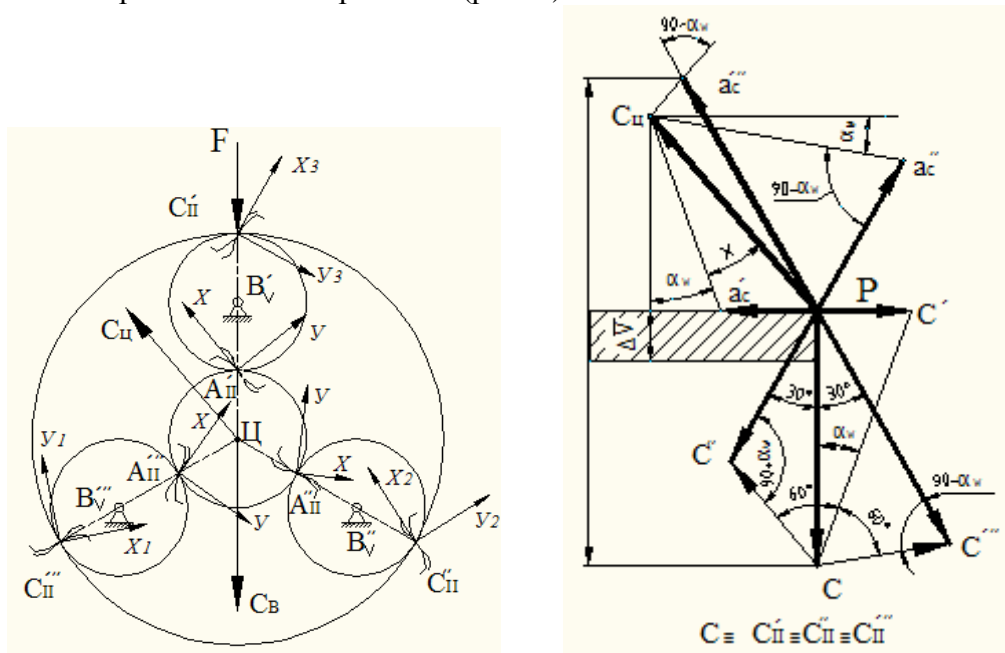


Рис. 4. План скоростей (перемещений) планетарного ряда

Под действием силы  $\overline{F}$  эту скорость получают и точки венца  $C'$ ,  $C''$ ,  $C'''$ . Скорости перемещения совпадающих с ними сателлитов, изображенные векторами  $\overline{PC}'$ ,  $\overline{PC}''$ ,  $\overline{PC}'''$ , будут направлены перпендикулярно радиусам  $B'_V C'$ ,  $B''_V C''$ ,  $B'''_V C'''$ , (рис. 4). Т.е. абсолютные скорости (перемещения) точек сателлитов равны:

$$\left. \begin{aligned} \overline{V}_{C'} &= \overline{V}_C + \overline{V}_{C'C} \\ \overline{V}_{C''} &= \overline{V}_C + \overline{V}_{C''C} \\ \overline{V}_{C'''} &= \overline{V}_C + \overline{V}_{C'''C} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где.  $\overline{V}_C \parallel \overline{F}$ ,  $\overline{V}_{C'C} \parallel \overline{C'X}_3$ ,  $\overline{V}_{C''C} \parallel \overline{C''X}_2$ ,  $\overline{V}_{C'''C} \parallel \overline{C'''X}_1$ .

При графическом решении системы (3) треугольники скоростей замыкаются линиями, изображающими скорости скольжения зубьев и направленными по осям координат  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$  касательно к их профилям. Скорость точки  $A'_II$  сателлита будет направлена противоположно скорости точки  $C'_II$  (вследствие равных радиусов). Поэтому  $Pa' = PC'$ ,  $Pa'' = PC''$ ,  $Pa''' = PC'''$ . Скорости точек  $A'$ ,  $A''$  и  $A'''$  центрального колеса найдем, проведя из точек  $a'$ ,  $a''$  и  $a'''$  направления скоростей скольжения зубьев, параллельные касательным к их профилям, эти вектора пересекаются в одной точке  $C_{II}$ . Следовательно, движение центрального колеса будет поступательным и определяется вектором  $\overline{PC}_{II}$ .

Определим величину и направление скорости центра солнечного колеса, обозначив угол  $\angle PC_{II} a' = x$ , имеем:

$$\text{Из } \triangle PC'C': \quad PC' = PC * \tan \alpha_w = Pa';$$

$$\text{Из } \Delta PCC'': \quad PC'' = PC \times \frac{\sin(60 - \alpha_w)}{\sin(90 + \alpha_w)} = Pa'';$$

$$\text{Из } \Delta PC_{II}a': \quad P_C C_{II} = \frac{\sin(90 + \alpha_w)}{\sin x} = PC \frac{\tan \alpha_w \times \sin(90 + \alpha_w)}{\sin x} = -PC \frac{\sin \alpha_w}{\sin x};$$

Из  $\Delta PC_{II}a''$ :

$$P_C C_{II}a'' = Pa'' \frac{\sin(90 - \alpha_w)}{\sin(60 - x)} = PC \frac{\sin(90 - \alpha_w) \times \sin(60 - \alpha_w)}{\sin(60 - x) \times \sin(90 + \alpha_w)} = -PC \frac{\sin(60 - \alpha_w)}{\sin(60 - x)}.$$

$$\text{Получим } P_C C_{II} = -PC \frac{\sin \alpha_w}{\sin x} = -PC \frac{\sin(60 - \alpha_w)}{\sin(60 - x)} \quad (4)$$

После преобразования имеем  $\sin \alpha_w \cos x = \sin x \cos \alpha_w$  или  $\sin(\alpha_w - x) = 0$ , отсюда  $x = \alpha_w$ .

Подставим  $x = \alpha_w$  в формулу (4), получим  $P_C C_{II} = PC$ , т.е. при радиальном смещении венца центральное колесо будет двигаться с той же скоростью в направлении, отклоняющемся от противоположного вектора  $\overline{PC}$  на угол  $\varphi = 2\alpha_w$ .

Сравнивая скорости перемещения венца и центрального колеса в радиальном направлении действия силы  $\overline{F}$  получим  $\Delta V = PC - PC_{II} \times \sin \varphi$ . Для нулевых колес (нарезанных без смещения)  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ , тогда

$$\Delta V = PC \times (1 - \sin 2\alpha_w) = 0,357PC \quad (5)$$

Таким образом, используя кинематическую схему на рис.2а при проектировании планетарной муфты механизма подъема мостового крана выявлено следующее:

- избыточных вредных связей  $q = 18$ ;
- разность между скоростями перемещения венца и центрального колеса в процессе самоустановки звеньев вызывает деформацию звеньев и неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и высоте зубьев.

Вероятнее всего, именно эти указанные недостатки приводили к разрушению планетарной муфты. Если установить сферические подшипники 3-го и 4-го классов и добавить подвижное звено 4 в планетарную муфту (рис. 3), то можно устранить деформацию водила и при этом все избыточные связи устраняются ( $q=0$ ).