

Нормирование точности зубчатых колес и передач

Буланова Екатерина
Александровна
Самарский университет

Назначение зубчатых передач

- Зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения и момента силы с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей (передаточное отношение), а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот

Классификация зубчатых передач

В зависимости от формы колес и взаимного расположения осей их валов зубчатые передачи подразделяются на:

- цилиндрические (оси параллельны) с внутренним и наружным зацеплением зубьев;
- конические (оси пересекаются);
- винтовые, гипоидные, червячные и др. (оси перекрещиваются)

Классификация зубчатых колес

В зависимости от расположения и формы зубьев зубчатые колеса подразделяются на:

- прямозубые;
- косозубые;
- шевронные;
- с криволинейными зубьями

В зависимости от профиля зубьев на:

- эвольвентные;
- циклоидальные;
- по дуге окружности и др.

Классификация зубчатых передач

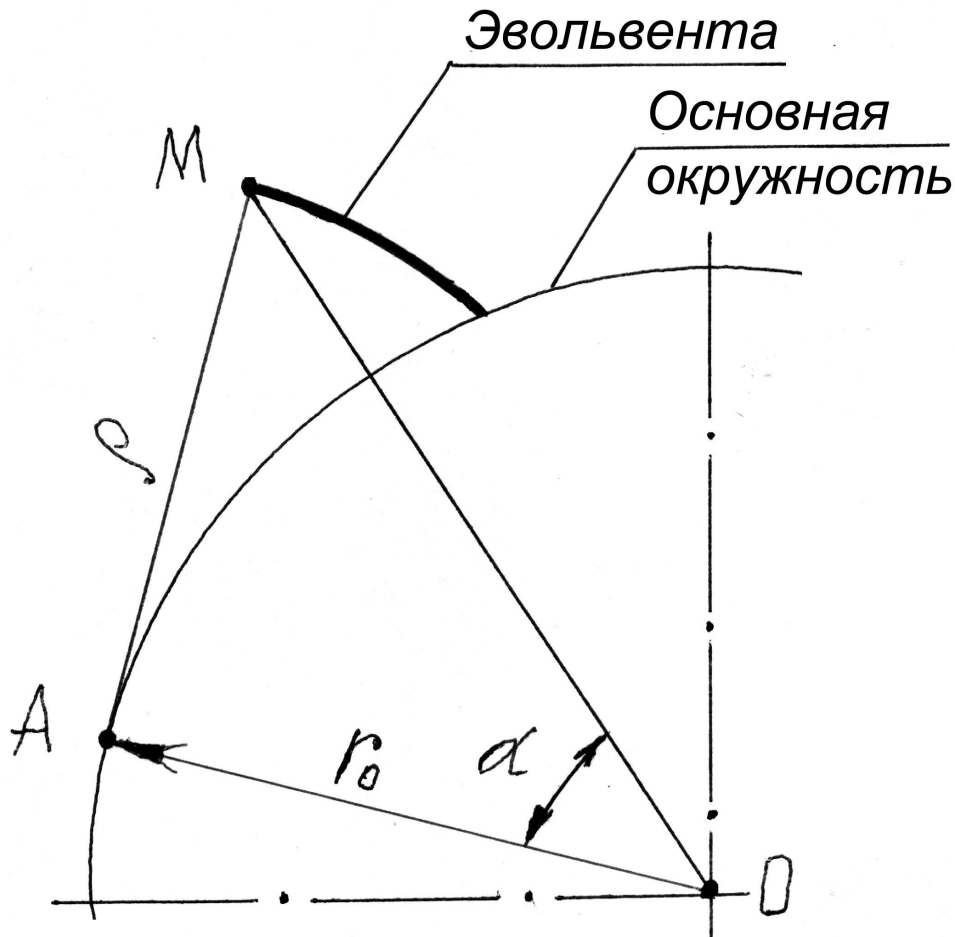
В зависимости от назначения ЗП подразделяются на:

- силовые, предназначены в основном для передачи крутящих моментов (редукторы, приводы, коробки передач и т.д.);
- кинематические (отсчетные), предназначенные для точной передачи движений с минимальными отклонениями передаточного отношения (измерительные головки, различные отсчетные устройства и т.п.).

Показатели работы зубчатой передачи зависят от окружных скоростей колес:

- тихоходные (обычно кинематические, точные и силовые передачи);
- среднескоростные (общего назначения);
- быстроходные с окружной скоростью до 120м/с





Основные параметры эвольвентной зубчатой передачи

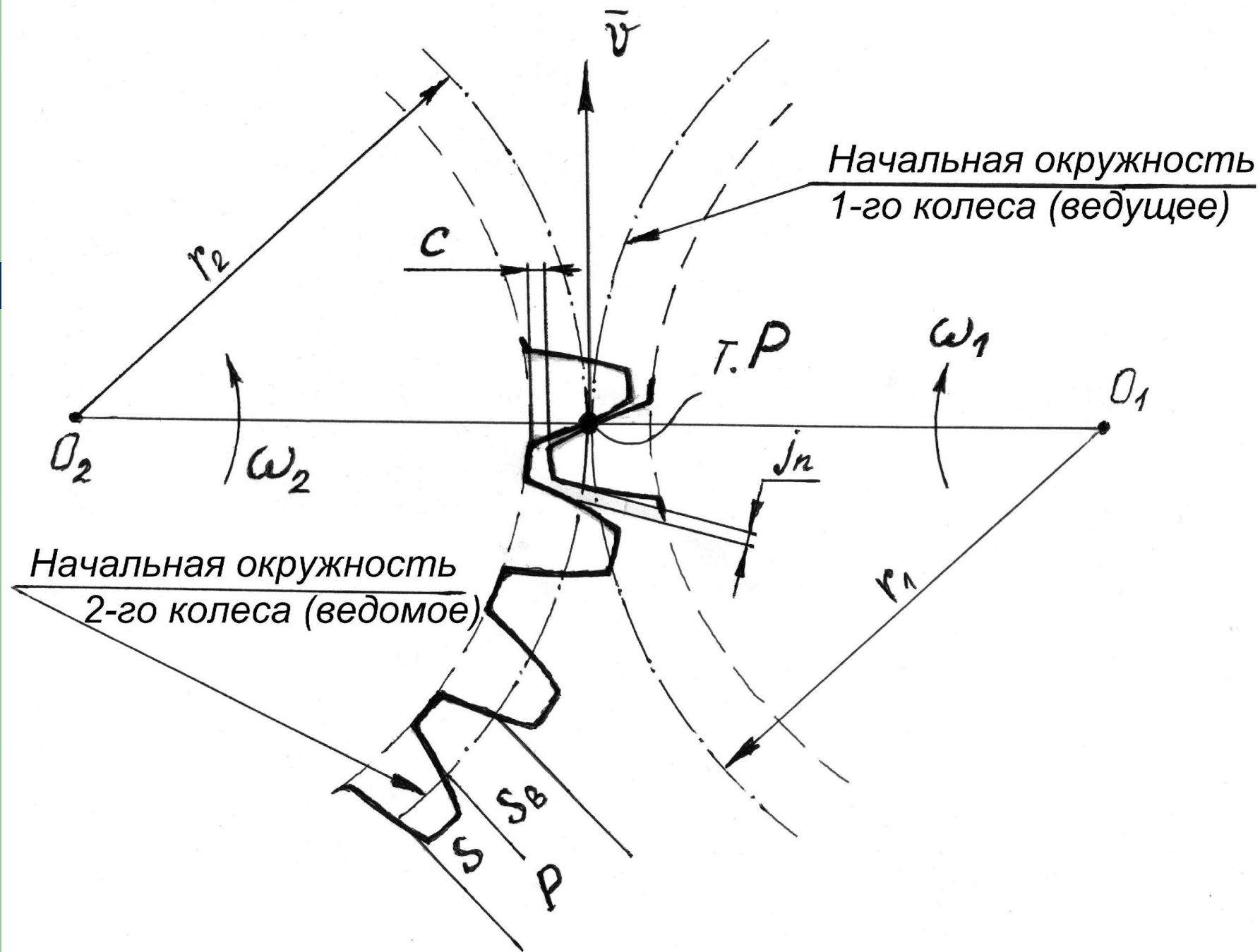


- **Эвольвентой** называется кривая, которую описывает любая точка прямой, касательной к окружности, перекатывающейся по этой окружности без скольжения. Окружность, по которой перекатывается касательная прямая, называется **основной**, а сама прямая **производящей**

Основные параметры зубчатой передачи

Основными параметрами зубчатой передачи являются:

-  шаг зубьев (P),
-  передаточное отношение (i),
-  модуль (m),
-  диаметры делительных окружностей ведущего и ведомого зубчатых колес (d_e)



Шаг зубьев

- **Шаг зубчатого колеса (P)** – это расстояние между двумя одноименными профилями (правыми или левыми) соседних зубьев, измеренное по дуге окружности. Причем

$$P = S + S_e ,$$

где S – толщина зуба, а S_e – ширина впадины между зубьями, измеренные по дуге той же окружности

Если число зубьев зубчатого колеса – z , тогда

$$2\pi \cdot r = z \cdot P ,$$

отсюда

$$P = \frac{2\pi r}{z}$$

Передаточное отношение

Окружности, по которым колеса в зубчатой передаче катятся без скольжения называются *начальными*

Точка касания этих окружностей т.Р называется ***полюсом зацепления***

Шаги по начальным окружностям сопрягаемых колес должны быть равны, т.е.

$$P_{H1} = P_{H2}$$

отсюда ,

$$r_2/r_1 = z_2/z_1$$

Линейная скорость зубчатых колес (v) в т.Р одинакова

т.е. $v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ отсюда ,

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = r_2/r_1 = z_2/z_1$$

Делительная окружность

При увеличении радиуса одного из колес до бесконечности это зубчатое колесо превращается в так называемую рейку, так как его начальная окружность и эвольвента профиля зубьев вырождаются в прямые

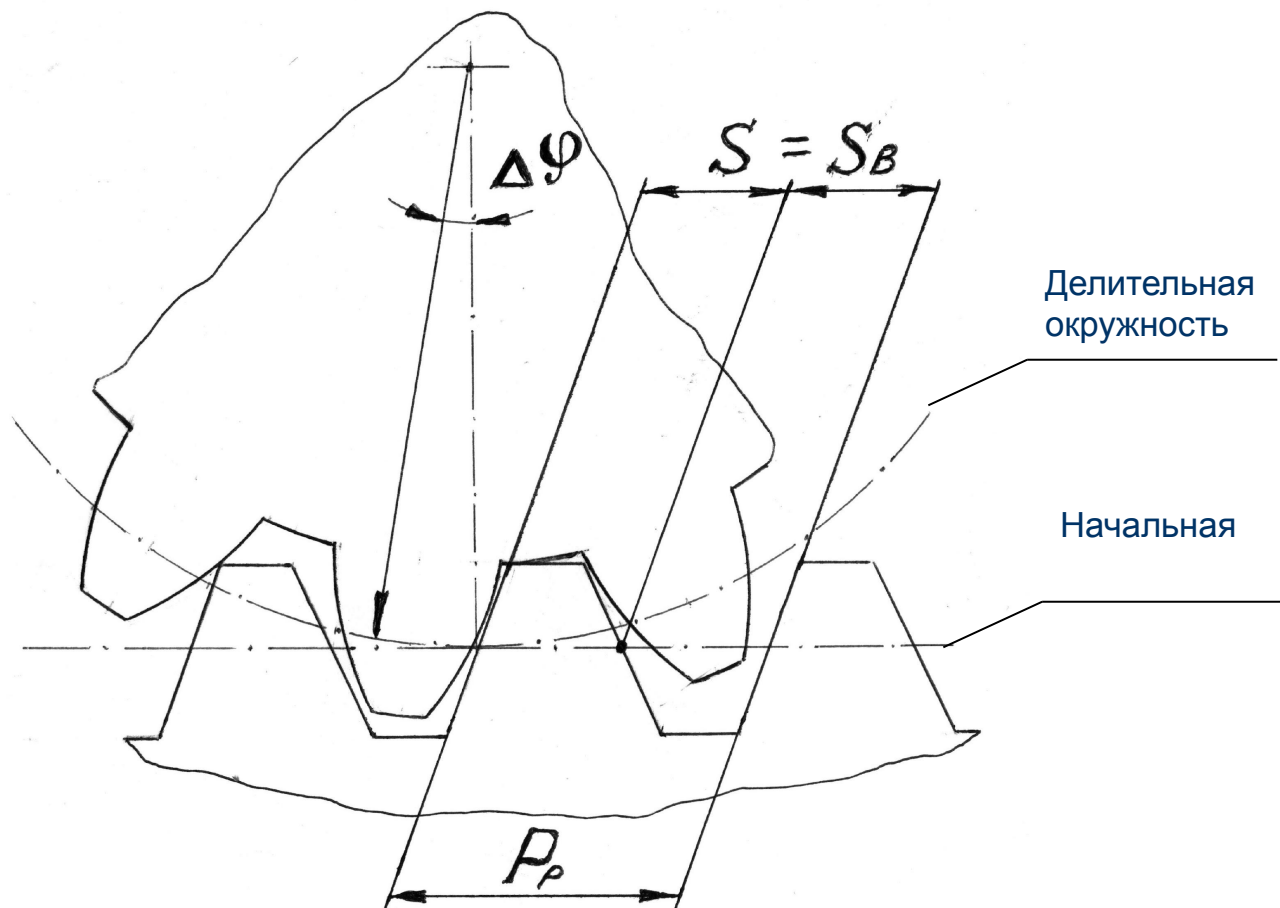
В такой рейке профиль зуба прямолинейный и следовательно шаг зубьев рейки « P_p » не зависит от того, по какой осевой прямой он измерен, т.е. $P_p = \text{const}$

В этом случае начальная окружность другого колеса, на которой шаг между зубьями равен шагу зубьев рейки, т.е. $P_k = P_p$ называется *делительной окружностью*.

Если заточить зубья рейки определенным образом и перемещать её в осевом направлении относительно колеса, одновременно поворачивая его на некоторый угол вокруг своей оси, можно нарезать колесо с зубьями, имеющими эвольвентный профиль.

Рейка, предназначенная для нарезания зубчатых колес, называется *производящей*

Реечное зацепление



Модуль зацепления

Для того, чтобы производящая рейка нарезала колесо с заданным числом зубьев, необходимо, чтобы начальная прямая рейки катилась без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса, на которой шаг зубьев колеса равен шагу зубьев рейки

Однако значение шага – число иррациональное, для устранения этого неудобства был введен другой основной размерный параметр зубчатых зацеплений – модуль « m », равный отношению диаметра делительной окружности зубчатого колеса « d_e » к числу его зубьев « z », т.е.

$$m = \frac{d_e}{z}$$

Диаметры делительных окружностей сопрягаемых зубчатых колес будут определяться по формулам:

$$d_{e1} = mz_1 \quad \text{и} \quad d_{e2} = mz_2$$

Погрешности зубчатых колес

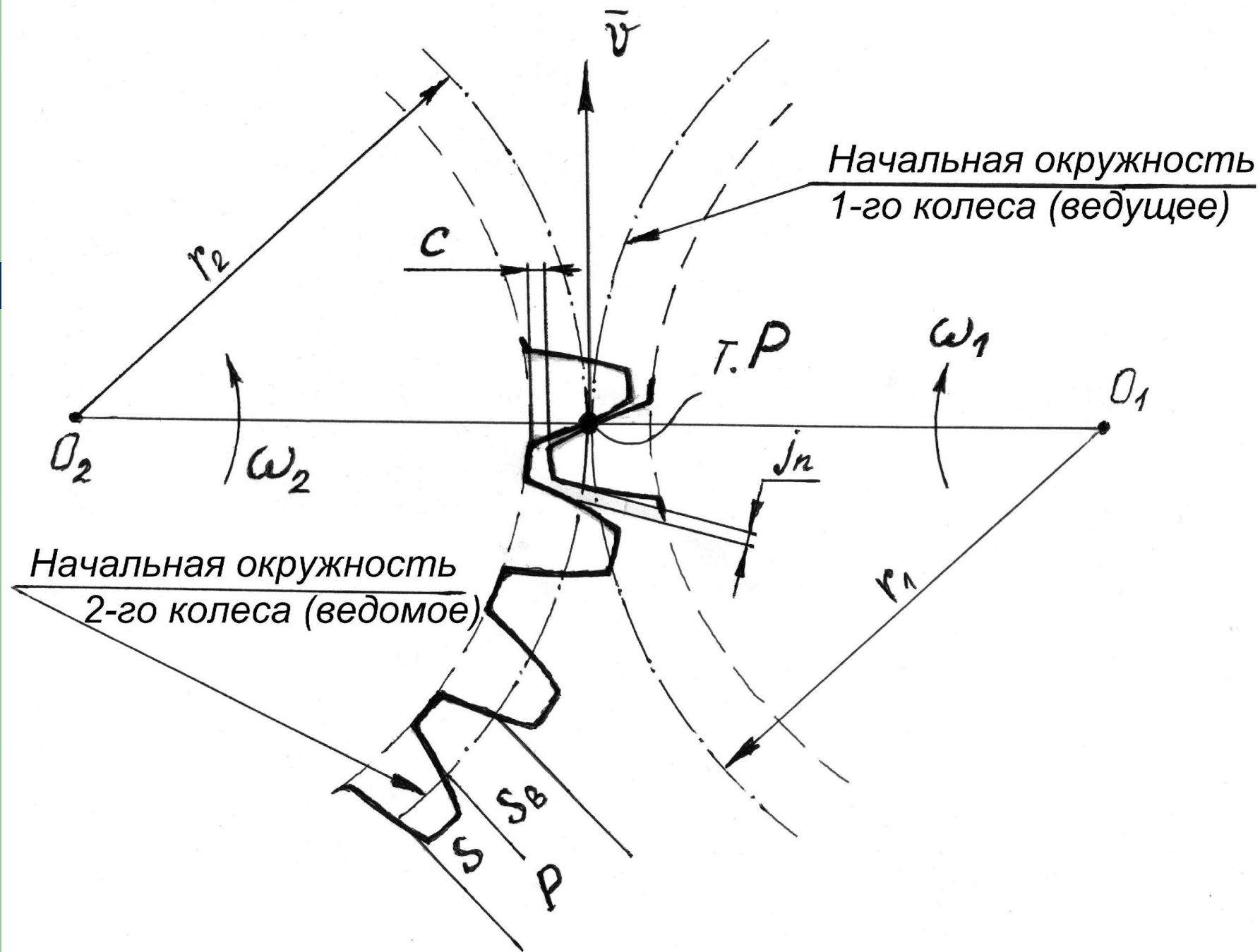
- неточность профиля зуборезного инструмента;
- неточность установки на станке как инструмента, так и заготовки;
- отклонение формы и размеров заготовки

Параметры зубчатой передачи, оказывающие наибольшее влияние на её работу

- делительное межосевое расстояние $a_w = O_1O_2$, причем

$$a_w = 0,5(d_{e1} + d_{e2});$$

- радиальный зазор «с» - наименьшее расстояние по межосевой линии между поверхностями вершин зубьев одного колеса и поверхностями впадин другого;
- боковой зазор « j_n » - минимальное расстояние между несоприкасающимися нерабочими профилями зубьев находящимися в зацеплении



Погрешности изготовления зубчатых колес

- кинематические, влияющие на точность передачи вращения от одного колеса к другому;
- погрешности плавности работы, из-за которых возникают высокие динамические нагрузки на зубьях, особенно в скоростных передачах;
- погрешности полноты контакта зубьев, имеют важное значение для силовых передач;
- погрешности, приводящие к изменению бокового зазора

Норма кинематической точности

предусматривает четыре комплексных показателя и пять комплексов по два поэлементных показателя точности

Показатель точности или комплекс	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F'_{ir}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{Pr} и F_{Pkr}	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-
F_{Pr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-
F_{cr} и F_{rr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{vWr} и F_{rr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{vWr} и F''_{ir}	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{cr} и F''_{ir}	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
F''_{ir}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
F_{rr}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+

Норма плавности работы

предусматривает семь комплексных и два комплекса по два
поэлементных показателя точности

Показатель точности или комплекс	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_{zkr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f'_{ir}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{Pbr} и f_{fr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{Pbr} и f_{Ptr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{zZr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f''_{ir}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
f_{Ptr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-
f_{Pbr}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
f_{vPtr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-

Норма кинематической точности

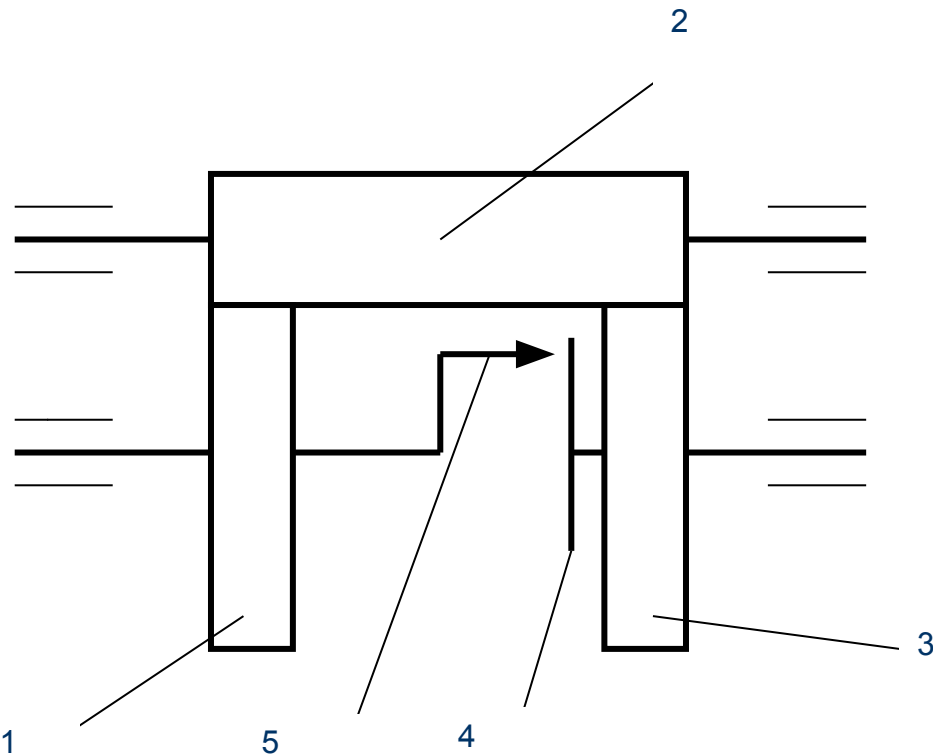
Контроль точности зубчатого колеса по нормам кинематической точности и плавности работы может производиться с использованием эталонных колес или с использованием специальных измерительных средств

При контроле с помощью эталонных колес контролируемое колесо вводится в зацепление с эталонным и проворачивается на один оборот, при этом фиксируется величина отклонения угла поворота контролируемого колеса по градусной шкале от угла поворота эталонного, т.е. величина **кинематической погрешности колеса**:

$$F_{к.п.к.} = \varphi_r - \varphi_n,$$

где φ_r – действительный угол поворота контролируемого колеса; φ_n – угол поворота эталонного колеса

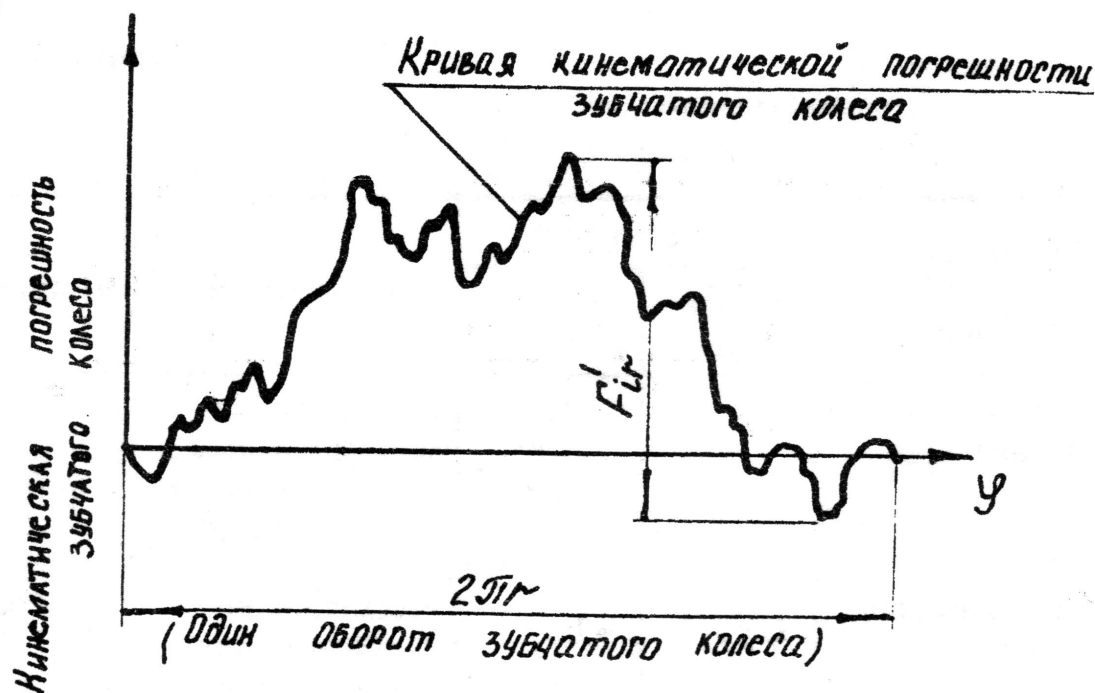
Прибор Тайца



- 1- контролируемое колесо;
- 2,3 -эталонные колеса;
- 4 - диск с градусной шкалой;
- 5 - стрелка

График зависимости кинематической погрешности контролируемого ($F_{к.п.к}$) колеса от угла его поворота

F'_{ir} – наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса



Накопленная погрешность шага

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса F_{Pr} и накопленная погрешность на « k » шагах F_{Pkr} определяется по кривой накопленных отклонений шага

Накопленная погрешность на « k » шагах может быть рассчитана по формуле:

$$F_{Pkr} = \frac{(\varphi_r - k) \cdot 2\pi}{Z} \cdot r_e$$

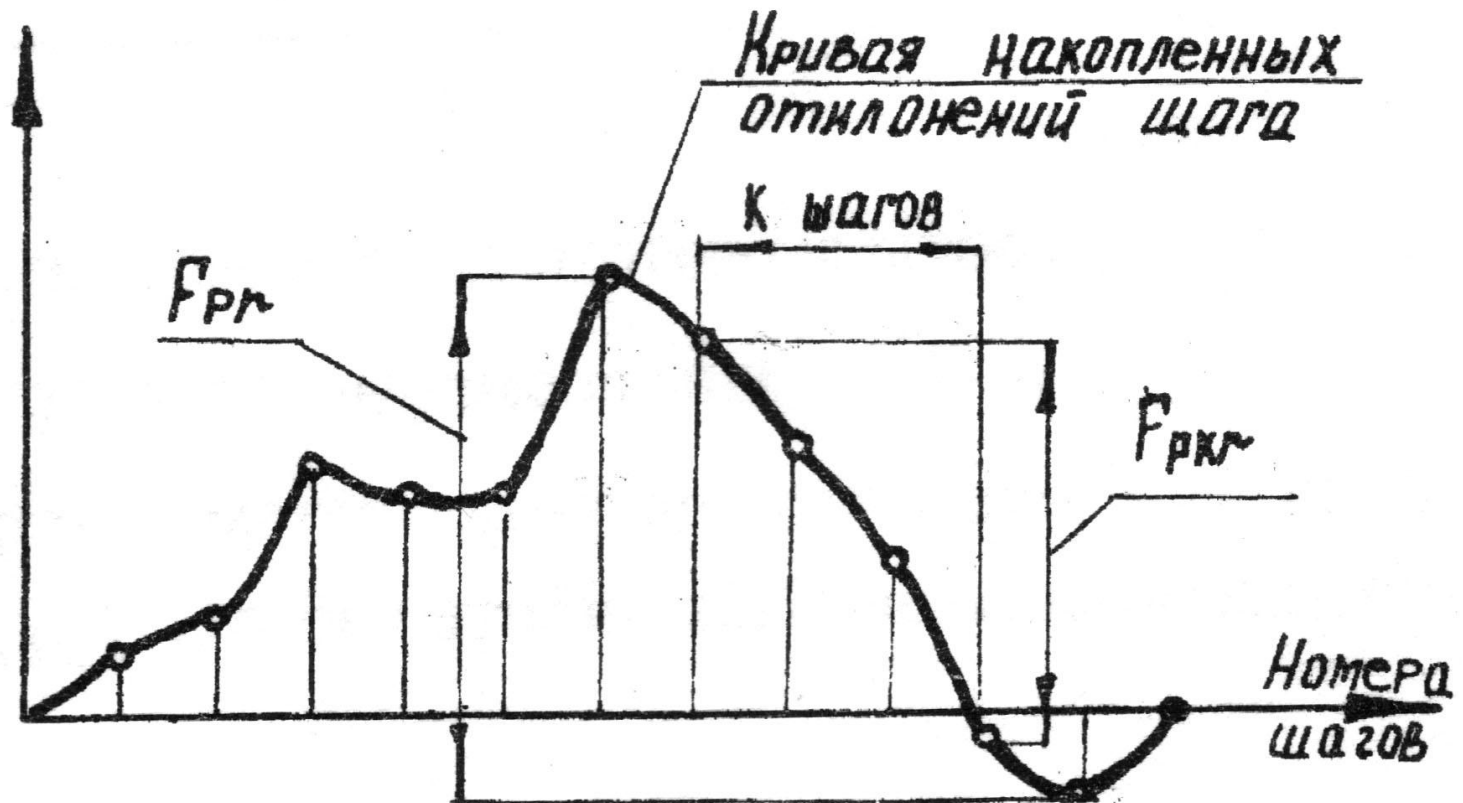
где φ_r - действительный угол поворота колеса;

z - число зубьев колеса;

k - число целых угловых шагов начиная от $k > 2$

r_e - радиус делительной окружности колеса

График накопленной погрешности шага



φ_r - действительный угол поворота колеса; z - число зубьев колеса; k - число целых угловых шагов начиная от $k > 2$; r - радиус делительной окружности колеса

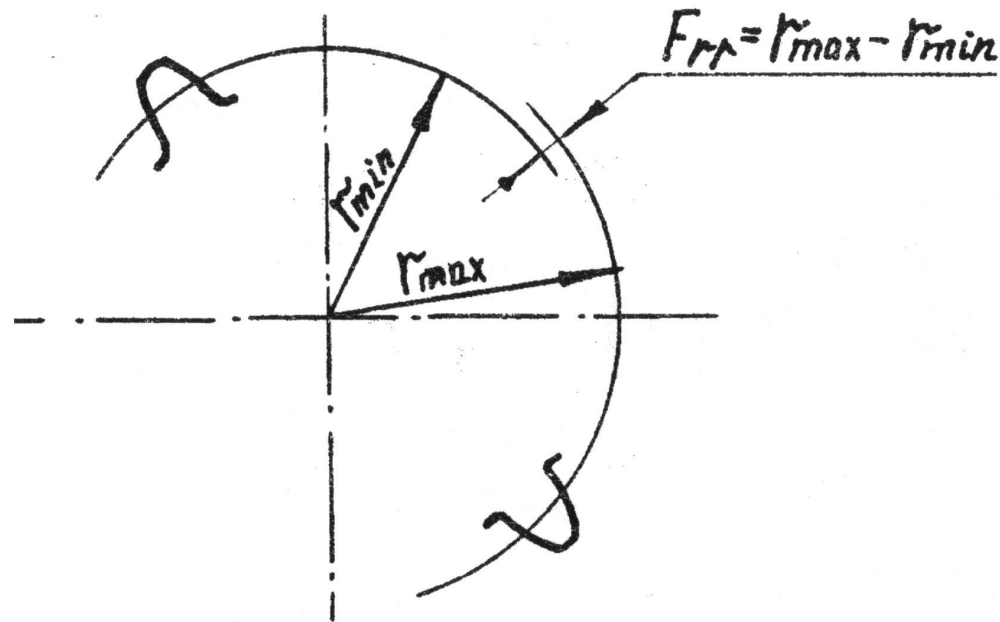
Радиальное биение зубчатого колеса

Показатель F_{rr} – радиальное биение зубчатого колеса

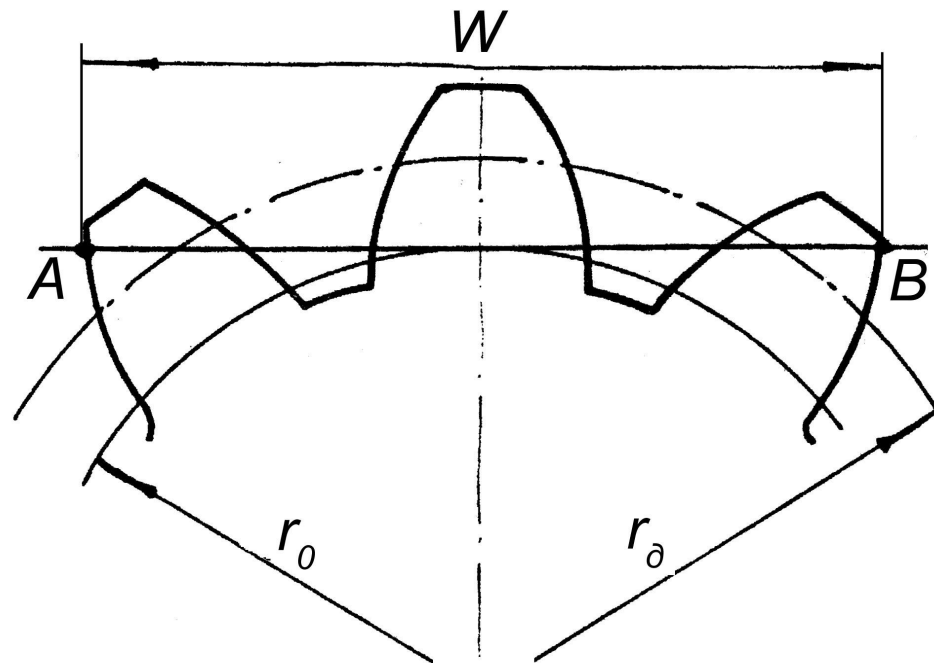
r_{max} и r_{min} – соответственно максимальный и минимальный радиусы делительной окружности зубчатого колеса.

$$F_{rr} = r_{max} - r_{min}$$

Биение зубчатого колеса может быть измерено на специальном приборе, который называется биениемер

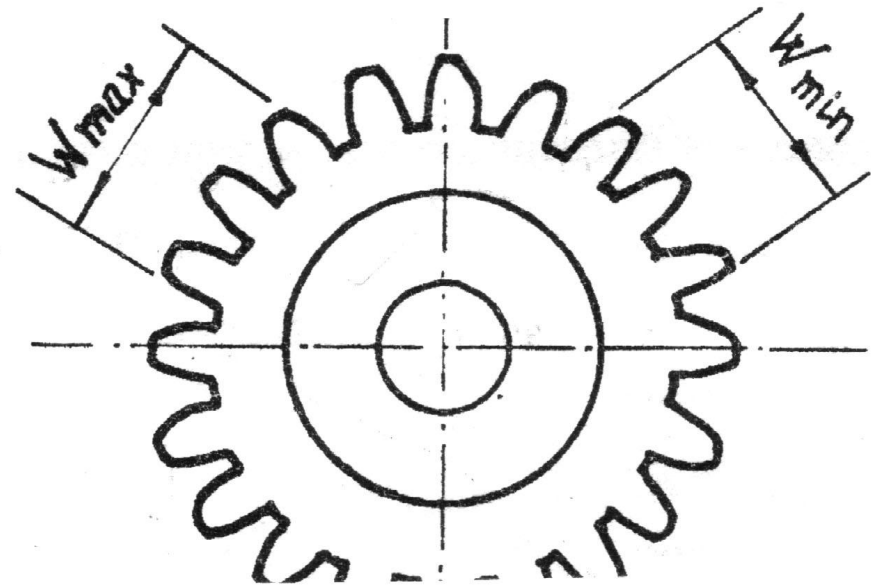


Длина общей нормали - это расстояние между точками «А» и «В» на разноименных профилях зубьев по прямой, проходящей касательно к основной окружности зубчатого колеса



W – длина общей нормали; **r_0** – радиус основной окружности; **r_a** – радиус делительной окружности зубчатого колеса

Колебание длины общей нормали



Показатель F_{vwr} – колебание длины общей нормали
Номинальное значение общей нормали определяется по формуле

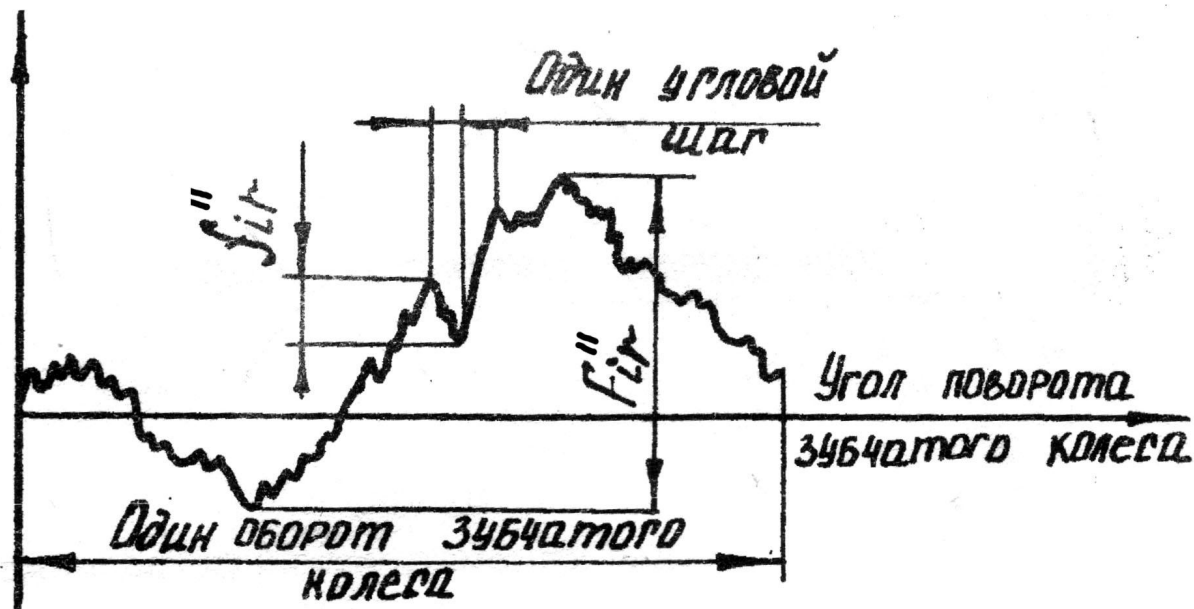
$$W = m \cos \alpha_d [0,5\pi(2n-1) + z \cdot \text{inv } \alpha_d],$$

где m - модуль зубчатого колеса; z – число зубьев колеса; $\text{inv } \alpha_d$ - инвалюта угла исходного контура; $\alpha_d = 20^\circ$ – угол исходного контура (угол зацепления); $n = 0,111z + 0,5$ – число зубьев, охватываемых при измерении (округляется до целого)

Изменение измерительного межосевого расстояния по углу поворота колеса

Показатель F''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса, т.е. разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями в зацеплении эталонного и контролируемого зубчатых колес при повороте контролируемого колеса на полный оборот. F''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса, f''_{ir} – на одном зубе

Изменение измерительного межосевого расстояния



Норма плавности работы зубчатого колеса

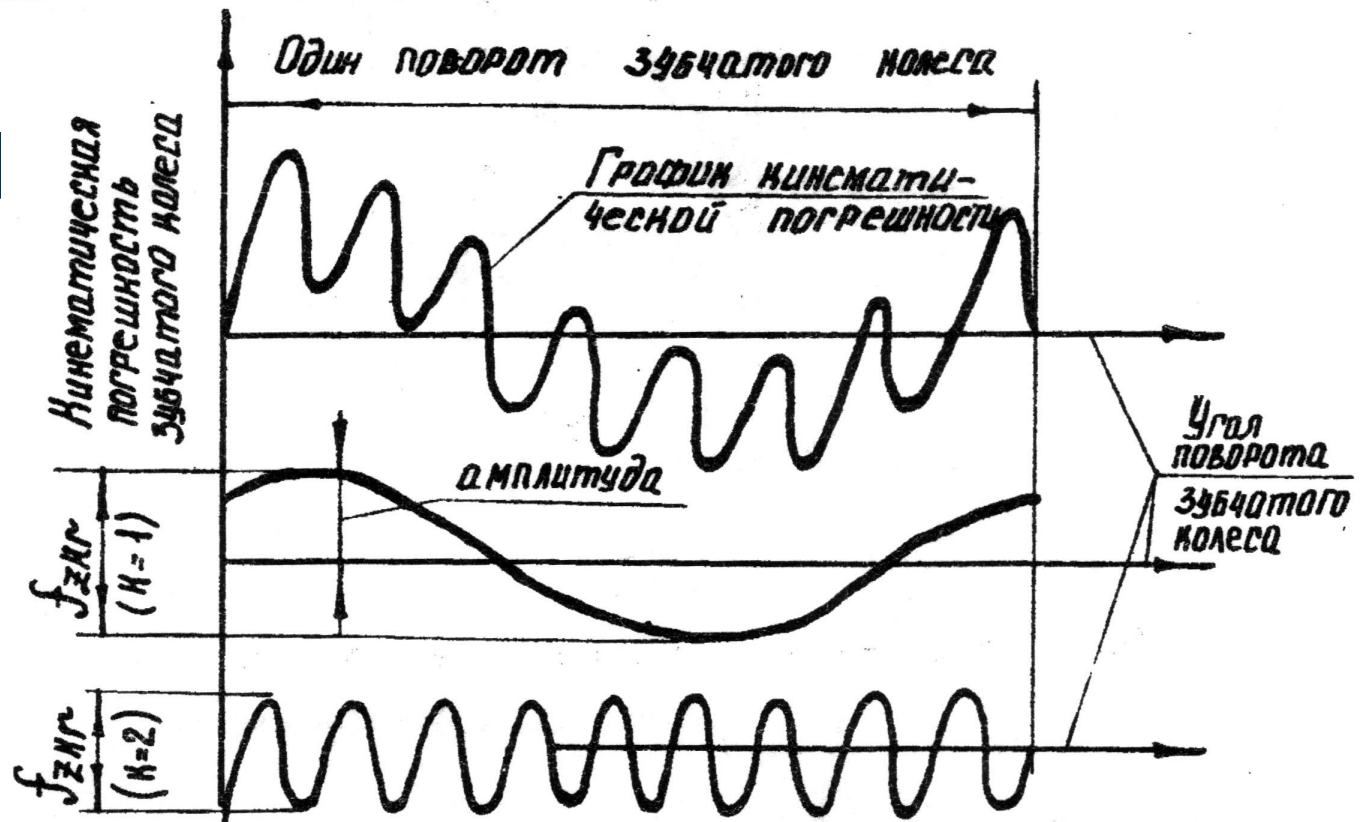
Плавность работы зубчатого колеса составляет часть кинематической погрешности, которая многократно (циклически) проявляется за время одного оборота колеса

Кинематическую погрешность можно представить в виде спектра гармонических составляющих, амплитуда и частота которых зависят от причин вызывающих погрешности угла поворота.

Например, отклонение шага зубчатого колеса вызывает колебания кинематической погрешности с *зубцовой* частотой, равной частоте входа в зацепление зубьев колеса.

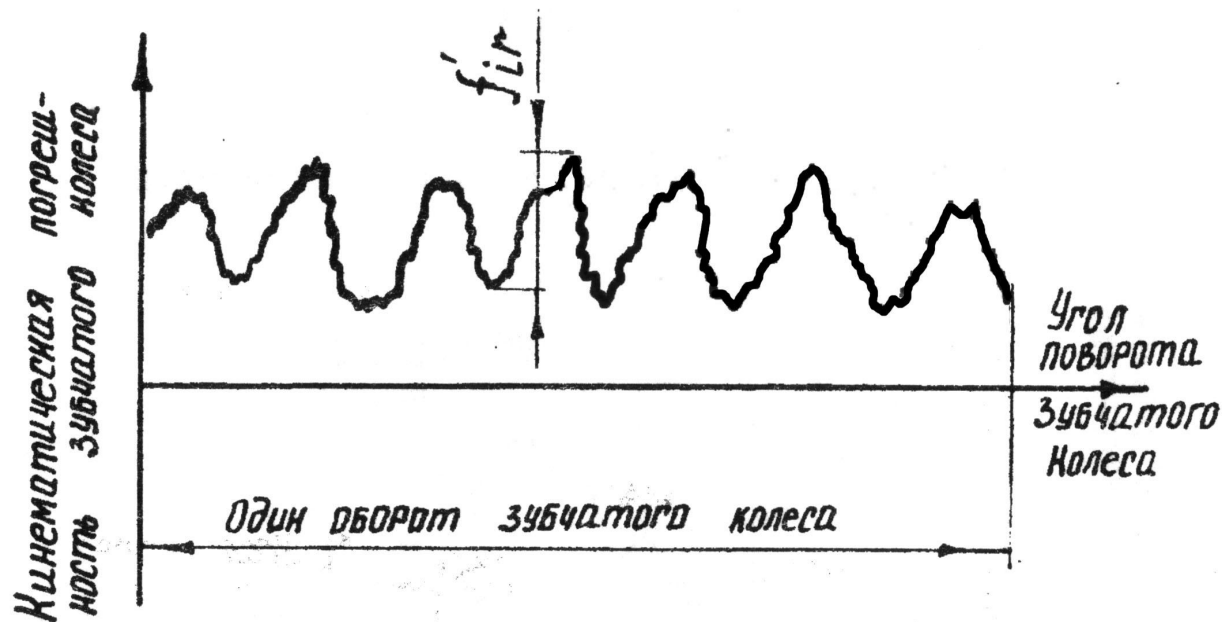
Если все гармонические составляющие сложить, то снова получится график кинематической погрешности колеса ***Fк.***
П.К.

Циклическая погрешность зубчатого колеса



- Показатель f_{zkr} – циклическая погрешность зубчатого колеса, это удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса

Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса



Показатель f'_{ir} – местная кинематическая погрешность зубчатого колеса, это наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота

Показатель f_{pbr} – отклонение шага зацепления, это разность между действительным и номинальным шагами зацепления

Действительный и номинальный шаг зацепления

Под действительным шагом зацепления (P_d) понимается кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса

Номинальное значение шага зацепления определяется по формуле

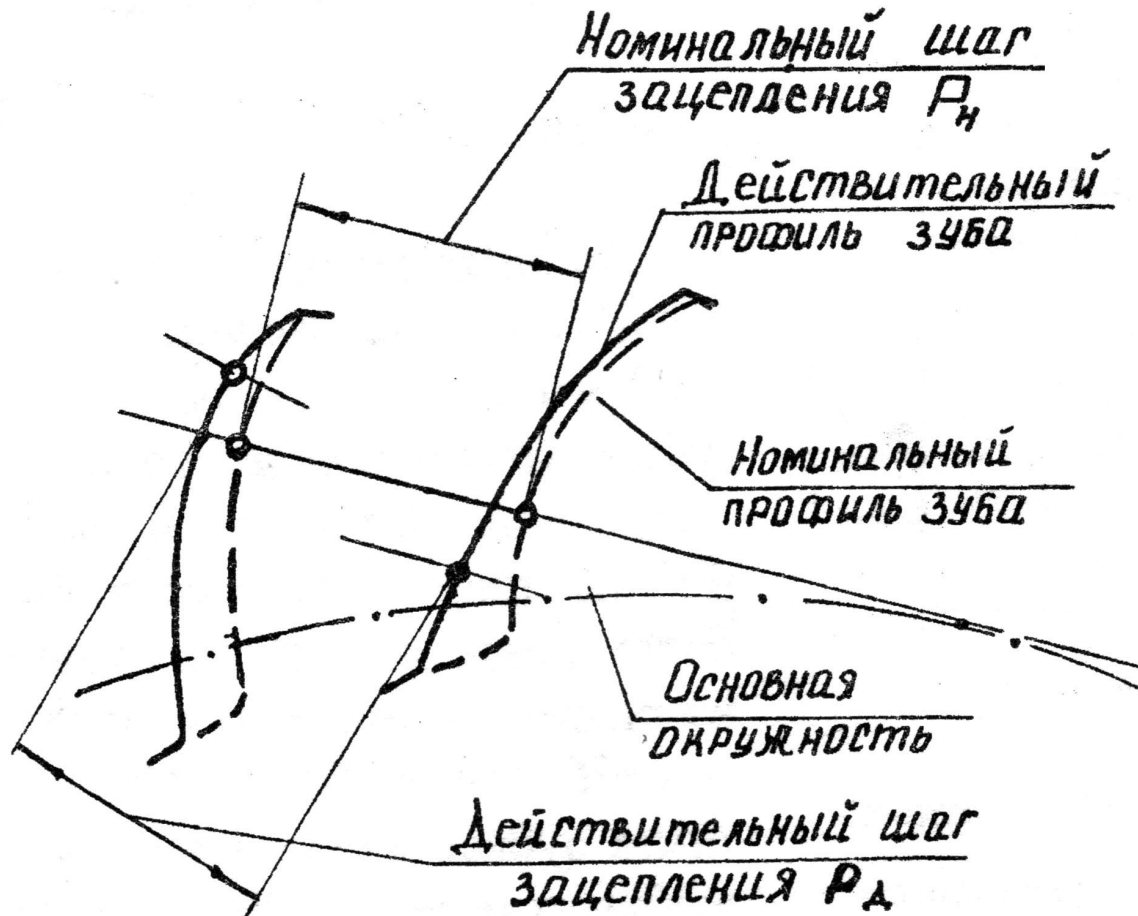
$$P_o = \pi \cdot m \cos \alpha_d,$$

где $\alpha_d = 20^\circ$ – угол зацепления, тогда

$$P_o = 2,951 m.$$

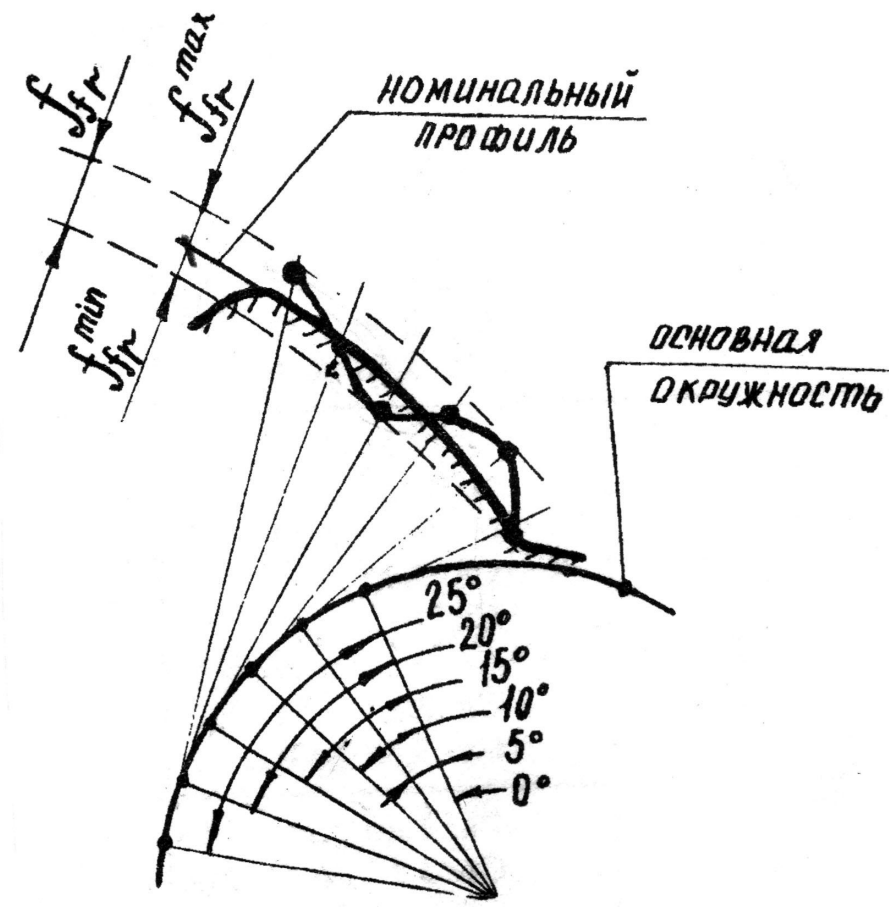
$$f_{Pbr} = P_d - P_o, \text{ МКМ}$$

Шаги зацепления зубчатого колеса



Отклонение формы действительного профиля зуба

Показатель f_{fr} — погрешность профиля зуба, это расстояние по нормали между двумя номинальными торцовыми профилями, проходящими касательно к действительному профилю



Другие показатели кинематической точности

Показатель f_{Ptr} – дискретное значение кинематической погрешности зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг при $k = 1$

Показатель f_{zrz} – циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса, это циклическая погрешность зубчатого колеса при зацеплении с эталонным колесом с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление

$$f_{fr} = f_{frmax} - f_{frmin}$$

Показатель f''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе, это разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями в зацеплении эталонного и контролируемого зубчатых колес при повороте контролируемого колеса на один угловой шаг

Показатель f_{vPtr} – разность шагов, т.е. разность между двумя отклонениями шагов в любых участках зубчатого колеса

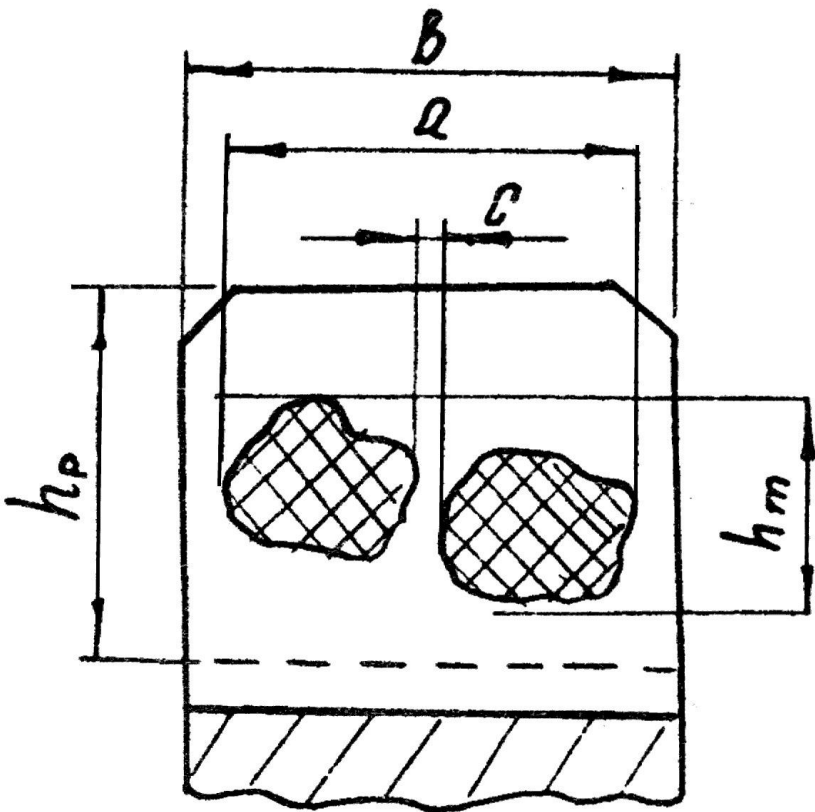
Норма контакта зубчатых колес

Показателем, определяющим норму контакта зубьев в передаче, является ***суммарное пятно контакта***.

Контроль контакта зубчатых колес производится следующим образом: на рабочие поверхности зубьев эталонного колеса наносится специальная краска, контролируемое колесо вводится в зацепление с эталонным и колеса проворачиваются на один оборот под нагрузкой, установленной конструктором.

В результате, на рабочих поверхностях зубьев контролируемого колеса остаются отпечатки краски, по размерам этих отпечатков и определяется степень точности по норме контакта

Суммарное пятно контакта



- Относительные размеры пятна контакта по ширине зуба:

$$\frac{(a-c)}{b} \cdot 100\%$$

- относительные размеры пятна контакта по высоте зуба:

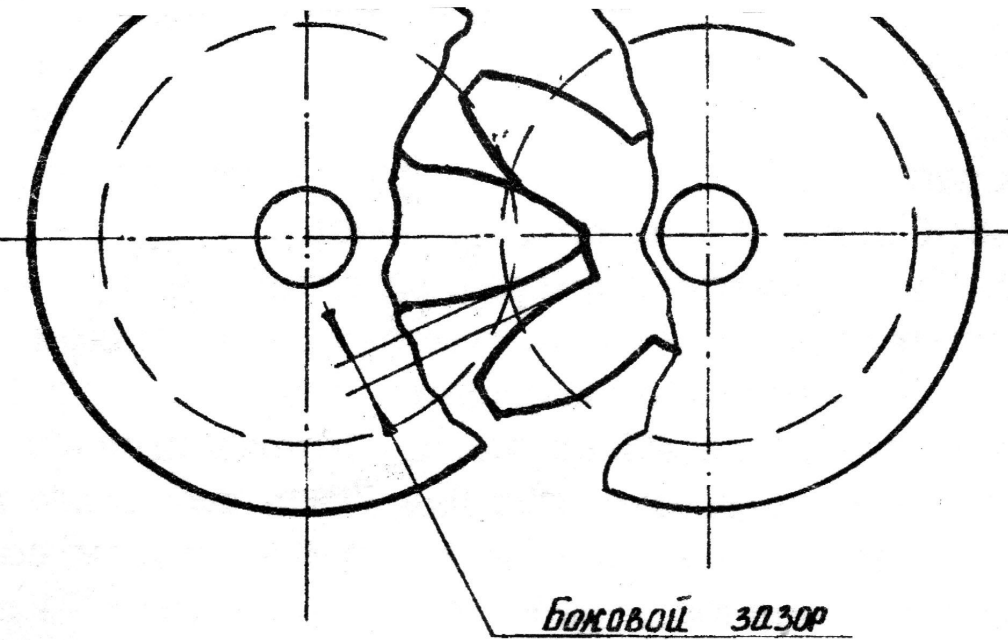
$$\frac{h_n}{h_p} \cdot 100\%$$

Комбинирование норм

Стандарт предусматривает комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности

При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, а нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным и на степень грубее, чем нормы плавности

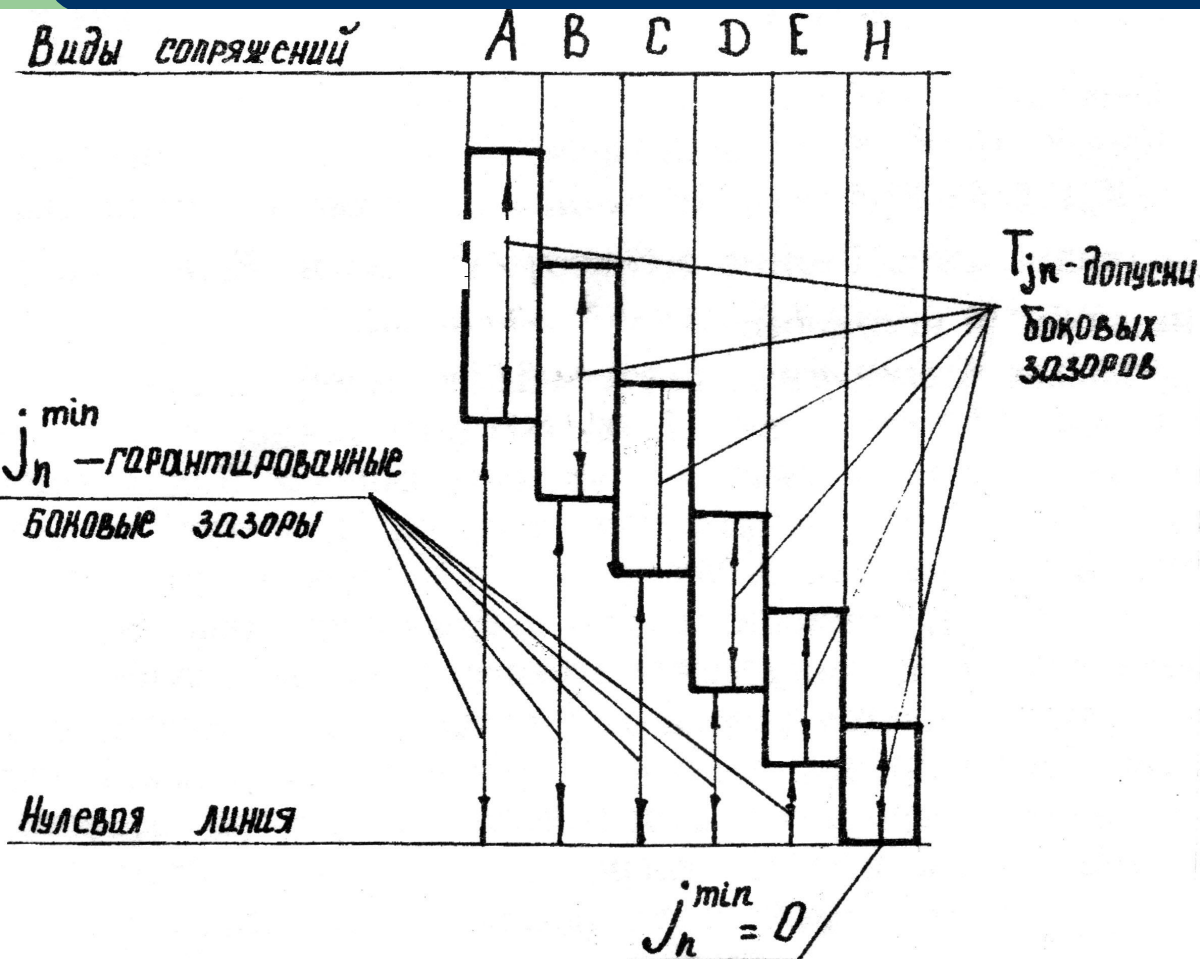
Боковой зазор



Для создания нормальных условий работы зубчатой пары (смазки, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, температурной деформации) стандартом предусматривается зазор между зубьями сопряжённых колёс в передаче

Зазор определяется в сечении, перпендикулярном направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам колёс

Виды сопряжения



В зависимости от величины гарантированного бокового зазора (j_n^{min}) стандартом установлено шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче:

A, B, C, D, E, H

и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке уменьшения буквами:

x, y, z, a, b, c, d, h

Зависимость вида сопряжения от степени точности по норме плавности работы

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности	3 - 12	3 - 11	3 - 9	3 - 8	3 - 7	3 - 7

Видам сопряжения **H** и **E** соответствует вид допуска **h**, а видам сопряжения **A**, **B**, **C**, **D** – виды допуска **a**, **b**, **c**, **d** соответственно

Соответствие между видом сопряжения зубчатых колес в передаче и видом допуска на боковой зазор допускается изменять, при этом также могут быть использованы виды допусков **x**, **y**, **z**

Условное обозначение точности зубчатых колес

7 – С ГОСТ 1643 – 81

Такое колесо не должно иметь отклонений параметров, превышающих нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев по 7-й степени точности, вид сопряжения «С» и вид допуска на боковой зазор «с»

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор условное обозначение точности зубчатого колеса должно включать степень точности по каждой норме, вид сопряжения и вид допуска, например: степень кинематической точности – 8, по нормам плавности – 7, по нормам контакта – 6, вид сопряжения «В», вид допуска на боковой зазор «а»

8 – 7 – 6 Ва ГОСТ 1643-81

Гарантированный боковой зазор

Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом точности делительного межосевого расстояния. При выборе более грубого класса точности делительного межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении точности зубчатой передачи указываются принятый класс и гарантированный боковой зазор, рассчитанный по формуле:

$$j'_{nmin} = j_{nmin} - 0,68(|f'a| - |fa|),$$

где j_{nmin} и fa - табличные значения соответственно гарантированного бокового зазора и предельного отклонения делительного межосевого расстояния для данного вида сопряжения;

$f'a$ – отклонение делительного межосевого расстояния для более грубого класса;

j'_{nmin} - рассчитанный гарантированный боковой зазор

Классы точности зубчатых передач

Стандартом предусмотрено шесть классов точности зубчатых передач в зависимости от погрешности делительного межосевого расстояния (a_w), обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от **I** до **VI**

Гарантированный боковой зазор в каждом зубчатом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов точности делительного межосевого расстояния: для сопряжений **H** и **E** – **II**-й класс, а для сопряжений **A**, **B**, **C**, **D** – соответственно **VI**, **V**, **IV** и **III**

Обозначение класса точности зубчатой передачи

Пример обозначения точности цилиндрической передачи

с 7-й степенью точности по всем нормам

с видом зацепления «С», видом допуска на боковой зазор «а»

с V-ым классом точности делительного межосевого расстояния с рассчитанным гарантированным боковым зазором $j'_{nmin} = 128$ мкм:

7 – Ca/ V – 128 ГОСТ 1643 – 81