*Пример:* Допустим, задан зубчатый механизм, показанный на рисунке 3.1.

Число зубьев колес равняется:

Z1 = 16, Z2 = 60, Z2΄ = 18, Z3 = 30, Z4 = 28, Z5 = 26, Z6 = 24.

Угловая скорость звена 1: ω1 = 250 рад/с.

Модуль зубчатых колес: m = 2,5 мм.

Требуется найти число зубьев колеса 3' (Z3΄= ?), и определить степень подвижности механизма W.

*Решение.* Степень подвижности данного механизма определяется по формуле Чебышева:

,

где

*n* = 5 – число подвижных звеньев механизма (1, 2-2', 3-3', Н-5, 6);

*p*5= 5 – количество одноподвижных кинематических пар 5 класса (0-1, 2-0, 3-Н, Н-0, 6-0);

*p*4= 4 – количество двухподвижных кинематических пар 4 класса (1-2, 2'-3, 3'-4, 5-6).

Стойка – неподвижное звено, всегда имеет обозначение 0.

.



Рис. 3.1

Рассчитаем, исходя из условия соосности, недостающее количество зубьев у колеса 3'. Условие соосности заключается в том, чтобы геометрические оси ведущего и ведомого валов совпадали.Составим условия соосности. Следует отметить, что для каждого типа планетарного механизма оно индивидуальное (Рис. 3.2):

$r\_{1}+r\_{2}=r\_{2^{'}}+r\_{3}$ – механизм *а;*

$r\_{1}+r\_{2}=r\_{3}-r\_{2^{'}}$ – механизм *б;*

$r\_{1}+r\_{2}=r\_{3}-r\_{2}$ – механизм *в;*

$r\_{1}-r\_{2}=r\_{3}-r\_{2^{'}}$ – механизм *г.*

 

 а б в г

Рис. 3.2 Типы планетарных механизмов

Так как *r* – радиус делительной окружности равен , а модуль колес *m = const*, то есть одинаковый для всех звеньев механизма, то можно утверждать, что радиус колеса равен числу зубьев *Z* этого же колеса и можно записать условие соосности через числа зубьев колес:

$z\_{1}+z\_{2}=z\_{2^{'}}+z\_{3}$ – механизм *а;*

$z\_{1}+z\_{2}=z\_{3}-z\_{2^{'}}$ – механизм *б;*

$z\_{1}+z\_{2}=z\_{3}-z\_{2}$ – механизм *в;*

$z\_{1}-z\_{2}=z\_{3}-z\_{2^{'}}$ – механизм *г.*



Рис. 3.3

В заданном многоступенчатом редукторе можно выделить три ступени (Рис. 3.3): *А* и *С* – простые ступени, *Б* – планетарная ступе­нь.

Определим недостающее количество зубьев у колеса 3', воспользовавшись условием соосности для планетарного механизма типа *а.*

$z\_{2^{'}}+z\_{3}=z\_{3^{'}}+z\_{4}$ , отсюда получаем:

$z\_{2^{'}}+z\_{3}-z\_{4}=z\_{3^{'}}$ ;

$18+30-28=z\_{3^{'}}$;

$z\_{3^{'}}=20.$

Полное передаточное отноше­ние редуктора будет равно произведению передаточных отношений ступеней, входящих в редуктор. Для схемы редуктора на рис. 3.3 полное передаточное отношение определяется по формуле:

$u\_{16}=u\_{12}∙u\_{2'H}^{4}∙u\_{56}$.

Передаточное отношение ступени *А*, состоящей из зубчатых колес 1 и 2, определяется по формуле:

$u\_{12}=\frac{ω\_{1}}{ω\_{2}}=\frac{z\_{2}}{z\_{1}}$ , подставив значения, получим:

 $u\_{12}=\frac{z\_{2}}{z\_{1}}=\frac{60}{16}=3,75$.

Аналогично определяем передаточное отношение ступени *С*, состоящей из зубчатых колес 5 и 6.

$$u\_{56}=-\frac{z\_{6}}{z\_{5}}=-\frac{24}{26}=- 0,92.$$

Знак плюс относится к внутреннему зацеплению, а знак минус – к внешнему.

Передаточное отношение заданного механизма (ступень *Б*) получаем из формулы Виллиса для планетарного механизма:

$u\_{2'H}^{4}=1-u\_{2^{'}4}^{H}=1-u\_{2^{'}4}^{H}=1-u\_{2^{'}3}^{H}∙u\_{3^{'}4}^{H}=1-\frac{z\_{3}}{z\_{2'}}∙\frac{z\_{4}}{z\_{3'}}(-1)^{m}$,

где *m* – количество внешних зацеплений.

$$u\_{2'H}^{4}=1-\frac{z\_{3}}{z\_{2^{'}}}∙\frac{z\_{4}}{z\_{3^{'}}}\left(-1\right)^{m}=1-\frac{30∙28}{18∙20}\left(-1\right)^{2}=1-2,33=-1,33.$$

Передаточное отношение всего механизма:

$u\_{16}=u\_{12}∙u\_{2^{'}H}^{4}∙u\_{56}=3,75∙\left(-1,33\right)∙\left(-092\right)=4,5885$.