Графо-аналитический метод расчета коробки скоростей.

Крылов Денис Константинович
Магистрант кафедры ТТМиРПС
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
"Российский университет транспорта (МИИТ)"
E-mail: tekhmash.remontps@mail.ru

Правильно разработанная кинематическая схема коробки скоростей должна обеспечить ее работоспособность при минимальных габаритах и наименьшей затрате металла. При правильной схеме коробки скоростей ее зубчатые колеса будут иметь относительно меньшие размеры и меньшие модули, валы будут меньше диаметром, а подшипники более легкими. **Для получения таких результатов при разработке кинематической схемы коробки скоростей руководствуются следующими основными положениями**.

● Избегать больших передаточных отношений зубчатых передач. Чем ниже частота вращения, создаваемая зубчатой парой при заданном диапазоне ведущего зубчатого колеса, тем больше диаметр ведомого колеса и больше межцентровое расстояние, а отсюда — и габариты коробки передач. *Практически установлено, что для подавляющего большинства случаев ограничиваются замедляющими передачами с передаточным отношением до 1:4, в крайнем случае 1:5.* При ускорительных передачах не рекомендуется повышать частоты вращения с передаточными отношениями более чем 2:1.

● Стремиться к тому, чтобы все промежуточные валы коробки были по возможности более быстроходными, с максимальной редукцией на последней паре валов. *Действительно, при передаче заданной мощности от электродвигателя к шпинделю станка выгоднее сообщать промежуточным валам возможно большие частоты вращения.* При этом крутящие моменты на валах и окружные силы на зубчатых колесах будут меньше, а, следовательно, меньше силы при изгибе и нагрузки на опоры. В результате вся конструкция будет более компактной и легкой.

Чтобы разработать кинематическую схему коробки скоростей с вращательным главным движением, нужно располагать исходными данными: числом ступеней частот вращения шпинделя и их значениями от nMIN до nMAX, частотой вращения электродвигателя и знаменателем геометрического ряда. *При известном числе ступеней частот вращения шпинделя число групп передач и число передач в каждой группе может* быть различным.

В общем виде число частот вращения:

$S = p_1 p_2 p_3 \ldots, p_q$,

где p_1 и p_2 и т. д. — числа передач между соседними валами; q — число переключаемых муфт и блоков зубчатых колес.

Число валов коробки передач можно определить по формуле:

$B = q + 1$

По заданию число скоростей шпинделя n = 24.

Связь электродвигателя с приемным валом коробки скоростей осуществляется с помощью клиноременной передачи ($\frac{215}{250}$).

Ряд чисел оборотов — геометрический, с φ=1,26.

Для n = 24 и коробки скоростей со структурной формулой 2×3x2×2 возможно множество вариантов структурных сеток.

Некоторые из вариантов структурных сеток приведены на Рис.1.1.

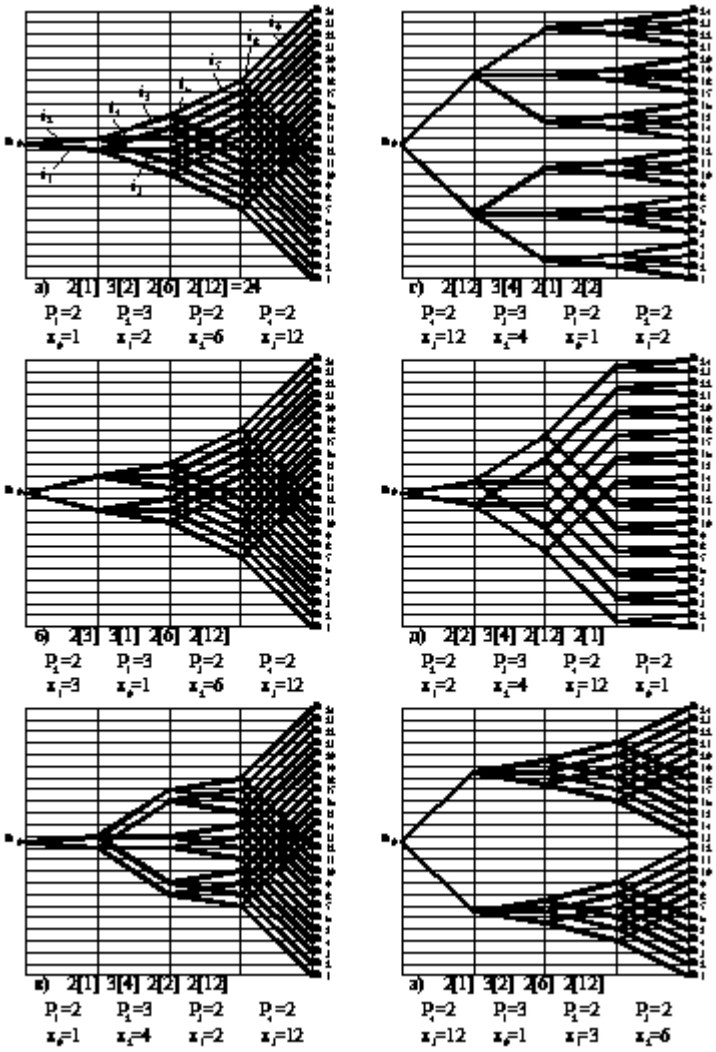

Рис 1.1

В большинстве случаев лучшим для коробок скоростей является вариант с веерообразным графиком. В коробках скоростей, как правило, происходит уменьшение чисел оборотов от ведущего (приводного) вала к ведомому (шпинделю). При применении этого варианта в области высоких чисел оборотов работает большее число шестерен, так как главная редукция осуществляется на последней ступени. Скоростные шестерни имеют меньшие габариты, так как при данной мощности они передают меньшие крутящие моменты. Поэтому веерообразный вариант соответствует более компактной коробке скоростей.

Анализируя варианты структурных сеток видим, что в каждом варианте есть группы, где $\frac{i_{max}}{i_{min}} = \varphi^{12}$, что недопустимо, так как нарушено условие:

$$\frac{1}{4} \le i \le \frac{2}{1}$$

Значит необходимо ввести дополнительную пару шестерен. Получим коробку скоростей

с перебором.

Список использованной литературы

1. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. Машиностроение. 1965.
2. Юдин А.Д. Графо — аналитический метод расчета коробок скоростей. Москва, 1962.
3. Проников А.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. Высшая школа, 1967.