*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.

.

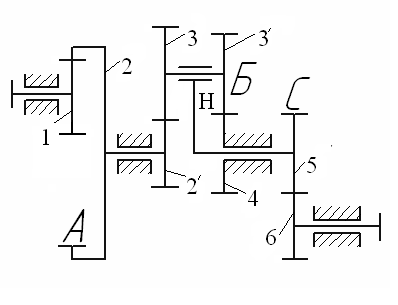


Рис. 3.1

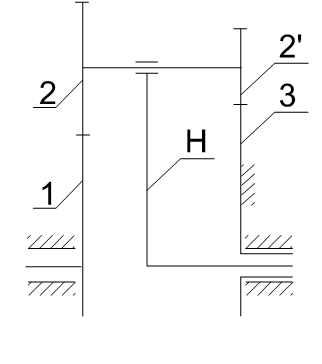
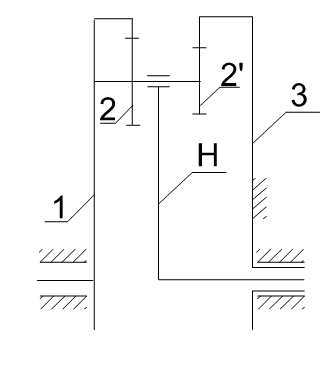
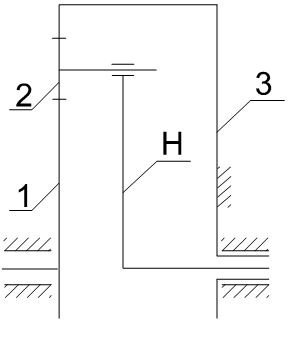
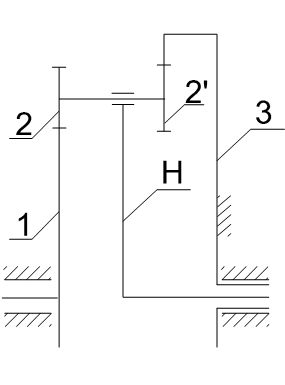
Рассчитаем, исходя из условия соосности, недостающее количество зубьев у колеса 3'. Условие соосности заключается в том, чтобы геометрические оси ведущего и ведомого валов совпадали.Составим условия соосности. Следует отметить, что для каждого типа планетарного механизма оно индивидуальное (Рис. 3.2):

– механизм *а;*

– механизм *б;*

– механизм *в;*

– 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:

– механизм *а;*

– механизм *б;*

– механизм *в;*

– механизм *г.*

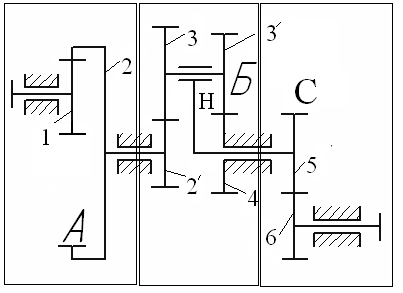


Рис. 3.3

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.*

, отсюда получаем:

;

;

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:

.

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

, подставив значения, получим:

.

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

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

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

,

где *m* – количество внешних зацеплений.

Передаточное отношение всего механизма:

.